

# СПРАВОЧНИК ПО КРАНАМ

---

ТОМ 2

**Характеристики  
и конструктивные схемы  
кранов. Крановые  
механизмы, их детали и узлы,  
Техническая эксплуатация  
кранов**

Под общей редакцией  
д-ра техн. наук  
проф. М. М. Гохберга



Москва  
«Машиностроение»  
1988

ББК 39.12я2

С74

УДК 621.873/.875(031)

**Авторы тома:** М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин, Н. Н. Кулькова,  
И. С. Мазовер, Л. А. Невзоров, А. Н. Орлов, Б. И. Плавник,  
П. А. Самойлович, Л. Г. Серлин, С. А. Соколов

**Рецензенты** канд. техн. наук В. А. Васильев,  
канд. техн. наук А. Н. Иванов, инж. М. З. Брайнин,  
инж. И. Б. Полуновский, инж. В. И. Роберман

**Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2. Характеристики**  
С74 **и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их**  
**детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов/**  
**М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин и др.; Под общ. ред. М. М. Гохберга. — М.:**  
**Машиностроение, 1988. — 559 с.: ил.**

ISBN 5-217-00289-1

Представлены технические характеристики основных типов кранов и их конструктивные схемы. Даны основы выбора и расчетов деталей и узлов крановых механизмов, вспомогательных устройств. Рассмотрены вопросы эксплуатации кранов, технического надзора в соответствии с правилами Госгортехнадзора, Морского и Речного Регистров.

Справочник предназначен для инженеров-конструкторов и инженеров-механиков проектных организаций и предприятий.

С  $\frac{3601030000-270}{038(01)-88}$  270—88

ББК 39.12я2

ISBN 5-217-00289-1 (т. 2) © Издательство «Машиностроение», 1988  
ISBN 5-217-00287-5

Как и в т. 1, материал справочника ввиду многообразия типов кранов в части механизмов представлен в обобщенном виде по признаку конструктивных форм, а не кранов. Данные о деталях и узлах крановых передач с учетом того, что имеются капитальные справочники по деталям машин, изложены в краткой форме, причем главное внимание уделено особенностям их расчета, определяемым спецификой работы кранов. Сведения по приводам крановых механизмов ограничены материалами, необходимыми для инженеров-механиков, занимающихся проектированием и эксплуатацией кранов.

За последние годы в области теории и практики краностроения достигнуты крупные успехи, что нашло отражение в справочнике. В настоящем томе к ним можно отнести плавучие краны, принципы оптимального проектирования механизмов и оптимального управления ими, механические системы для уменьшения раскачивания груза и др.

При составлении справочника использованы опыт работы конструкторских бюро краностроительных заводов (в особенности Ленинградского завода ПТО им. С. М. Кирова), результаты исследовательских работ втузов и институтов (ВНИИПТмаш и ВНИИ-стройдормаш) и передовой опыт эксплуатации кранов в промышленности и на транспорте.

В т. 1 справочника приведен список общей литературы, при ссылках на который цифру в квадратных скобках предваряет буква «О», например: [О.7]. Кроме того, в конце каждой главы помещен список дополнительной литературы.

Единицы технических величин даны в СИ. При переводе единиц физических величин из устаревшей системы МКГСС в СИ можно считать с достаточной точностью (2 %): 1 кгс  $\approx$  10 Н; 1 тс  $\approx$  10 кН; 1 кгс/см<sup>2</sup>  $\approx$  10<sup>5</sup> Па = 0,1 МПа; 1 кгс/мм<sup>2</sup>  $\approx$  10<sup>7</sup> Па = 10 МПа; 1 кгс·м (работа)  $\approx$  10 Дж (1 Н·м = 1 Дж); 1 кгс·м/с (мощность)  $\approx$  10 Вт (1 Н·м/с = 1 Вт); 1 л. с.  $\approx$  736 Вт.

*М. М. Гохберг*

## IV

## IV.1. Домкраты, лебедки и шпили

Домкраты предназначаются для подъема груза на небольшую высоту (до 1 м) и делятся на винтовые, реечные, гидравлические и пневмогидравлические с ручным и электрическим приводом [О.23]. Технические характеристики домкратов приведены в табл. IV.1.1.

Лебедки служат для подъема, опускания и подтягивания грузов, а также для различных погрузочно-разгрузочных и монтажных работ. Лебедки изготавливаются с ручным и электрическим приводом и бывают общего назначения, используемые как самостоятельные механизмы, и специальные (крановые), являющиеся частью механизмов кранов.

Шпили применяют на железнодорожных путях для маневровых передвижений вагонов, на судах для подъема якорей, в портах и доках для подтягивания к берегу судов и др.

## IV.1.1. Технические характеристики домкратов

Параметр	Дом			
	руч			
	реечные		гидравли	
	ДР-5М	ДР-8	ДГС-2	ДГ-20
Грузоподъемность, т	5	8	5	20
Высота подъема, мм	350	350	140	100
Масса, кг	40	39	8,7	16,3
Технические условия на изготовление	ТУ 36-123—75	ТУ 24-4-227—78	ТУ 34-2104—74	ТУ 36-2136—78

Технические характеристики ручных лебедок приведены в табл. IV.1.2, лебедок с электрическим приводом — в табл. IV.1.3, крановых лебедок — в табл. IV.1.4, шпилей швартовых — в табл. IV.1.5.

## IV.2. Тали и подвесные тележки

Тали предназначены для подъема, опускания и горизонтального перемещения грузов по однорельсовому пути. Управление подъемом груза и перемещением талей кнопочное. В зависимости от привода тали разделяют на ручные и электрические. Ручные тали бывают стационарными (подвесными) и передвижными, шестеренными и с червячным механизмом.

Грузоподъемность талей ручных: шестеренных (ГОСТ 2799—75) 0,25—8 т (табл. IV.1.6, рис. IV.1.1, а); червячных (ГОСТ 1106—74) 1—8 т (табл. IV.1.7, рис. IV.1.1, б).

Электрические тали выполняют в виде самостоятельных механизмов или как часть механизмов однобалочных мостовых, козловых и консольных кранов. Электрические тали общего назначения (ГОСТ 22584—77) применяют для работы в помещениях и на открытом воздухе при температуре окружающей среды от —40 до 40 °С при условии защиты от непосредственного воздействия дождя и снега. Во взрывоопасной среде применяют взрывозащищенные тали.

Ряды основных параметров электрических талей представлены в табл. IV.1.8.

В зависимости от области использования электрические тали выполняют стационарными (рис. IV.1.2, а) и передвижными. Относительно оси монорельсового пути корпус подъемного механизма расположен продольно (рис. IV.1.2, б) или поперечно

краты					
ные			с электрическим приводом		
ческие					
ДГО-50А	ДГО-100А	ДГО-200А	ДГ-10СП	ДГ-50	ДГ-200-2
50	100	200	10	50	200
100	160	160	120	150	155
65	115	195	96	75	110
ТУ 36-2135—78			ТУ36-122-2147— 79	ТУ 34-42—76	ТУ 22-3036—74

**IV.1.2. Технические характеристики ручных однобарабанных лебедок, применяемых при строительных и монтажных работах (ГОСТ 7014—74)**

Параметр	Марка лебедки			
	ЛР-1,25	ЛР-3,2	ЛР-5	ЛР-8
Наибольшее тяговое усилие в канате на первой передаче, кН	12,5	32	50	80
Расчетный диаметр каната при пределе прочности проволоки в канате 160 МПа, мм	11	16,5	21	27,5
Канатовместимость барабана, м, не менее	50		75	
Габаритные размеры лебедки при снятых рукоятках, мм:				
длина	800	850	1050	1300
ширина	600	700	950	1250
высота	800	900	1000	1300
Масса лебедки без каната, кг, не более	160	260	500	900

Примечание. Радиус вращения рукоятки не более 450 мм.

**IV.1.3. Технические характеристики однобарабанных лебедок с электрическим приводом, применяемых при строительных и монтажных работах (ГОСТ 2914—80)**

Параметр	Номинальное тяговое усилие в канате на последнем слое, кН		
	4	6,3; 10; 12,5	20; 32; 50
Расчетная канатовместимость барабана при многослойной навивке, м	80		250
Расчетная скорость навивки каната на первом слое, м/с (м/мин), не менее	0,5 (30)	0,4 (24)	0,25 (15)

**IV.1.4. Технические характеристики электрических крановых лебедок для подъема груза и стрелы (по данным ВНИИстройдормаша [0.7])**

Параметр	Марка лебедки			
	грузовой		стреловой	
	У5 120.31.1Б (Л-500)	У5 120.44 (Л-600.4)	У5 120.28Б (Л-450.2)	У5 120.45А (Л-600.6А)
Тяговое усилие в канате, кН	3,2	5/4,5	3,2/2,9	5
Канатовместимость для одного слоя навивки, м	55	79	32	79

Параметр	Марка лебедки			
	грузовой		стреловой	
	У5 120.31.1Б (Л-500)	У5 120.44 (Л-100.4)	У5 120.28Б (Л-650.2)	У5 120.45А (Л-600.6А)
Скорость навивки, м/с (м/мин)	0,64 (38)	0,76 (45)	0,47 (28)	0,47 (28)
Диаметр барабана, мм	390	505	$d_1 = 260,$ $d_2 = 335$	505
Габаритные размеры, мм:				
длина	1840	2250	1800	2250
ширина	1340	1500	1020	1500
высота	700	750	830	750
Масса, кг	1500	2100	980	1800

Примечание. Мощность электродвигателя 30 кВт.

IV.1.5. Технические характеристики шпиль шартовых с электрическим и гидравлическим приводами (ГОСТ 9891—76, СТ СЭВ 1003—78)

Параметр	Тяговое усилие на турачке, кН						
	8	12,5	20	30	50	80	100
Скорость выбира- ния шартового ка- ната, м/с (м/мин):	Не устанавли- вается			Не более 0,13 (8)			
малая							
номинальная							
наибольшая	Не уста- навливается	0,4—0,67 (24—40)					
Размер расчетного шартового каната (наибольший), мм:							
диаметр сталь- ного	13,5	16 (17) *	19	23	26,5 (30,5) *	30,5 (34,5) *	34,5 (42) *
длина окружно- сти:							
растительного	100	125	175	200	225	300	350
синтетического	70	80	90	115 (125) *	150	175	200 (225, 260) *

\* Допускается по требованию заказчика.

#### IV.1.6. Технические характеристики талей ручных шестеренных подвесных (ГОСТ 2799—75)

Исполнение	Таль с подвеской груза	Грузоподъемность, т	Тяговое усилие на цепи механизма подъема, Н	Масса *, кг, не более
1	На одной ветви цепи	0,25	250	15
		0,5	320	20
		1	320	30
		2	500	50
2	На двух ветвях цепи	3,2	500	70
		5		125
3	На трех ветвях цепи	8	500	170

Примечание. Высота подъема 3, 6, 9 и 12 м.

\* Масса тали указана с цепями длиной, обеспечивающей высоту подъема 3 м.

#### IV.1.7. Технические характеристики талей ручных червячных передвижных (ГОСТ 1106—74)

Грузоподъемность, т	Тяговое усилие механизма, Н		Радиус закругления пути, м, не менее	Номера профилей двутавровых балок однопорельсового пути		Масса тали с цепями, кг, не более
	подъема	передвижения		по ГОСТ 8239—72	по ГОСТ 19425—74	
1	350	100	1,2	16—33	18М; 24М; 30М; 36М	45
3,2	650	180	2	22—45	24М; 30М; 36М; 45М	90
5	750	200	2,5	30—55	30М; 36М; 45М	150
8	750	250	3	40—60	45М	300

Примечание. Высота подъема 3 м. Допускается изготовлять тали с высотой подъема 6, 9 и 12 м.

#### IV.1.8. Ряды основных параметров электрических талей (ГОСТ 25274—82, СТ СЭВ 2144—80)

Тали	Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Скорость, м/с (м/мин)	
			подъема	передвижения
Канатные: общего назначения	0,25; 0,5; 1; 2; 3,2; 5; 8; 12,5; 16	5; 6,3; 9; 12,5; 18; 20; 25; 32	0,125 (7,5);	0,32 (19);
			0,2 (12);	
взрывозащищенные	0,5; 2; 5		0,25 (15)	0,4 (24);
			0,125 (7,5)	0,5 (30);
Цепные	0,125; 0,25; 0,5; 1; 2	3,2; 5; 6,3; 9; 12,5	0,063 (3,8)	0,8 (48)



(рис. IV.1.2, в). Последнее обеспечивает меньший габарит по высоте. Ходовые тележки талей изготовляют шарнирными или жесткими, приводными (с ручным или электрическим приводом) или холостыми. Применяют тали с одной или двумя приводными

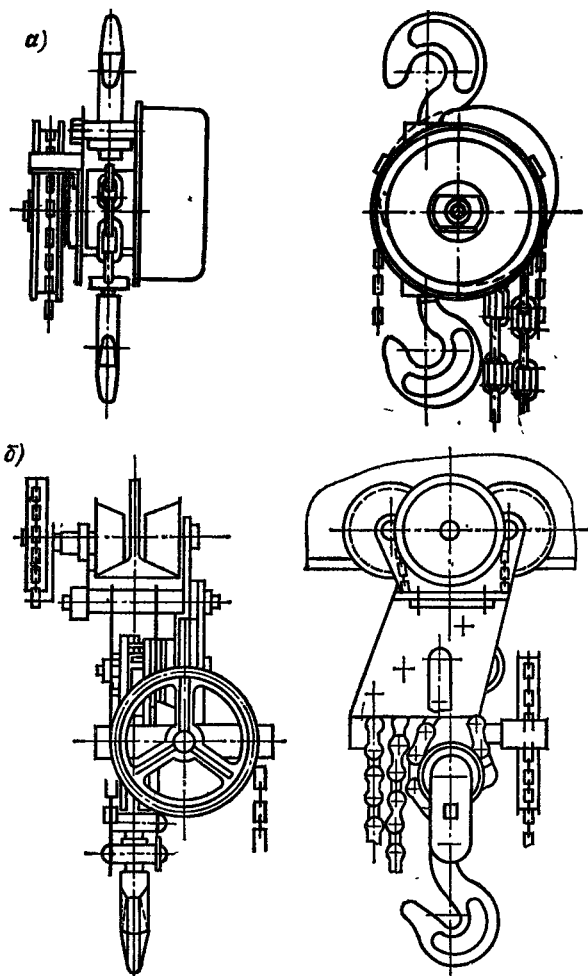


Рис. IV.1.1. Таль ручная: *а* — шестеренная подвесная грузоподъемностью от 0,25 до 8 т (см. табл. IV.1.6); *б* — червячная передвижная грузоподъемностью от 1 до 8 т (см. табл. IV.1.7)

тележками (рис. IV.1.2, г). Подвод электропитания осуществляется троллеями или гибким кабелем. В соответствии с ГОСТ 22584—77 электрические тали выпускают в восьми исполнениях (табл. IV.1.9).

Механизмы передвижения тали и подъема груза могут быть одно- и двухскоростными. Возможно устройство двухскоростного

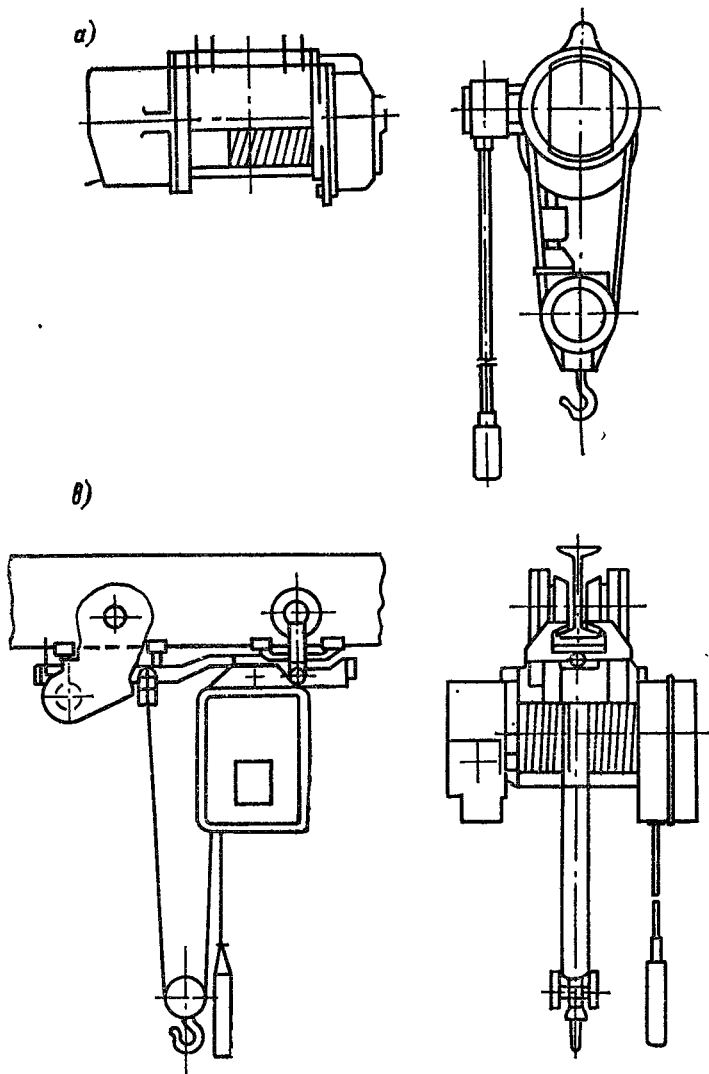
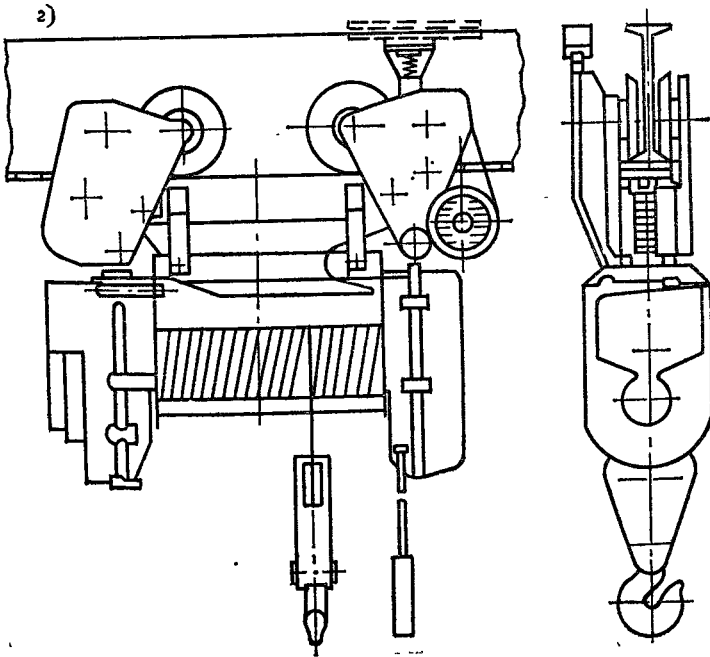
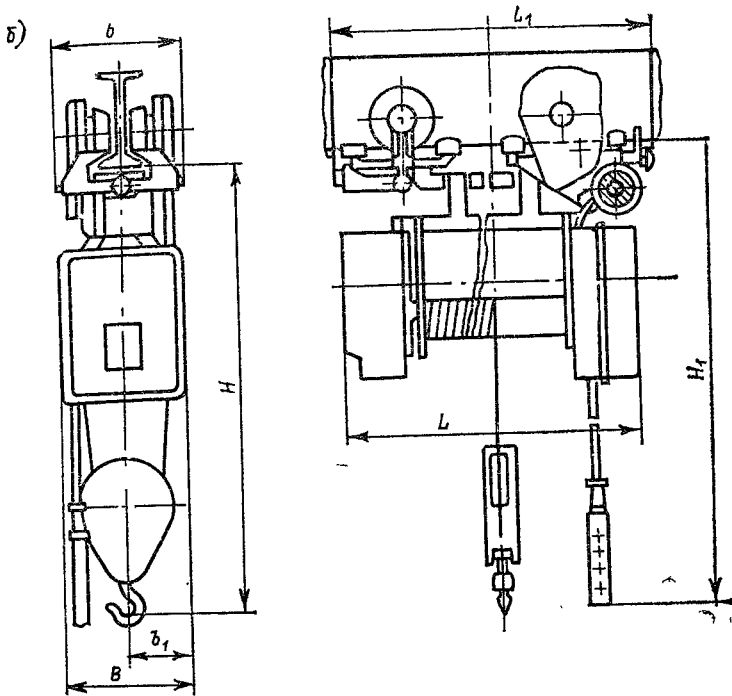


Рис. IV.1.2. Таль электрическая грузоподъемностью от 0,25 до 5 т: а — стационарная (см. табл. IV.1.10); б — передвижная с продольным расположением барабана (см. табл. IV.1.11, IV.1.12, IV.1.14); в — передвижная с поперечным расположением барабана (см. табл. IV.1.13); з — с двумя приводными тележками (см. табл. IV.1.13)



IV.1.9. Тали канатные электрические (ГОСТ 22584—77)

Исполнение	Расположение подъемного механизма относительно пути	Механизм	
		передвижения тали	подъема груза
1 2	Продольное Поперечное	Стационарная таль	Однокоростной, двухкоростной от одного электродвигателя и с микроприводом (от двух электродвигателей)
3	Продольное	С шарнирными не приводными тележками	Однокоростной, двухкоростной с микроприводом (от двух электродвигателей) Двухкоростной от одного электродвигателя
5		С шарнирной приводной и шарнирной не приводной тележками однокоростной То же, двухкоростной	
6	Поперечное	С шарнирной приводной и шарнирной не приводной тележками однокоростной То же, двухкоростной	Однокоростной  Двухкоростной от одного электродвигателя
7	Продольное	Однокоростной с четырехкатковой жесткой приводной тележкой	Однокоростной
8	Поперечное	Однокоростной с двумя четырехкатковыми шарнирными приводными тележками	
9	Продольное	То же, двухкоростной	Однокоростной, двухкоростной с микроприводом (от двух электродвигателей)
			Двухкоростной от одного электродвигателя

механизма подъема с посадочной скоростью. Микроскорости подъема для талей с многоскоростными электродвигателями принимают в пропорции 1 : 3 номинальной скорости или менее, для талей с однокоростными двигателями — 1 : 8 или 1 : 16.

Технические характеристики электрических талей приведены в табл. IV.1.10—IV.1.13, где для параметров, выраженных суммой чисел и дробью, большее число и числитель относятся к ос-

**IV.1.10. Технические характеристики талей электрических канатных исполнений 1, 2 (ГОСТ 22584—77)**

Исполнение	Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Скорость подъема, м/с (м/мин)	Номинальная мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг
1	0,25	6	0,133 (8)	0,6 0,75	60 75—105
	0,5	6; 12; 18	0,133/0,045 (8/2,7)	0,75/0,25	85—115
	1		0,133 (8) 0,133/0,045 (8/2,7) 0,133/0,016 (8/1)	1,7 1,5/0,5 1,7/+0,18	140—185 160—205 170—220
	2		0,133 (8) 0,133/0,045 (8/2,7) 0,133/0,016 (8/1)	3 3/1 3+0,4	205—275 240—310 240—310
	3,2	6	0,133 (8) 0,133/0,01 (8/0,6)	5 5+0,6	350 390
		12; 18	0,133 (8) 0,133/0,045 (8/2,7) 0,133/0,01 (8/0,6)	5 5/1,7 5+0,6	395—440 460—505 435—480
	5	6; 12; 18	0,133 (8) 0,133/0,045 (8/2,7) 0,133/0,008 (8/0,5)	7,5 7,5/2,5 7,5+0,6	510—615 570—660 550—655
2	0,5	3	0,133 (8)	0,75	80
	1	4; 9	0,133 (8) 0,133/0,016 (8/1)	1,7 1,7/+0,18	135—150 170—185
	2	3; 6; 9	0,133 (8) 0,133/0,045 (8/2,7) 0,133/0,016 (8/1)	3 3/1 3+0,4	215—280 265—320 250—315
	3,2		0,133 (8) 0,133/0,01 (8/0,6)	5 5+0,6	340—430 380—470
	5		0,133 (8) 0,133/0,008 (8/0,5)	7,5 7,5+0,6	540—645 580—685

новному двигателю либо быстроходной обмотке двигателя, а меньшее число и знаменатель — к двигателю микропривода или тихоходной обмотке двигателя.

Размеры часто используемых в промышленности электрических талей исполнения 5 с односкоростными механизмами подъема и передвижения приведены в табл. IV.1.14.

Электрические подвесные тележки с кабиной управления (рис. IV.1.3) предназначаются для подъема и перемещения грузов по однорельсовому пути и применяются в цехах, на складах и

IV.1.11. Технические характеристики талей электрических канатных исполнений 3 (ГОСТ 22574—77)

Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Скорость подъема, м/с (м/мин)	Номинальная мощность электродвигателя, кВт	Номера профилей двутавровых балок для подвешного пути		Наименьший радиус закругления пути, м	Нагрузка на каток, кН	Масса, кг
				ГОСТ 19425—74	ГОСТ 8239—72			
0,25	6	0,16 (9,6)	0,6	18М; 24М	14—20а; 22; 24	0,5	1,15	75
0,5	6; 12; 18	0,133 (8) 0,133/0,045 (8/2,7)	0,75 0,75/0,25	18М; 24М	16—20а; 22; 24	0,5; 0,8 *	3,25	80—110 100—130
1	6	0,133 (8) 0,133/0,045 (8/2,7) 0,133/0,016 (8/1)	1,7 1,5/0,5 1,7+0,18	18М; 24М; 30М; 36М 24М; 30М; 36М 18М; 24М; 30М; 36М	—	1	5	180 185 200
2	6	0,133 (8) 0,133/0,045 (8/2,7) 0,133/0,016 (8/1)	3 3/1 3+0,4	24М; 30М; 36М	—	1	10	270 275 285
3,2	6	0,133 (8) 0,133/0,01 (8/0,6)	5 5+0,6	30М; 36М; 45М	—	1,5	15	430 470
5	6	0,133 (8) 0,133/0,045 (8/2,7) 0,133/0,008 (8/0,5)	7,5 7,5/2,5 7,5+0,6	—	—	2	23	640 750 680

IV.1.12. Технические характеристики талей электрических канатных исполнения 5 (ГОСТ 22584—77)

Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Скорость, м/с (м/мин)		Номинальная мощность электродвигателя, кВт		Номера профилей двутавровых балок для подвесного пути		Наименьшая радиус закругления пути, м	Нарузка на канат, кН	Масса, кг
		подъема	передвижения	подъема	передвижения	ГОСТ 19425—74	ГОСТ 8239—72			
0,25	6	0,16 (9,6)	0,333 (20) или 0,533 (32)	0,6	0,08	18М; 24М	14—20а; 22; 24	0,5	1,15	85
		0,133 (8)	0,666/0,217 (40/13)	0,75	0,12		16—20а; 22; 24		3,25	96
0,5	12; 18	0,133 (8)	0,333 (20) или 0,533 (32)	0,75	0,12	18М; 24М	16—20а; 22; 24	0,8	3,25	125
		0,133/0,045 (8/2,7)	0,666/0,217 (40/13)	0,75/0,25	0,18/0,06					111—126
1	6; 12; 18	0,133 (8)	0,333 (20) или 0,533 (32)	1,7	0,18	18М; 24М; 30М; 36М	24М; 30М; 36М	1; 1,5*	5	195—245
		0,133/0,045 (8/2,7)	0,666/0,333 (40/20)	1,5/0,5	0,25/0,12					18М; 24М; 30М; 36М
		0,133/0,016 (8/1)	0,333 (20) или 0,533 (32)	1,7+0,18	0,18				5,25	225—275

Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Скорость, м/с (м/мин)		Номинальная мощность электродвигателя, кВт		Номера профилей двутавровых балок для подвешного пути		Наименьшая радиус закругления пути, м	Наружка на каток, кН	Масса, кг	
		подъема	передвижения	подъема	передвижения	ГОСТ 19425—74	ГОСТ 8299—72				
2	6; 12; 18	0,133 (8)	0,333(20) или 0,533(32)	3	0,4	24М; 30М; 36М	—	1; 1,5*	10	290—360	
		0,133/0,045 (8/2,7)	0,666/0,217 (40/13)	3/1	0,37/0,12						360—430
		0,133/0,016 (8/1)		3±0,4	0,4						325—395
3,2	6 12; 18	0,133 (8)	0,333 (20) или 0,533 (32)	5	0,6	30М; 36М; 45М	—	1,5; 2*	14,8 15	470 510	
		0,133/0,01 (8/0,6)	0,666/0,333 (40/20)	5±0,6	0,6						515—560
		0,133 (8)		5	0,6						600—650
5	6; 12 18	0,133/0,045 (8/2,7)	0,666/0,333 (40/20)	5/1,7	0,75/0,37	30М; 36М; 45М	—	1,5; 2*	15,5	600—650	
		0,133/0,01 (8/0,6)	0,333 (20) или 0,533 (32)	5±0,6	0,6						555—600
		0,133 (8)	0,666/0,333 (40/20)	7,5	1,2						700—815
5	6; 12 18	0,133/0,045 (8/2,7)	0,666/0,333 (40/20)	7,5/2,5	1,5/0,8	—	—	2; 2,5*	22	840—940	
		0,133/0,008 (8/0,5)	0,333 (20) или 0,533 (32)	7,5±0,6	1,2						740—855
		0,133 (8)									

\* Для галей с высотой подъема 18 м.



IV.1.13. Технические характеристики талей электрических канатных исполнений 6—9 (ГОСТ 22584—77)

Исполнение	Прозондированность, %	Высота подъема, м	Скорость, м/с (м/мин)		Номинальная мощность электродвигателя, кВт		Номера профилей двугранных балок для подвесного пути		Наименьший радиус закругления пути, м	Нагрузка на каток, кН	Масса, кг			
			подъема	передвижения	подъема	передвижения	ГОСТ 19425—74	ГОСТ 8239—72						
6	0,5	3	0,133 (8)	0,333 (20) или 0,533 (32)	0,75	0,12	18М; 24М	16—20а; 22; 24	0,5	3,25	100			
	1	4; 9			1,7	0,18	18М; 24М; 30М; 36М	—	—	1	4,2	190—210		
	2	3; 6	3	0,4	24М; 30М; 36М									
			3/1	0,37/0,12	30М; 36М; 45М									
	3,2		5	0,6	30М; 36М; 45М									
5			7,5	1,2				2	22	775—825				
7	0,5	6	0,133 (8)	0,333 (20) или 0,533 (32)	0,75	0,12	18М; 24М	16—20а; 22; 24	1	3,25	96			
	1				1,7	0,18	18М; 24М; 30М; 36М							
	2				3	0,4	24М; 30М; 36М					1,5	5	195
	3,2				5	0,6	30М; 36М; 45М					10	290	
5			7,5	1,2				2	14,8	470				
8	5	3; 6			5	0,6	30М; 36М; 45М		2	11,1	775—825			
					7,5	1,2						2; 2,5*	11,1	700—815

Исполнение	Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Скорость, м/с (м/мин)		Номинальная мощность электродвигателя, кВт		Номера профилей двуглавых балок для подвешного пути	Наименьшая радиус закругления пути, м	Нагрузка на каток, кН	Масса, кг
			подъема	передвижения	подъема	передвижения				
9	5	6; 12; 18	0,133/0,045 (8/2,7) 0,133/0,008 (8/0,5)	0,666/0,333 (40/20) 0,333 (20) или 0,533 (32)	7,5/2,5 7,5+0,6	1,5/0,8 1,2	ГОСТ 19425—74	ГОСТ 8639—72	—	840—940 740—855

\* Для талей с высотой подъема 18 м.

IV.1.14. Размеры электрических талей исполнения 5 (см. рис. IV.1.2, б)

Обозначение тали	Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Размеры, мм						Обозначение тали	Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Размеры, мм						
			не более			не более						не более			не более			
			B	b *	b <sub>1</sub>	H**	H <sub>1</sub> ***	L				L <sub>1</sub>	B	b *	b <sub>1</sub>	H**	H <sub>1</sub> ***	L
ТЭ025-511	0,25	6	210	570	110	550	550	640	650	ТЭ200-521	2	12	370	185	1150	12 000	1020	960
ТЭ050-511	0,5	12	390	450	250	780	5 700	560	600	ТЭ200-531	2	18	370	185	1150	18 000	1260	1200
ТЭ050-521		18	17 700	17 700	915	955	ТЭ320-511	6	6 300	915		955						
ТЭ100-511	1	6	330	325	160	855	5 900	655	695	ТЭ320-521	3,2	12	440	390	220	12 300	1145	1185
ТЭ100-521		18	17 900	17 900	1085	1135	ТЭ320-531	18	18 300	1375		1415						
ТЭ200-511	2	6	370	185	1150	6 000	800	800	ТЭ500-511	5	6	500	400	250	6 500	1000	950	
ТЭ200-531	18	17 900	17 900	1085	1135	ТЭ500-521	12	12 500	1200		1150							
ТЭ200-511	2	6	370	185	1150	6 000	800	800	ТЭ500-531	18	18	500	400	250	18 500	1410	1360	

\* Размер по корпусам приводных тележек.

\*\* Размер для верхнего положения крюковой подвески без груза

\*\*\* Размер для справок.

IV.1.15. Технические характеристики грузовых электрических однорельсовых тележек

Тип тележки (ТУ 24-09-358—79)	Грузо-подъем-ность, т	Высота подъема, м	Скорость, м/с (м/мин)		Мощность электродвигателей механизмов, кВт	Номер двутавровой балки однорельсового пути по ГОСТ 19425—74	Минимальный радиус закругления пути, м		Масса, т	
			подъема	передвижения			подъема	передвижения	тележки	рейфера (кубеля)
ТКМ-203 с кубелем	2	12	0,27 (16)				5	2,11	0,31	
ТМГ-307 ТМГ-308 с рейфером	3	18		0,75 (45); 1,25 (75)	7,5	30М; 36М; 45М	3	3,13 3,5	1,2 1,5	
ТМ-512 ТМ-513	5	12 18					3	1,09 1,15	—	
ТМ-1013А ТМ-1014А ТМ-1015А с крюком	10	18 24 36	0,13 (8)		7,5×2	45М	5	0,75	1,9 2 2,27	—

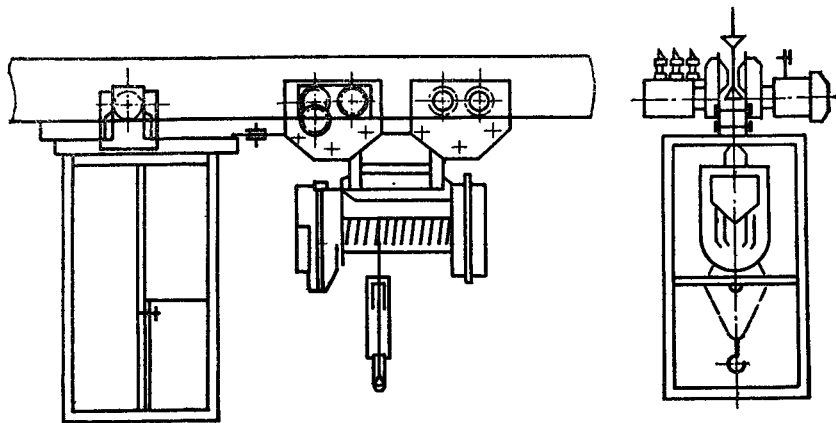


Рис. IV.1.3. Электрическая подвесная тележка грузоподъемностью 5 т с крюком и кабиной управления (см. табл. IV.1.15)

строительных площадках. Грузозахватным органом служит крюк, рейфер или ковш для расплавленного металла. Технические характеристики подвесных тележек приведены в табл. IV.1.15.

## Глава 2

## Мостовые краны

### IV.3. Общие сведения

Мостовые краны являются основным грузоподъемным оборудованием производственных цехов, закрытых и открытых складов. В качестве грузозахватного органа кранов служат: крюки, рейферы, электромагниты (мостовые краны общего назначения), захваты и другие специальные устройства (специальные мостовые краны). Краны, предназначенные для обслуживания металлургических цехов, представляют группу металлургических кранов (мульдоманитные, мульдозавалочные, литейные, краны для разведения слитков, колодцевые, ковочные, закалочные, с лапами и др.).

Грузоподъемность мостовых кранов достигает 500 т, пролеты — 60 м, высота подъема — 50 м и в специальном исполнении — 600 м (шахтный кран). Скорость (м/с): передвижения моста 0,5—2,5, передвижения тележки 0,1—1, подъема груза до 1.

Кабина управления располагается на мосту крана в месте, обеспечивающем наилучший обзор и безопасность работы крановщика, а при необходимости — на тележке или имеет возможность автономно перемещаться вдоль пролета крана. Кранами со

скоростью передвижения до 1 м/с можно управлять с пола. Применяют дистанционное управление, особенно при наличии трех механизмов. При редком использовании и малой грузоподъемности применяют краны с ручным приводом. Грузовые тележки, а иногда и мосты (во взрывоопасной среде) могут иметь токоподвод в виде гибкого подвесного кабеля на передвижных подпорках. Находят применение краны с гидроприводом (см. т. 1, разд. II, гл. 2).

На мосту крана могут располагаться две грузовые тележки на одном или двух путях. В случае ограничения габарита крана по высоте грузовая тележка перемещается внутри моста. Для подачи груза за пределы пролета крана применяют тележки с поворотной стрелой или консольной фермой. В кольцевых зданиях краны перемещаются по кольцевым путям разного радиуса (краны кольцевые, хордовые и др.).

*Мосты* кранов с грузовой тележкой выполняют двухбалочными (листовой и ферменной конструкции) или однобалочными, а с талью ручной или электрической — однобалочными (кран-балки).

*Механизм подъема* груза крюкового крана (см. разд. VI, гл. 2) включает однобаранную (при больших грузоподъемностях двух- и четырехбаранную) лебедку со сдвоенным полиспастом и расположением барабана обычно поперек моста. Для вспомогательных операций (в том числе ускорения подъема легких грузов) ставят второй механизм подъема.

При креплении крюка на специальной траверсе на ней можно устанавливать механизм вращения крюка. Подъемные лебедки могут быть размещены на поворотной раме с приводными колесами (вращающиеся тележки).

При необходимости устранить качание груза (преимущественно для металлургических кранов, а также кранов-штабелеров) применяют жесткий подвес груза на подъемной колонне с направляющими штангами.

*Механизмы передвижения* мостов (см. разд. VI, гл. 3) выполняют с отдельным приводом (с каждой стороны моста), для малых пролетов — с центральным приводом. При больших мощностях привода в кранах ответственного назначения (например, металлургических) предусматривают по два механизма передвижения на каждой половине моста.

Механизмы передвижения грузовых тележек аналогичны механизмам передвижения мостов.

Ходовые колеса кранов (см. п. V.8) выполняют двухребордными либо безребордными с горизонтальными направляющими роликами. В четырехколесных механизмах приводными являются два колеса. Ходовые колеса грузовых тележек выполняют двух- и одноребордными.

Режим работы механизмов кранов регламентируется ГОСТ 25835—83 (СТ СЭВ 2077—80), см. т. 1, разд. I.

Пролеты опорных мостовых кранов (расстояние между осями подкрановых рельсов) всех типов и грузоподъемностей, предназначенных для работы в зданиях с пролетами до 36 м включительно и на подкрановых эстакадах, выбирают по ГОСТ 534—78 (табл. IV.2.1).

Краны с двумя тележками, которые могут работать одновременно, относятся к соответствующим группам кранов по суммарной грузоподъемности обеих тележек.

При установке на одном подкрановом пути двух и более мостовых кранов разной грузоподъемности пролет их выбирают по крану наибольшей грузоподъемности.

Группы режимов работы кранов регламентируются ГОСТ 25546—82 (см. т. 1, разд. 1).

#### IV.4. Мостовые краны с ручным приводом

Мостовые краны с ручным приводом регламентированы ГОСТ 7075—80 (3,2—20 т). В качестве грузовой тележки они имеют ручную передвижную таль и могут быть однобалочными (табл. IV.2.2) или двухбалочными (табл. IV.2.3).

Подвесные ручные кран-балки регламентированы ГОСТ 7413—80 (0,5—5 т) при пролете до 10 м (табл. IV.2.4).

#### IV.5. Мостовые краны общего назначения с электрическим приводом

К кранам общего назначения относятся крюковые краны с гибким подвесом груза, а также магнитные и грейферные краны, снабженные съемным электромагнитом или грейфером.

Крюковые однобалочные краны, имеющие в качестве грузовой тележки самоходную электрическую таль (кран-балки), могут быть опорными или подвесными.

Требования к *однобалочным опорным кранам* (кран-балкам) регламентированы ГОСТ 22045—82 при грузоподъемности 1—5 т и пролетах 4,5—28,5 м. Высота подъема груза 6, 12, 18 м. Скорость (м/с): подъема груза — 0,13; передвижения тали — 0,33 и 0,53; передвижение крана — 0,4 и 0,63 (при управлении с пола) и 0,63 и 1 (при управлении из кабины). Конструктивная масса кранов с управлением из кабины приведена на рис. IV.2.1, а. Для кранов, управляемых с пола, масса ниже указанной на 10—25 %.

В качестве подкрановых рельсов применяют железнодорожный рельс Р24 по ГОСТ 6368—82 или квадрат 50 по ГОСТ 2591—71.

Требования к *однобалочным подвесным кранам* (рис. IV.2.2) регламентированы ГОСТ 7890—84 при грузоподъемности от 1 до 5 т. Эти краны могут быть одно- и двухпролетными. Однопролетные краны выполняют длиной от 3,6 до 18 м, двухпролетные — от 16,2 до 27 м. Длины консолей принимаются кратными 0,3 м

#### IV.2.1. Пролеты мостовых кранов (ГОСТ 534—78)

Пролеты кранов, м, при грузоподъемности, т		Пролеты кранов, м, при грузоподъемности, т	
до 50 включительно	от 63 до 125 включительно	свыше 125	от 63 до 125 включительно
4,5; 7,5; 10,5; 13,5; 16,5; 19,5	10; 13; 16; 19; 22; 25; 28; 31	9,5; 12,5; 15,5; 18,5; 21,5; 24,5; 27,5	22,5; 25,5; 28,5; 31,5; 34,5
			34
			30,5; 33,5

Примечания. 1. При наличии прохода вдоль подкрановых путей пролет кранов грузоподъемностью до 50 т включительно уменьшается на 0,5 м. 2. Размеры 13,5; 19,5; 25,5 и 31,5 м и соответствующие им в других группах применять не рекомендуется.

#### IV.2.2. Технические характеристики мостовых опорных однобалочных кранов с ручным приводом (ГОСТ 7075—80)

Грузоподъемность, т	Пролет, м	База крана, м	Ширина крана, м, не более	Скорость, м/с (м/мин)				Тяговое усилие, Н			Масса крана, т, не более
				Груза	передвижения		механизма подъема	механизма передвижения крана	176	98	
					тали	крана					
3,2	4,5; 7,5 10,5	1,2 1,6	1,7 2,1	0,005 (0,3)	0,115 (6,9)	0,078 (4,7)	650	176	98	0,67—0,88 1,13	
5	4,5; 7,5 10,5	1,6	2,2	0,004 (0,25)	0,088 (5,3)	0,082 (4,9)	750	196	147	0,83—1,1 1,5	
											2,1

Грузоподъемность, т	Пролет, м	База крана, м	Ширина крана, м, не более	Скорость, м/с (м/мин)			Тяговое усилие, Н			Масса крана, т, не более
				подъема груза	передвижения		механизма низма подъема	механизма передвижения		
					тали	тали		тали	тали	
8	4,5; 7,5 10,5	1,8	2,5	0,0025 (0,15)	0,093 (5,6)	0,083 (5)	750	245	196	1,34—1,61 2,06 2,53 2,84
	13,5 16,5	2,1	2,7							

Примечания. 1. Высота подъема 12 м. Допускается изготовлять однобалочные краны с высотой подъема 3, 6 и 9 м. 2. Тип подкранового рельса железнодорожного — Р24 по ГОСТ 6368—82, специального — квадрат 50 по ГОСТ 2591—71, Ст3 по ГОСТ 535—79.

IV.2.3. Технические характеристики мостовых опорных двухбалочных кранов с ручным приводом (ГОСТ 7075—80)

Грузоподъемность, т	Пролет, м	База крана, м	Ширина крана, м, не более	Скорость, м/с (м/мин)			Тяговое усилие, Н			Тип подкранового рельса		Масса крана, т, не более	
				подъема груза	передвижения	тали	тали	тали	тали	тали	тали		тали
12,5	7,5; 10,5; 13,5; 16,5	3,5	4,2	0,0012 (0,07)	0,055 (3,3)	0,045 (2,7)	343	196	274	274	железнодорожного	Квадрат 60 по ГОСТ 2591—71, Ст3 по ГОСТ 7173—54	5,6—8,2
20													

Примечание. Высота подъема 12 м. Допускается изготовлять двухбалочные краны с высотой подъема 14, 16, 18 и 20 м.



и находятся в пределах 0,3—1,5 м. Высота подъема от 6 до 32 м. Скорость (м/с): подъема груза — 0,125 и 0,13; передвижения тали — 0,33 и 0,4; передвижения крана — 0,5.

Номера профилей двутавровых балок для кранового пути принимаются по ГОСТ 19425—74: для кранов грузоподъемностью 1 и 2 т — 24М, 30М, 36М; для кранов грузоподъемностью 3,2 и 5 т — 30М, 36М, 45М.

Конструктивная масса однобалочных кранов с электрическими таями по ГОСТ 22584—77 с высотой подъема 6 м приведена на рис. IV.2.1, б. Управление краном осуществляется с пола.

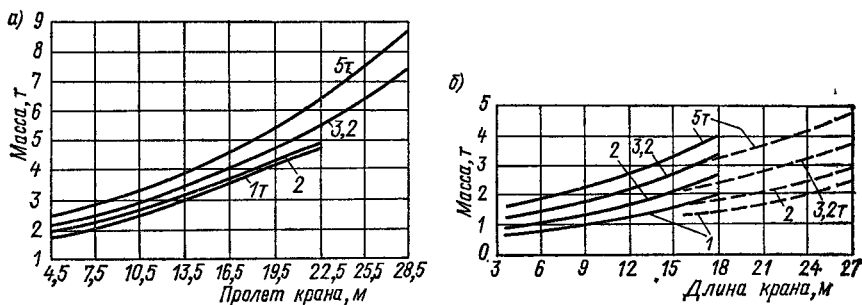


Рис. IV.2.1. Конструктивная масса мостовых электрических однобалочных кранов (кран-балок) грузоподъемностью от 1 до 5 т: а — опорных (с управлением из кабины); б — подвесных

Краны: — — — однопролетные; - - - - - двухпролетные

При грузоподъемности более 10 т подвесные краны выполняют двухбалочными со специальными грузовыми тележками, перемещающимися по нижним поясам несущих балок мостов. Общая длина многопролетных кранов может достигать 100 м.

Крюковые опорные *двухбалочные краны* регламентированы ГОСТ 25711—83 (грузоподъемность 5—50 т), ГОСТ 6711—86 (грузоподъемность 80—500 т) и ГОСТ 24378—80 (технические условия).

Технические характеристики мостовых электрических двухбалочных кранов наиболее распространенной режимной группы БК по ГОСТ 25546—82 грузоподъемностью 5—50 т (рис. IV.2.3, а) приведены в табл. IV.2.5, кранов грузоподъемностью 80—500 т (рис. IV.2.3, б) — в табл. IV.2.6.

Грузовые тележки двухбалочных кранов (рис. IV.2.4, а, б) выполняют преимущественно опорной конструкции. Они имеют один или два механизма подъема с крюковыми подвесками и механизм передвижения (рис. IV.2.5). Применяют грузовые тележки облегченной конструкции, имеющие меньшие массу и габаритные размеры (рис. IV.2.5, в). В таких тележках барабан подъема располагается на одной оси с холостыми колесами механизма передвижения и выполняет роль поперечины, соединяющей продольные балки. Предусматривается возможность работы меха-

## IV.2.4. Технические характеристики мостовых подвесных однобалочных кранов с ручным приводом (ГОСТ 7413—80)

Грузоподъемность, т	Пролет, м	Длина консоли крана А	База крана А	Ширина крана В	Скорость, м/с (м/мин)		Тяговое усилие, Н		Номер профиля	Масса крана *, т, не более		
					подъема груза	передвижения	механизма подъема	механизма передвижения				
м, не более					тали крана	тали крана						
0,5	3	0,3; 0,6	1	1,3					18	ГОСТ 8239—72 несущей балки	ПОДКРЯНОВОГО ПУТИ по ГОСТ 19425—74	0,28
	4,5											0,31
	6											0,38
	7,5	0,3; 0,6; 0,9	1,5	1,8			180	80	80			
1	9	0,6; 0,9; 1,2	1,8	2,1		0,008 (0,5)	0,122 (7,3)	0,048 (2,9)	24		18М; 24М; 30М	0,58
	3	0,3 0,6	1	1,3								0,28
	4,5											0,31
	6	0,3 0,6							18			0,44
1	7,5	0,3; 0,6; 0,9	1,5	1,8			343	98	100	24		0,5

2	3; 4,5	0,6; 0,9; 1,2	1,8	2,1	0,006 (0,33)	0,115 (6,9)	0,06 (3,6)	440	120	140	30	24M; 30M; 36M; 45M	0,59
													0,51
3,2	6	0,3; 0,6	1,5	1,8	0,006 (0,33)	0,115 (6,9)	0,06 (3,6)	637	176	196	30	24M; 30M; 36M; 45M	0,59
													0,74
5	7,5	0,3; 0,6; 0,9	1,5	1,8	0,004 (0,25)	0,088 (5,3)	0,06 (3,6)	735	245	245	36	30M; 36M; 45M	0,96
													0,7
9	3; 4,5	0,3; 0,6	1	1,3	0,006 (0,33)	0,115 (6,9)	0,06 (3,6)	440	120	140	30	24M; 30M; 36M; 45M	0,59
													0,51
3,2	6	0,3; 0,6	1,5	1,8	0,006 (0,33)	0,115 (6,9)	0,06 (3,6)	637	176	196	30	24M; 30M; 36M; 45M	0,59
													0,74
5	7,5	0,3; 0,6; 0,9	1,5	1,8	0,004 (0,25)	0,088 (5,3)	0,06 (3,6)	735	245	245	36	30M; 36M; 45M	0,96
													0,7
9	3; 4,5	0,3; 0,6	1	1,3	0,006 (0,33)	0,115 (6,9)	0,06 (3,6)	440	120	140	30	24M; 30M; 36M; 45M	0,59
													0,51
3,2	6	0,3; 0,6	1,5	1,8	0,006 (0,33)	0,115 (6,9)	0,06 (3,6)	637	176	196	30	24M; 30M; 36M; 45M	0,59
													0,74
5	7,5	0,3; 0,6; 0,9	1,5	1,8	0,004 (0,25)	0,088 (5,3)	0,06 (3,6)	735	245	245	36	30M; 36M; 45M	0,96
													0,7

Примечание. Краны требуется изготовлять с высотой подъема 3, 6, 9 и 12 м.

\* Для кранов с высотой подъема 3 м.

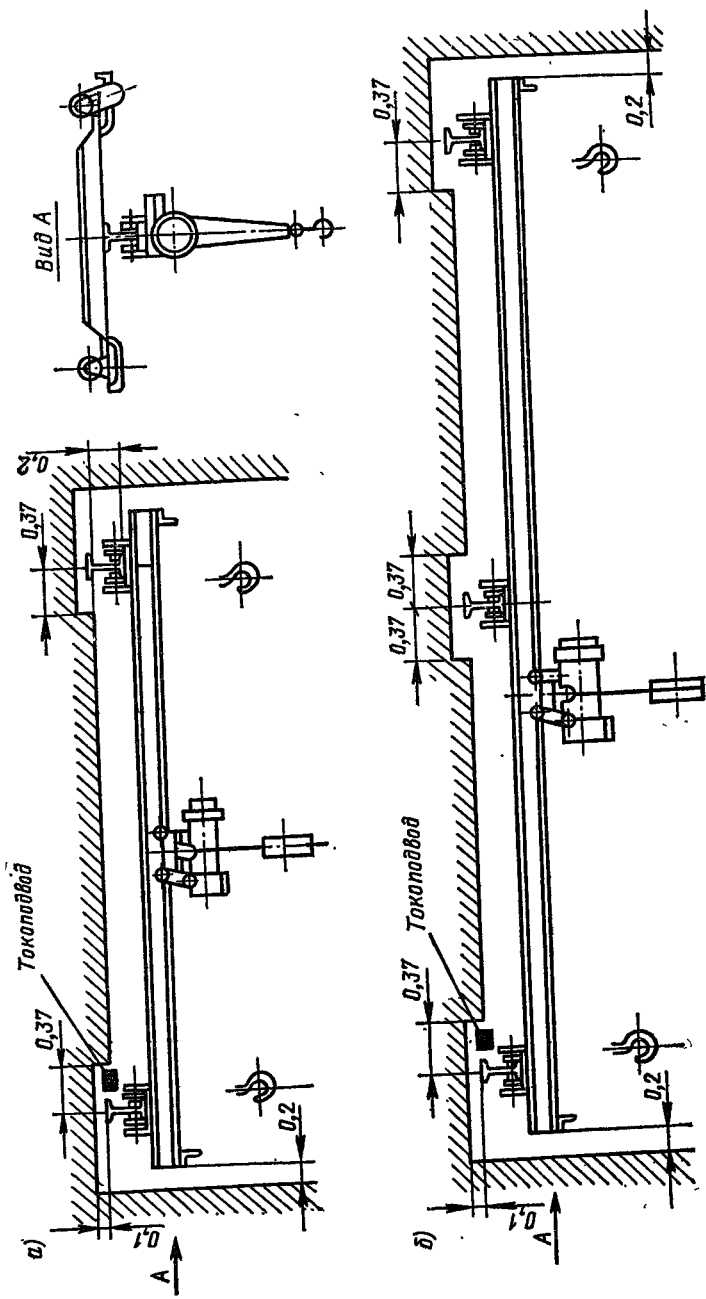


Рис. IV.2.12. Краны мостовые электрические подвесные; а — однофазный; б — двухфазный

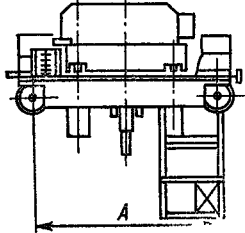
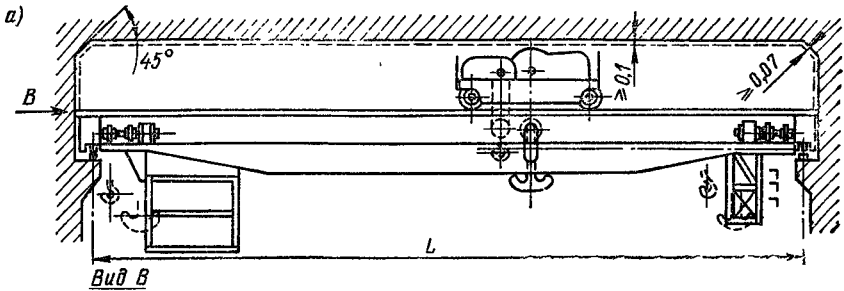
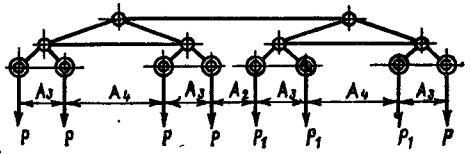
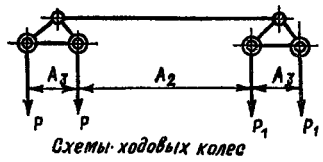
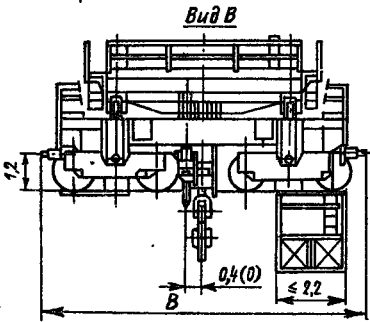
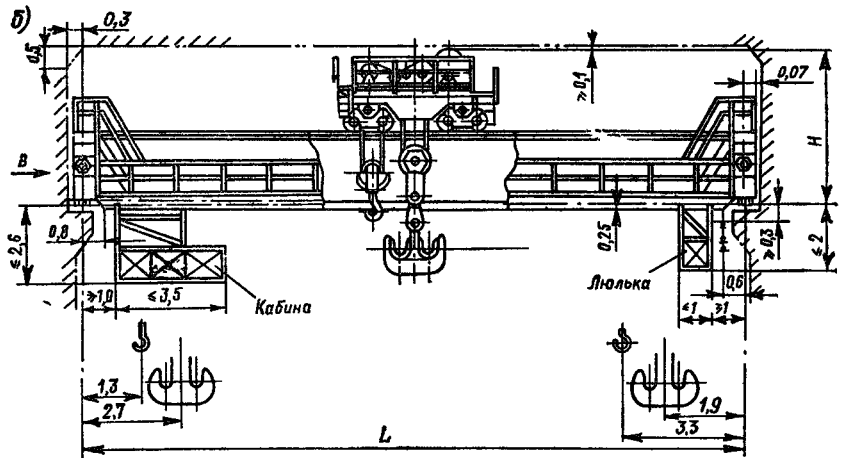


Рис. IV.2.3. Краны мостовые электрические двухбалочные общего назначения: а — грузоподъемностью 5 — 50 т (см. табл. IV.2.5); б — грузоподъемностью 80 — 500 т (см. табл. IV.2.6)



**IV.2.5. Технические характеристики мостовых кранов общего назначения грузоподъемностью от 5 до 50 т, соответствующих режимной группе БК по ГОСТ 25546—82 (ГОСТ 25711—83)**

Грузоподъемность т	Пролет, м	База крана А, м	Ширина крана В, м	Скорость подъема груза, м/с (м/мин)	Тип подкранового рельса		Нагрузка на колесо крана, кН	Масса, т	
					железнодорожного по ГОСТ 7173—54	кранового по ГОСТ 4121—76		тележки	крана
5	10,5	3,7	4,7	0,16 (9,6)	P43	КР 70	50	2	9
	16,5						55		11
22,5	60	13							
28,5	5	6	75				19,5		
	34,5	5,6						6,6	85
8	10,5	4,4	5,4				0,125 (7,5)	70	2,2
	16,5			80				12,5	
22,5	85	14,5							
28,5	5	6	100	20,5					
	34,5	5,6						6,6	115
10	10,5	4,4	5,4	0,125 (7,5)				80	2,4
	16,5						85	13	
22,5	95	15,8							
28,5	5	6	105		21				
	34,5	5,6				6,6	125	29	
12,5	10,5	4,4	5,5		0,125 (7,5)	105	3	13	
	16,5			120		16			
22,5	135	20,5							
28,5	5	6,1	155	26					
	34,5	5,6				6,7	170	32	
16	10,5	4,4	5,6	0,125 (7,5)		120	3,7	15,8	
	16,5				140	18,7			
22,5	150	21,7							
28,5	5	6,2	170		28,5				
	34,5	5,6				6,8	185	39	
20/5	10,5	4,4	5,6		0,1 (6)	155	6,3	19	
	16,5			170		22			
22,5	180	25,5							
28,5	5	6,2	200	33,2					
	34,5	5,6				6,8	235	46,5	

Грузоподъемность, т	Пролет, м	База крана А, м	Ширина крана В, м	Скорость подъема груза, м/с (м/мин)	Тип подкранового рельса		Нагрузка на колеса крана, кН	Масса, т							
					железнодорожного по ГОСТ 7173—54	кранового по ГОСТ 4121—76		тележки	крана						
32/5	10,5	5,1	6,3	0,1 (6)	P43		215	8,7	25						
	16,5									235					
	22,5										260				
	28,5											280			
34,5	5,6	6,8	KP 70		320	56,5									
50/12,5							10,5	5,6	6,86	P50				310	13,5
							16,5				360				
							22,5					380			
	28,5	415													
34,5	KP 80		455	73,1											

Примечания. 1. Высота подъема 12,5 м. 2. Допускается изготовлять краны режимной группы БК с высотой подъема 8, 16, 20, 25 и 36 м. 3. Скорость передвижения тележки 0,63 м/с (38 м/мин), крана 1,25 м/с (75 м/мин).

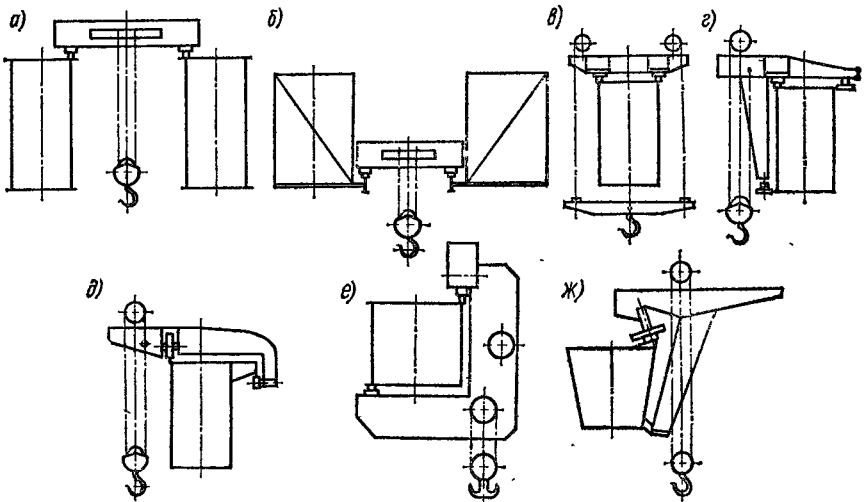


Рис. IV.2.4. Грузовые тележки мостовых кранов: а — опорная двухбалочного сплошностенчатого моста; б — подвесная двухбалочного ферменного моста; в — опорная однобалочного моста; г — консольно-подвесная однобалочного моста; д — консольная двухбалочного моста; е — угловая однобалочного моста; ж — угловая с наклонными ходовыми колесами

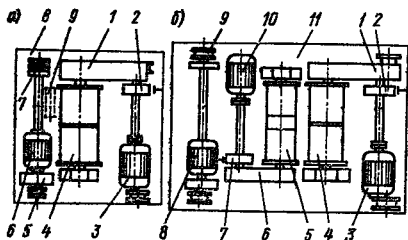


Рис. IV.2.5. Схема расположения механизмов на грузовой тележке двухбалочного мостового крана:

**а** — кривокая тележка с одним механизмом подъема

1 — редуктор подъема; 2 — тормоз подъема; 3 — электродвигатель подъема; 4 — барабан подъема; 5 — редуктор передвижения; 6 — двигатель передвижения; 7 — ходовое колесо; 8 — рама, 9 — кабельный барабан (для магнитной елжки)

**б** — кривокая тележка с двумя механизмами подъема

1 — редуктор главного подъема; 2 — тормоз главного подъема; 3 — двигатель главного подъема; 4 — барабан главного подъема; 5 — барабан вспомогательного подъема; 6 — редуктор вспомогательного подъема; 7 — тормоз; 8 — двигатель передвижения; 9 — ходовое колесо; 10 — двигатель вспомогательного подъема; 11 — рама

**в** — тележка облегченной конструкции

1 — барабан подъема; 2 — блоки верхней обоймы полиспаста, 3 — двигатель подъема; 4 — продольные балки рамы тележки; 5 — двигатель передвижения

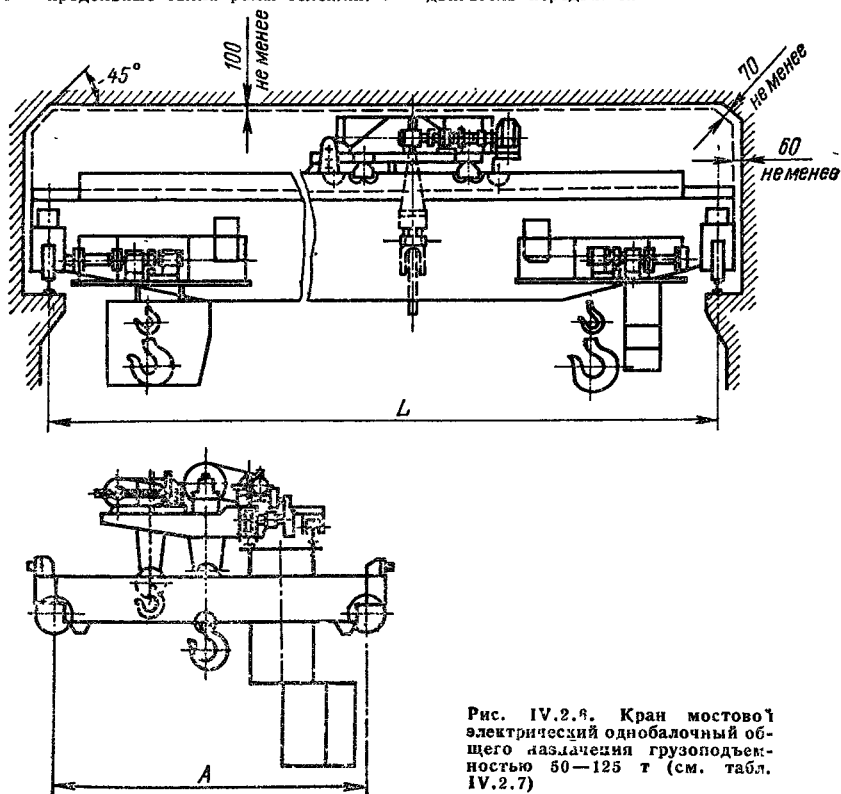
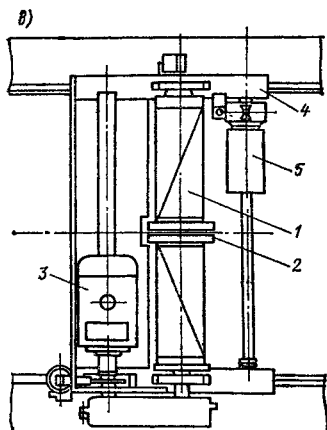


Рис. IV.2.8. Кран мостовой электрический однобалочный общего назначения грузоподъемностью 50—125 т (см. табл. IV.2.7)



IV.2.6. Технические характеристики мостовых кранов общего назначения грузоподъемностью от 80 до 500 т, соответствующих режимной группе БК по ГОСТ 25546—82 (ГОСТ 6711—81)

Грузоподъемность, т	Высота подъема крюка, м		Пролет, м	Скорость, м/с (м/мин)			Тип подкранового рельса по ГОСТ 4121—76	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	Нагрузка на ко-лесо крана, кН		Масса, т	
	Главного	вспомогательного		подъема крюка	вспомогательного	передвижения					P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>		тележки
													Главного	
80/20	25; 32	27; 34	10—28 31—43	0,08 (4,8)		1,25 (75) 1 (60)	КР 100	4,35			292—367 377—453	312—392 402—482	33	79—110 118—174
	25	27	10—28 31—43	0,066 (4)		1,25 (75) 1 (60)					338—443 454—531	368—463 474—550		
100/20	32	34	10—28 31—43	0,2 (12)		1,25 (75) 1 (60)	КР 120	5,4	—	—	340—445 456—533	370—465 476—552	38	86—120 129—192
	25	27	10—19 22—43	0,05 (3)	0,5 (30)	1,25 (75) 1 (60)					393—463 473—598	5423—492 02—637		
125/20	32	34	10—19 22—43			1,25 (75) 1 (60)		5,1			396—466 475—598	426—495 504—638	40	90—108 114—204
	25	27	9,5—24,5 27,5—33,5	0,04 (2,4)	0,125 (7,5)	1 (60)					451—579 306—321	471—608 316—340		
160/32	32	34	9,5—24,5 27,5—33,5			1 (60)		6,1 2,3	1,9	1,9	456—584 309—324	476—613 319—343	50	101—136 167—182
	25	27									451—579 306—321	471—608 316—340		

Продолжение табл. IV.2.6

Грузоподъемность, т	Высота подъема крюка, м		Пролет, м	Скорость, м/с (м/мин)			Тип подкранового рельса по ГОСТ 4121-76	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	A <sub>5</sub>	мкс	P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	Нагрузка на ко- лесо крана, кН		Масса, в	
	главного	вспомогательного		главного	вспомогательного	тележки								крана	тележки		крана
200/32	25	27	9,5 12,5—33,5	0,032 (1,92)	0,5 (30)	1 (60)	5,7 1,9	—	1,9	—	560 299—391	570 304—401	56	113 138—197			
	32	34														6,4 1,9	—
250/32	25	27	9,5—33,5	0,026 (1,6)	0,125 (7,5)		1,6 2,6	1,9	0,9		344—450 349—455	354—460 359—465	65	146—210 150—215			
	32	34														2,3 3,4	395—560 400—565
320/32	25	27	15,5 18,5—33,5	0,02	0,32 (1,92)	0,5 (30)	3,4 3,25	1,9	0,95		549 657—755	570 667—765	168 168	280 320—370			
	32	34														3,65	628—765
400/80	25	27	15,5—27,5 30,5—33,5	0,02 (1,2)			4,4	2,05	1,15		763—871	783—888	200	360—410 420—430			
	32	34														4,05	893—910
500/80	25	27	15,5—27,5 30,5—33,5				5,65 5,15	1,95	1,15		900—920	917—930	210	370—420 430—440			
	32	34														5,15	900—920

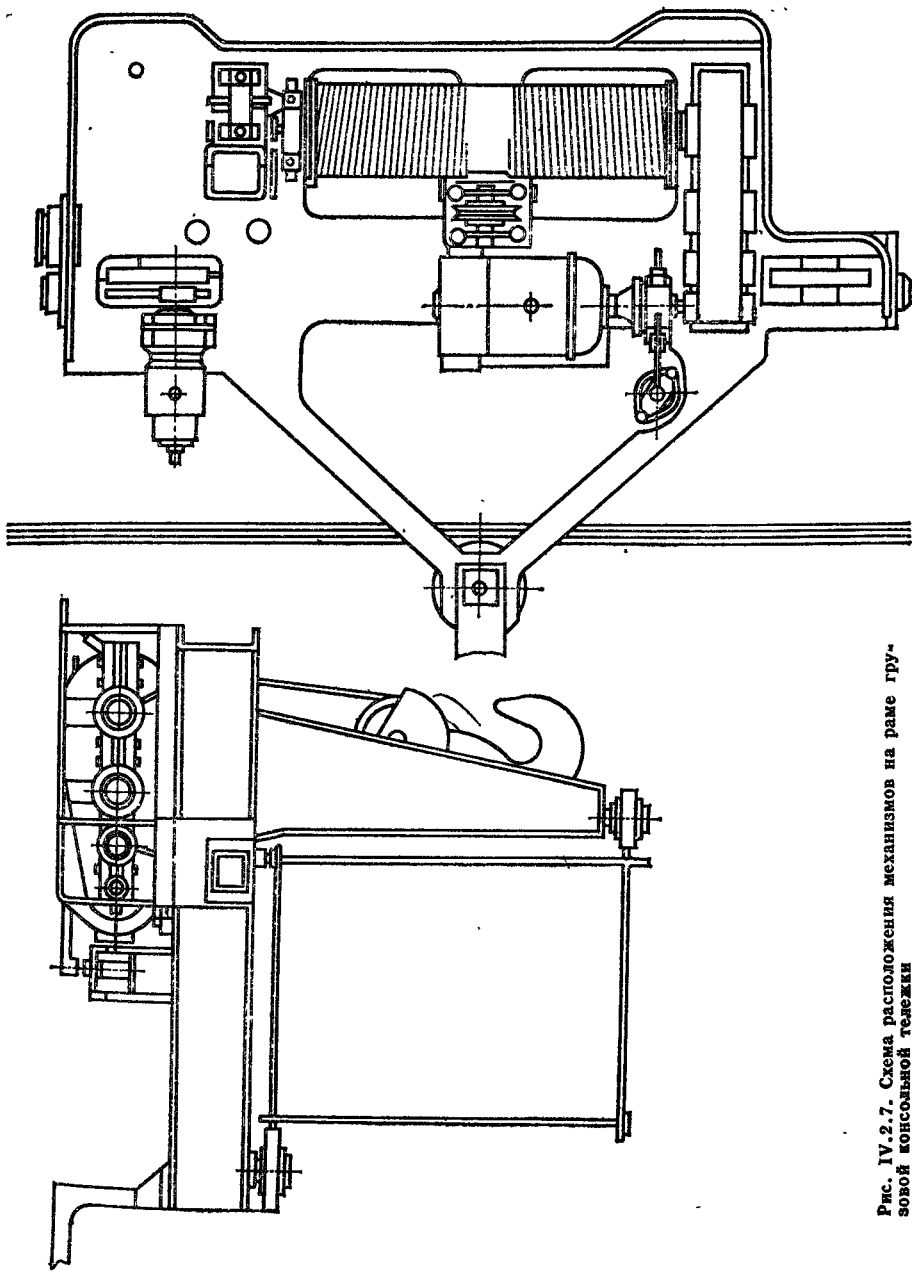


Рис. IV.2.7. Схема расположения механизмов на раме грузовой консольной тележки

**IV.2.7. Технические характеристики мостовых однобалочных кранов грузоподъем по ГОСТ 25546—82 (по данным Запорожского энергомеханического заво**

Грузоподъемность, т	Высота подъема крюка, м		Пролет, м	База края А, м	Скорость	
	главного	вспомогательного			подъема крюка	
					главного	вспомогательного
50/10	12—28	12—29	17—25	6	0,1 (6)	0,33 (20)
			25,5—31,5	6,5		
100/20	8—32	8—34	10—19	5,5	0,066 (3,96)	0,21 (12,6)
			22—25	6		
			28—31	6,5		
125/20			10—19	5,5	0,05 (3,2)	0,21 (12,6)
			22—31	6		
			34—43	6,5		

низма главного подъема в режиме вспомогательного подъема (с увеличением скорости подъема в 3—4 раза).

*Мостовые однобалочные краны общего назначения* грузоподъемностью 50—125 т (рис. IV.2.6, табл. IV.2.7) изготовляют, как правило, режимной группы 1К—5К работы крана.

Типы грузовых тележек однобалочных кранов показаны на рис. IV.2.4, *в—ж*. Схема расположения механизмов на раме консольной тележки приведена на рис. IV.2.7.

#### IV.6. Мостовые краны специального назначения

К этому типу относятся краны со специальными грузозахватными устройствами, грейферами, магнитами, клещами, лапами, а также краны, имеющие особенности конструкции в связи со спецификой обслуживаемого технологического процесса или оборудования, в частности кольцевые краны для обслуживания доменных печей, закалочные, литейные. В этом же параграфе дана краткая информация о близких к ним по конструкции машинах, таких как стеллажные краны-штабелеры, мульдозавалочные машины, хотя они и не относятся к мостовым кранам.

подавляющее большинство кранов специального назначения обслуживает непрерывные технологические процессы, поэтому

ностью от 50 до 125 т, соответствующих режимной группе 5К да)

м/с (м/мин)		Тип подкранового рельса по ГОСТ 4121—76	Нагрузка на колесо крана, кН, не более		Масса, т	
			$P_1$	$P_2$	те- лежки	крана
тележки	крана				не более	
0,66 (40)	1,33 (80)	КР 80	400—420	430—450	20	48—53
			460—490			60—66
0,53 (31,8)	1,39 (83,4)	КР 120	318—377			323—382
	1,1 (66)		397—416	402—421	105—108	
			436—445	441—450	116—120	
0,53 (31,8)	1,39 (83,4)		КР 120	456—500	461—505	44,5
		1,1 (66)		394—461	426—490	
	435—498			465—535	100—125	
			505—520	510—534		128—140

режимы их работы относятся к группам 6К—8К. В связи с этим обстоятельством требуется уделять особое внимание обеспечению надежности этих машин как на стадии проектирования и изготовления, так и в процессе эксплуатации [О.12, О.36, 7].

Технические характеристики кранов по данным заводов-изготовителей следует рассматривать как ориентировочные, так как в процессе модернизации машин они могут меняться. Рассмотренная номенклатура не охватывает все краны, выпускаемые в стране; эти данные содержатся в Номенклатурном каталоге [2]. Здесь представлены схемы и описаны типовые решения основных видов машин.

*Краны-штабелеры* мостовые и стеллажные [О.29, О.47, 5] используют для обслуживания складов. Режим работы управляемых из кабины и автоматических кранов относится к группе 6К, а управляемых с пола — к группе 5К по ГОСТ 25546—82. Типы конструкций кранов-штабелеров, устанавливаемые ГОСТ 16553—82, приведены в табл. IV.2.8, а основные их параметры — в табл. IV.2.9 и IV.2.10. Основными элементами кранов-штабелеров (рис. IV.2.8) являются мост, движущийся по подкрановым конструкциям, и тележка с вертикальной колонной или рамой, по которой перемещается каретка, несущая грузозахватный орган и в необходимых случаях кабину крановщика. Подвес-

#### IV.2.8. Типы конструкций кранов-штабелеров (по ГОСТ 16553—82)

Исполнение кранов-штабелеров	Грузоподъемность, т	Захватный орган	Тип колонны
ОП — мостовой опорный, управляемый с пола	0,125; 0,25; 0,5 1	Вилочный »	Цельная Телескопическая То же
ОК — мостовой опорный, управляемый из кабины	1; 2; 3,2; 5; 8; 12,5	Вилочный, крюковой	Цельная
ОКД — мостовой опорный для длинномерных грузов, управляемый из кабины	5	Телескопический	Цельная
СА — стеллажный автоматический опорный (складской робот)	0,5; 1; 2	То же	—
САД — стеллажный автоматический для длинномерных грузов опорный (складской робот)	5; 8; 12,5	»	—
СК — стеллажный комплекточный опорный	0,16 0,25; 0,5; 1; 2	Гладкий или роликовый стол Гладкий или роликовый стол, телескопический	— —

ные краны движутся по подвесным путям. Мостовые краны-штабелеры имеют механизмы передвижения крана и тележки, механизм подъема, а также поворота грузонесущего органа или его выдвижения [О.47]. Вертикальная металлоконструкция перемещается по путям, уложенным на полу, подвешенным к перекрытиям или установленным на стеллажах [О.29]. По этой металлоконструкции перемещается каретка с грузонесущим органом и кабиной крановщика, если кран неавтоматический. Кроме механизмов передвижения крана и тележки он снабжен также механизмами подъема и выдвижения грузонесущего органа для установки груза в ячейки склада. Стеллажные краны-штабелеры обеспечивают лучшее использование объема склада [О.29]. Известны конструкции этих кранов, которые передвигаются по криволинейным рельсовым путям с разветвлениями, а также по гладкому полу без рельсов [5].

Для обеспечения точного позиционирования груза в пределах 5—10 мм механизмы кранов-штабелеров должны иметь посадочные скорости для механизма подъема 3—4 м/мин и механизма передвижения 10—12 м/мин, для чего требуются специальные конструкции привода [О.29].

Краны-штабелеры снабжены канатным механизмом подъема. В кранах малой грузоподъемности в качестве механизма подъема служат электротали, закрепленные на металлоконструкции тележки. Механизм выдвижения грузозахватного органа обычно трехсекционный, реечный или цепной [О.47].

IV.2.9. Технические данные опорных мостовых краев-штабелеров (см. рис. IV.2.8)

Исполнение	Грузоподъемность, т	Пролет, м	Скорость, м/с (м/мин)			Размеры, м		
			подъема груза, не более	крана	передвижения тележки	$H_1$ , не менее	$B_1$ , не более	$H_{к^*}$ , не менее
ОП	0,125	5,5	0,125 (7,5); 0,2 (12)	0,4 (24); 0,63 (38); 0,8 (48)	0,2 (12); 0,25 (15); 0,3 (18)	5,2	0,9	0,10
	0,25	5,1;					1,2	
	0,5	8,1;						
	1	11,1						
ОК	1	10—22,5	0,3 (18)	1,6 (96); 2 (120)	0,5 (30); 0,63 (38)	5,3—9,5 4,8—9 6,8—10,5	2	2
	2—5	16—28,5					2,35	
	8; 12,5	22—28,5					2,4	
ОКД *	5	16—28,5	0,2 (12); 0,3 (18)	1,6 (96)	0,4 (24); 0,63 (38)	6,6—9	0,95	—

\*-Скорость выдвижения грузозахватного органа 0,2 (12), 0,25 (15) м/с (м/мин).





Технические условия на краны-штабелеры см. в ОСТ 24.090.38—83, нормы расчета стеллажных кранов — в ОСТ 24.090.68—82.

Мостовые магнитные краны используют для транспортировки объектов из ферромагнитных материалов, стружки, металлолома, отливок с помощью грузоподъемных магнитов (см. т. I, п. II.7). Они работают в режиме, соответствующем группам

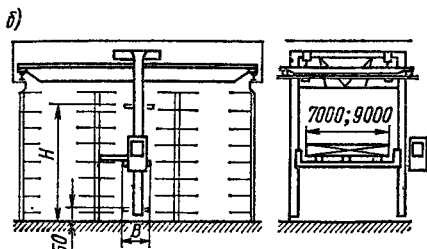
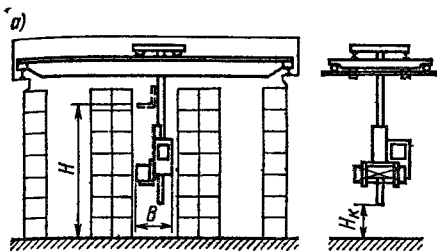
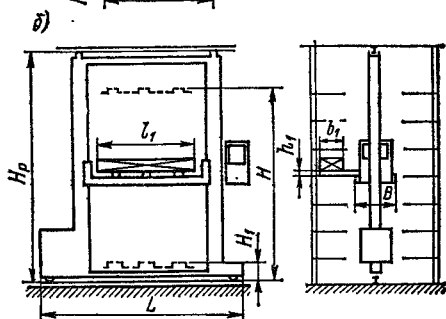
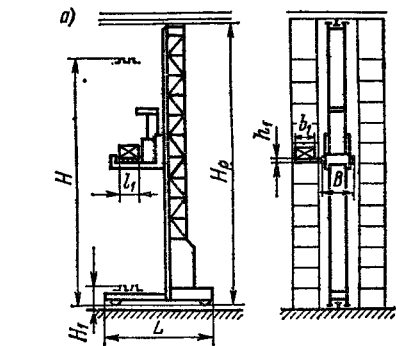


Рис. IV.2.8. Схемы мостовых опорных кранов-штабелеров: а — типа ОК; б — типа ОКД

Рис. IV.2.9. Схемы стеллажных кранов-штабелеров: а — типа СК; б — типа САД



6К—8К. По компоновке эти краны близки к кранам общего назначения, но в отличие от них имеют на крюке электромагнит, связанный с тележкой гибким токоподводом. При снятии магнита кран можно использовать как крюковой. Характеристики магнитных кранов, предназначенных для работы в режиме, соответствующем группам 6К, 7К, приведены в табл. IV.2.11.

Краны с траверсой на гибком подвесе (рис. IV.2.10) предназначены для транспортировки длинномерных грузов. Режим их работы в металлургическом производстве относится к группе 8К. Эти краны выпускают с траверсой вдоль или поперек моста. Краны могут работать с крюками или магнитами, для питания которых на тележке устанавливают кабельный барабан, синхронизированный с механизмом подъема. Основные технические характеристики кранов с траверсами в соответствии с ГОСТ 24144—80 приведены в табл. IV.2.12.

Краны с вращающейся тележкой предназначены для транспортировки сортового и листового проката, бунтов проволоки и руло-

#### IV.2.11. Технические характеристики мостовых магнитных кранов

Грузоподъемность, т	Пролет, м	Скорость, м/с (м/мин)		Мощность электродвигателей механизмов, кВт			Масса крана, т
		подъема	передвижения крана	подъема	передвижения *		
					тележки	крана	
5	10,5—31,5	0,33 (20)	2 (120)	22	$\frac{1,7}{2,7}$	$\frac{5 \times 2^{**}}{11 \times 2}$	11—28,1
10	10,5—34,5	0,32 (19,2)		30	2,2	15—22	14,1—29
16 16/3,2 *** 20/5 ****	16,5—34,5			60	5	22×2	23—46 24—46
10+10*****	19,5—31,5	0,32 (19,2)	1,6 (96)		4,4	30	25,2—34,4

Примечания. 1. Высота подъема до 16 м. 2. Скорость передвижения тележки 0,63 м/с (37,8 м/мин).

\* В числителе приведены значения для кранов, работающих в помещении, в знаменателе — для кранов, работающих на открытом воздухе.

\*\* Для кранов с пролетом свыше 16,5 м.

\*\*\* Вспомогательный механизм подъема имеет двигатель мощностью 11 кВт и обеспечивает подъем груза с указанной скоростью на высоту до 18 м.

\*\*\*\* Вспомогательный механизм подъема имеет двигатель 15 кВт и обеспечивает подъем груза со скоростью 0,32 м/с на высоту до 16 м.

\*\*\*\*\* Кран снабжен двумя тележками.

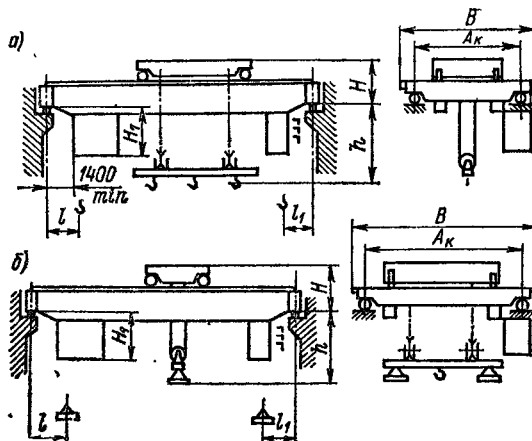


Рис. IV.2.10. Кран с траверсой на гибком подвесе: а — траверса вдоль моста; б — траверса поперек моста

IV.2.12. Технические характеристики специальных мостовых кранов с траверсой для длинномерных грузов (см. рис. IV.2.10)

Грузоподъемность, т	Пролет, м	Скорость, м/с (м/мин)		Мощность, кВт		В	A <sub>к</sub>	H	l	l <sub>1</sub>	H <sub>1</sub>	h	Вертикальная нагрузка на рельсы от колеса крана, кН	Масса крана с траверсой		
		подъема	перевозки	подъема	механизмов передвижения											
5	7,5	0,67 (40)	22	3,5×2	2,7	5250	4000	1750	700	1100	2260	600	53	10,5		
	10,5					5500	1750						1100	1600	57	12
	16,5					5450	4200						1000	1100	66	14,5
	22,5					6800	5500								75	17,7
10	28,5	0,33 (20)	37	5×2	3,5	5600	4400	2400	1200	1200	2250	1250	87	21,7		
	10,5					5000	2400						1100	1200	139	24,5
	16,5					5600	4400								148	28,5
	22,5					6200	5000								163	34,5
16	28,5	1 (60)	60	22×2	7,5	6200	5000	2500	1100	1200	2750	3850	182	42		
	16,5					5600	4400						2750	2750	190	32
20	28,5	0,25 (15)	2500	5000	2500	5600	4400	2500	1100	1200	2750	3850	207	38,5		
	16,5					5000	6200						2750	2750	230	47,5
20	28,5	0,25 (15)	2500	5000	2500	5600	4400	2500	1100	1200	2750	3850	200	34		
	16,5					5000	6200						2750	2750	234	39,5
	28,5					5000	6200						257	48,5		

Примечания. 1. Скорость передвижения крана 2 м/с (120 м/мин). 2. В числителе приведены значения для кранов с траверсой вдоль моста, в знаменателе — для кранов с траверсой поперек моста. Размер H<sub>1</sub> одинаков для обоих видов кранов. Высота подъема траверсы 16 м.

\* Грузоподъемность на крюках траверсы.

\*\* Допускаются промежуточные пролеты, соответствующие ГОСТ 534—78.

\*\*\* Даны значения для кранов с траверсой вдоль моста, масса кранов с траверсой поперек моста та же или больше на 0,1—0,2 т. Краны передвигаются по рельсам Р43 или КР70.

\*\*\*\* Приведено значение для кранов с траверсой вдоль моста, у кранов с поперечным расположением траверсы B = 8700 мм и A<sub>к</sub> = 7500 мм.

нов ленты в цехах и на складах металлургического производства. Они имеют мост и тележку, состоящую из двух частей. Верхняя часть, на которой расположены механизмы подъема и вращения, опирается на круговой рельс, установленный на нижней части, имеющей механизм передвижения тележки [О.47]. Траверса механизма подъема оборудована крюками или магнитами. Краны работают в режимах, соответствующих группам 6К—8К. Основные технические характеристики даны в табл. IV.2.13.

*Мостовые специальные грейферные краны* (табл. IV.2.14) применяют для транспортировки насыпных и кусковых грузов. Их эксплуатируют в режимах, относящихся к группам 6К—8К.

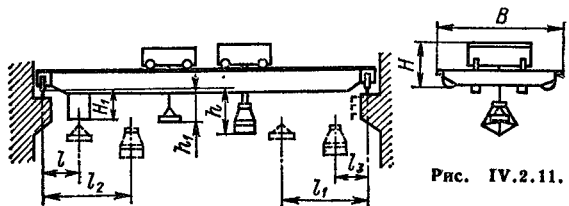


Рис. IV.2.11. Магнитно-грейферный кран

В качестве грузозахватного органа служит двухканатный грейфер (см. п. V.12), управляемый грейферной лебедкой, как правило, с независимыми барабанами (см. п. VI.4).

*Магнитно-грейферные краны* [О.47, 8] (рис. IV.2.11) используют для перегрузки ферромагнитных материалов и насыпных грузов. Они имеют два грузозахватных органа, магнит и грейфер, которые размещены на одной или разных тележках. Режим их работы также относится к группам 6К—8К. Основные технические характеристики магнитно-грейферных кранов по ОСТ 24.091.07—80 даны в табл. IV.2.15.

*Краны металлургические кольцевые* [О.47] используют для обслуживания доменных печей. Они работают в режиме, соответствующем группам 4К, 5К. Пролетное строение этих кранов передвигается по двум круговым рельсам (рис. IV.2.12). Кран снабжен тележкой 6 и поворотным консольным краном для обслуживания зон, недоступных для главного крюка. Вертикальная колонна 2 крана перемещается в шахте 1 с помощью механизма подъема 3 с канатной тягой. К нижней части колонны присоединена поворотная платформа 4 с механизмами подъема груза, выдвижения и поворота консоли 5. Кинематическая схема этих механизмов показана на рис. IV.2.13. Выдвижение консоли и подъем колонны являются установочными движениями. В шахте смонтированы защелка, поддерживающая колонну в транспортном (верхнем) положении, и клиновые ловители, заклинивающие ее в аварийных ситуациях при снятии нагрузки с верхних отклоняющих блоков полиспаста подъема колонны. В механизме выдвижения консоли предусмотрена фрикционная муфта для ограничения нагрузок при упоре ее в препятствие.

Грузо-подъемность, т	Пролет, м	Высота подъема, м	Скорость, м/с (м/мин)			Частота вращения тележки, с <sup>-1</sup> (об/мин)	Мощность электродвигателей механизмов, кВт				Масса крана, т
			подъема	передвижения			подъема	передвижения	вращения тележки		
	тележки	крана		тележки	крана	тележки			крана		
5	7,5—34,5	4—16	0,33 (20)	0,67 (40)	2 (120)	0,035 (2,1)	22	2,7	$3,5 \times 2 \frac{*}{5 \times 2}$	1,7	13,4—29,6
10	22,5; 28,5; 34,5	До 16	0,32 (19,2)	1 (60)	2,5 (150)	0,04 (2,4)	37	7,5	22×2	2,2	37—57
20 **	22—34	15	0,25 (15)	0,83 (50)	2,17 (130)	0,06 (3,6)	∑ 200 ***				78—103

\* В числителе приведено значение для кранов с пролетом до 28,5 м, в знаменателе — для кранов с большими пролетами.

\*\* Грузоподъемность на крюках траверсы 16 т, на магнитах 12,5 т.

\*\*\* Для кранов группы режима работы 8К суммарная мощность электродвигателей 220—250 кВт и масса 86—109 т в зависимости от пролета.

## IV.2.14. Технические характеристики мостовых специальных грейферных кранов

Грузоподъемность, т	Пролет, м	Высота подъема	Скорость, м/с (м/мин)			Мощность электродвигателей механизмов, кВт			Вместимость грейфера, м <sup>3</sup>	Масса крана без грейфера, т	
			подъема		тележки	крана	подъема и замыкания грейфера	передвижения			
			тележки	крана				тележки			крана
2	7—22,5	4—16	0,35 (21)	0,62 (37)	1,5 (90)	7,5×2	1,4	2×1,4	0,5	8,14—12,8	
3,2	22,5—28,5		0,33 (20)	0,67 (40)	2 (120)	7×2	3	2×3	1,6	15,2; 18,6	
5	10,5—34,5	22,4	0,63 (38)		1,25 (75)	44	2,2	15—22	1,6; 2,5	15—30	
10	16,5—34,5	До 20			2 (120)	45	5	2×22	1,6; 2; 3	27—50	
16 **	22,5—34,5	» 25					$\frac{11}{15}$	$\frac{2 \times 22}{2 \times 30}$	3,1—3,8	58,2— 80,8 ****	
20	19,5—34,5	22,4	0,83 (50)		1,67 (100)	100×2	$\frac{7,5}{11}$	$\frac{2 \times 15}{2 \times 30}$	4—10,5	50,2— 76,4 ****	

Примечание. В числителе приведены значения для кранов, работающих в помещении, в знаменателе — для кранов, работающих на открытом воздухе.

\* Грузоподъемность на канатах.

\*\* Кран рассчитан на эксплуатацию в режиме группы 8К, остальные — в режиме 6К, 7К.

\*\*\* Для кранов с пролетом 22,5 м.

\*\*\*\* Приведена масса кранов; работающих в помещении. Масса кранов, работающих на открытом воздухе, на 1,5—4 т больше.

**IV.2.15. Технические характеристики кранов мостовых специальных магнитно-грейферных (см. рис. IV.2.11)**

Грузоподъемность, т	Высота полета, м	Скорость, м/с (м/мин)		В	H	H <sub>1</sub>	h	h <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	Вертикальная нагрузка на рельс от колеса крана, кН	Масса крана с магнитом, но без грейфера, т
		подъема	передвижения											
10+10	16	0,32 (19)	0,63 (38)	2 (120)	6300— 6900	2400 3150	2600	1800	1300	4850	4600	1550	186—255	41,8—64
16+16	22,4	—	0,8 (48)	1,6(96)	7250	3150 2950	4110— 4530	1350	5800	1600	2300	5100	292—380	61—90

мм, все более

Примечание. Тип подкранового рельса Р43 или КР70.

\* Магнитной и грейферной тележек на канатах.

**IV.2.16. Технические характеристики мультимагнитного крана**

Грузоподъемность, т	Пролет, м	Высота подъема, м		Скорость, м/с (м/мин)		Мощность электродвигателей механизмов, кВт			Масса крана, т
		Мультиманового	Сквота	подъема	передвижения	подъема	передвижения	передвижения	
10	19,5— 28,5	12,5	16	0,32 (19,2)	0,5 (30)	30	30	4,5	28— 36*
15	28,5	15	20	0,33 (20)	0,67 (40)	60	45	11	51**

\* В зависимости от пролета.

\*\* Крановый рельс КР120. Максимальная вертикальная нагрузка на рельс от колеса крана 280 кН.

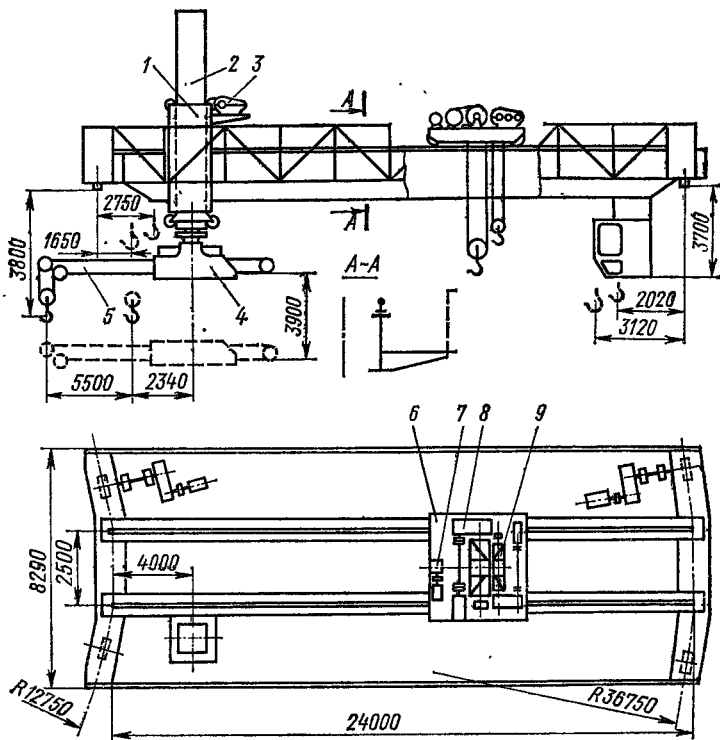


Рис. IV.2.12. Кольцевой металлургический кран грузоподъемностью 20/5 + 5 т

1 — шахта; 2 — подъемная колонна; 3 — механизм подъема колонны; 4 — поворотная платформа с механизмами; 5 — консоль; 6 — тележка; 7 — механизм передвижения; 8 — механизм главного подъема; 9 — механизм вспомогательного подъема

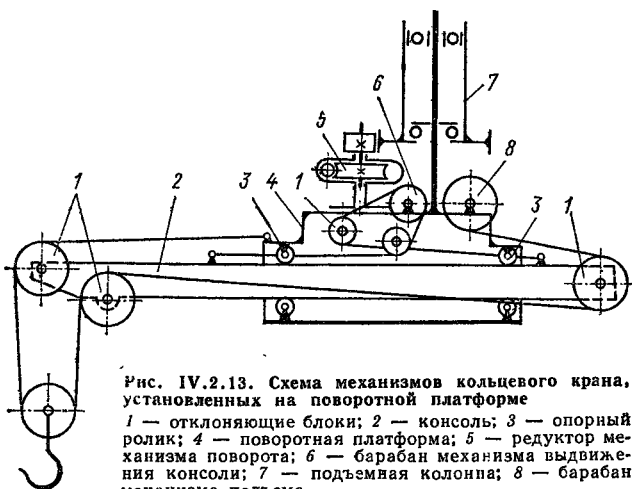


Рис. IV.2.13. Схема механизмов кольцевого крана, установленных на поворотной платформе

1 — отклоняющие блоки; 2 — консоль; 3 — опорный ролик; 4 — поворотная платформа; 5 — редуктор механизма поворота; 6 — барабан механизма выдвижения консоли; 7 — подъемная колонна; 8 — барабан механизма подъема



Один из таких кранов (см. рис. IV.2.12) имеет нижеследующие технические характеристики (по данным завода ПТО им. С. М. Кирова).

Грузоподъемность, т:	
главного крюка . . . . .	20
вспомогательного крюка . . . . .	5
консольного крана . . . . .	5
Скорость основная/доводочная, м/с (м/мин):	
подъема	
главного крюка . . . . .	0,26 (15,5)
вспомогательного крюка . . . . .	0,39 (23,5)
крюка консольного крана . . . . .	0,20 (12)
колонны консольного крана . . . . .	0,05 (3)
передвижения тележки . . . . .	0,6 (36,2)
» крана по рельсу	
внутреннему . . . . .	0,3 (17,8)/0,1 (6,2)
внешнему . . . . .	0,86 (51,5)/0,3 (18)
выдвижения консоли . . . . .	0,09 (5,6)
Частота вращения консоли, с <sup>-1</sup> (мин <sup>-1</sup> ) . . . . .	0,01 (0,58)
Высота подъема крюка, м:	
главного . . . . .	18
вспомогательного . . . . .	20
консольного крана . . . . .	8

*Мульдомагнитные краны* [О.47, О.59] (табл. IV.2.16) предназначены для работы на шихтовом дворе мартеновских цехов. Они выполняют загрузку стального лома в мульды, транспортировку их (по три-четыре штуки) на стеллажи сталелитейного цеха и другие подъемно-транспортные операции. Режим их работы относится к группе 8К. Основными элементами такого крана являются пролетное строение с механизмом передвижения и тележка с кабиной машиниста. На тележке размещены механизм передвижения, механизмы подъема и управления мульдowymi захватами (рис. IV.2.14), а также механизм подъема магнита. В некоторых случаях последний механизм выносят на отдельную тележку. Существуют краны, у которых механизм управления захватами с электромеханическим приводом размещен на траверсе.

*Мульдозавалочные краны* [О.9] предназначены для завалки из мульд шихты в мартеновские и электроплавильные печи, а также для вспомогательных операций по ремонту печей. Они работают в сталелитейных цехах машиностроительных заводов. Режимы их работы соответствуют группе 8К. По мосту этих кранов перемещаются две тележки: главная и вспомогательная. Они располагаются на одном или параллельных рельсовых путях. Захват и транспортировка мульд производятся хоботом.

На главной тележке размещены механизм ее передвижения, механизмы вращения 5 и подъема 6 колонны (рис. IV.2.15). Механизм вращения снабжен предохранительной фрикционной муфтой. В нижней части колонны на платформе 10 установлена кабина управления и подвешена рама 4 хобота 9 с механизмами враще-

ния 2 и качания 3 хобота, а также механизм 1 замыкания мульты, который может иметь ручной, гидравлический и электромеханический привод. На рис. IV.2.15, кроме того, обозначено: 7 — ходовая рама; 8 — шахта. Технические характеристики кранов этого типа по ГОСТ 12614—79 приведены в табл. IV.2.17.

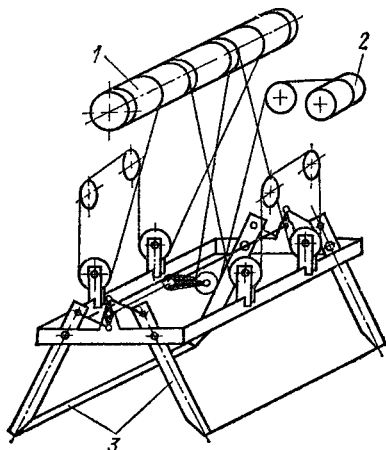
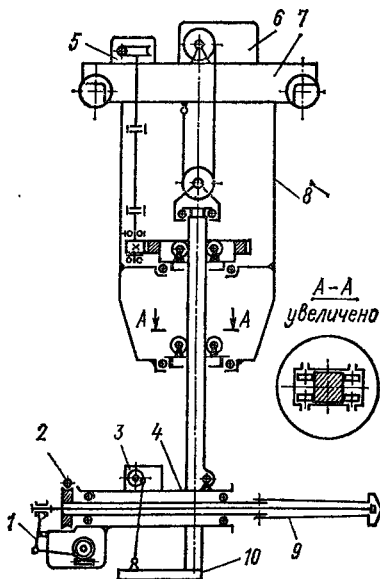


Рис. IV.2.14. Схема мультового подъема

1 — механизм подъема; 2 — механизм управления захватами; 3 — мультные захваты

Рис. IV.2.15. Схема тележки мультосвалочного крана



При захвате груза в карман мульты входит головка хобота 1, при этом кулак 2 выдвинут вперед (рис. IV.2.16, а). Далее груз фиксируется путем перемещения кулака назад (рис. IV.2.16, б).

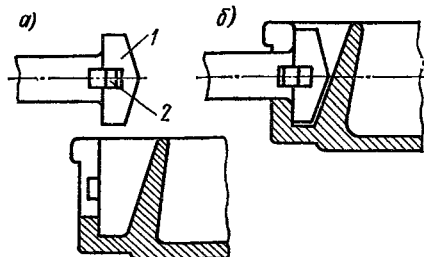


Рис. IV.2.16. Узел захвата мульты

Эта операция выполняется механизмом замыкания. В некоторых кранах мульты фиксируются штырем, который выдвигается вперед аналогичным механизмом.

Механизм вращения колонны проверяют на время пуска с учетом возможного совмещения движений. Рассматривают наихудший случай, когда одновременно происходит разгон механизмов передвижения крана и тележки, а также начинается разгон механизма вращения. При этом динамический момент, действующий на поворотную часть, равен (рис. IV.2.17, а)

$$M_{д/в} = F_T r \sin \alpha + F_M r \cos \alpha + J_{\Sigma} \varepsilon,$$

где  $F_T$ ,  $F_M$  — инерционные силы, возникающие соответственно при разгоне тележки и моста и приложенные в центре масс поворотной части;  $J_\Sigma$  — суммарный момент инерции поворотной части с грузом относительно оси вращения;  $\varepsilon$  — угловое ускорение.

Угол  $\alpha$ , при котором момент получается наибольшим, находят из условия  $\operatorname{tg} \alpha = F_M/F_T$ . При вычислении реакций в опорах колонны ( $R'_x, R'_y, R''_x, R''_y$ ) следует учитывать действие на поворотную часть сил  $F_T, F_M$ , веса груза  $G_r$  и поворотной части  $G_{п.ч}$ ,

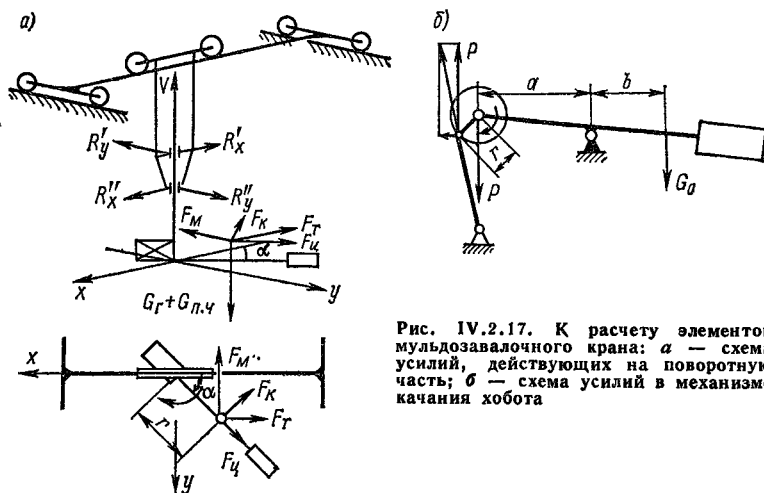


Рис. IV.2.17. К расчету элементов мульдозавального крана: а — схема усилий, действующих на поворотную часть; б — схема усилий в механизме качания хобота

а также касательные силы инерции  $F_k = J_\Sigma \varepsilon / r$  и центробежной  $F_{ц} = (G_r + G_{п.ч}) r \omega^2 / g$ . Все силы прикладываются в центре масс поворотной части.

Мощность механизма качания хобота определяют по среднеквадратическому моменту [0.47]

$$M_{ср} \approx 0,6Pr \sqrt{1 + \eta^4},$$

где  $P = G_0 b / a$  (рис. IV.2.17, б);  $G_0$  — суммарный вес качающейся части с грузом, приложенный в центре тяжести;  $\eta$  — КПД механизма.

Максимальная расчетная горизонтальная нагрузка  $F_{max}$  на колонну возникает при выполнении краном технологических операций. Она действует вдоль хобота, ее значение для расчета по второму расчетному случаю ограничивается условием пробуксовки тележки, откуда

$$F_{max} = G_T \mu - W_{min},$$

где  $G_T$  — вес тележки с грузом;  $\mu = 0,2 \div 0,3$  — коэффициент сцепления;  $W_{min}$  — минимальная сила сопротивления передвижению тележки при отсутствии трения в ребордах колес.

Кроме того, элементы тележки и моста следует проверить на прочность по третьему расчетному случаю от действия аварийных

## IV.2.17. Технические характеристики мостовых мულдозавалочных кранов

Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Скорость, м/с (м/мин)				Частота вращения, с <sup>-1</sup> (об/мин)		Частота качания, кол./мин	Вертикальная нагрузка на рельсы от колес крана, кН	Масса крана, т				
		подъема колонны	передвижения	подъема крюка	передвижения крана	колонны	хобота				хобота			
3,2; 5	1,2	0,1 (6)	0,8 (48)	0,2 (12)	0,63 (38)	1,6 (96)	0,08 (4,8)	0,32 (1,92)	420	110				
										0,24 (14,4)	0,7 (42)	1,58 (94,8)	250	115
														200+32

Примечания. 1. Допускается отклонение скоростей от указанных в таблице на  $\pm 15\%$ . 2. Тип кранового рельса КР100.

## IV.2.18. Технические характеристики кранов для транспортировки совков (по данным завода Сибтяжмаш)

Грузоподъемность, т	Пролет, м	Высота главного подъема, м	Скорость, м/с (м/мин)				Мощность электродвигателей механизмов, кВт			Вертикальная нагрузка на рельсы от колес крана, * кН	Масса крана, т
			подъема	передвижения тележки	передвижения крана	подъема тележки	передвижения тележки	крана	тележки		
130 **	28	14	0,14 (8,4)	0,74 (44,4)	1,57 (94,2)	2×160	45	4×22	320	250	
											160+32
200+32	34					2×160	2×22	4×30	540	350	

Примечания. Характеристика в числителе относится к механизмам, расположенным на главной тележке, в знаменателе — на вспомогательной.

\* Для всех кранов используется рельс КР120.

\*\* Кран имеет тележку, вращающуюся с частотой 0,073 с<sup>-1</sup> (4,4 об/мин). Мощность двигателей механизма вращения 2×22 кВт.

нагрузок, возникающих при отрыве пары колес тележки от рельса в результате приложения к хоботу большой горизонтальной силы. Значение ее вычисляют по максимальному моменту двигателя механизма передвижения тележки.

*Напольно-завалочные машины* [О.47] используют для работы в сталелитейных цехах металлургических заводов. Они имеют ходовую раму, передвигающуюся по рельсам вдоль цеха, и тележку, которая движется по раме в поперечном направлении. На тележке установлены кабина, механизм передвижения и хобот

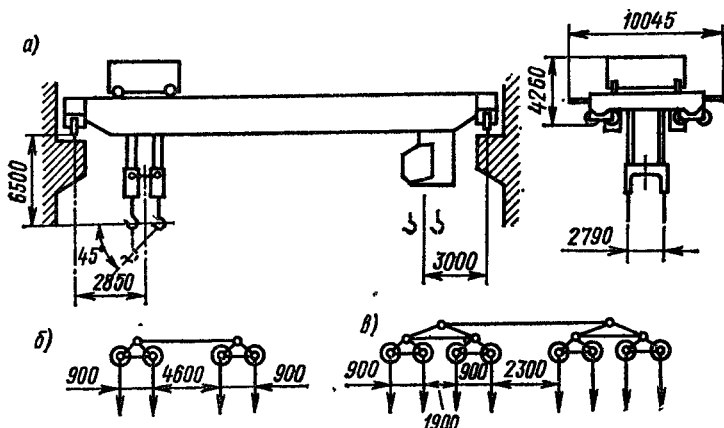


Рис. IV.2.18. Скрапозавалочный кран: а — схема и основные размеры крана грузоподъемностью 60 т; б — схема нагрузок на колеса того же крана; в — схема нагрузок на колеса кранов грузоподъемностью 80—200 т

с механизмами поворота, качания и замыкания мульты. В отличие от мультозавалочного крана с помощью этой машины можно передвигать состав с мультами, что приводит к возникновению значительных горизонтальных нагрузок на конец хобота.

Краны для транспортировки совков применяют в цехах подготовки шихты для конвертерного производства стали. Краны работают в режимах, соответствующих группам 6К—8К. Эти краны могут иметь одну поворотную или две неповоротные тележки — главную и вспомогательную. На главной тележке расположены механизм передвижения и механизм подъема, на гибком подвесе которого находится траверса с четырьмя крюками для захвата совков. Вспомогательная тележка работает с траверсой, на которой расположены два электромагнита. Пролетное строение такого крана имеет ту же конструкцию, что и мосты литейных кранов с четырьмя пролетными балками (см. рис. IV.2.20), которые расположены так, что вспомогательная тележка, движущаяся по внутренним балкам, может проходить под главной. Технические характеристики кранов этого типа даны в табл. IV.2.18.

*Скрапозавалочные краны* (рис. IV.2.18) используют для загрузки скрапа из совков в конвертеры. Они работают в режиме

групп 6К—7К. В отличие от кранов общего назначения на тележке расположены два одинаковых механизма подъема, каждый из которых имеет траверсу с двумя крюками для захвата совков. Траверсы связаны шарнирной тягой. Раздельное управление механизмами позволяет наклонять совок при засыпке скрапа. В отдельных случаях краны этого типа снабжают вращающейся тележкой. Основные технические характеристики скрапозавалочных кранов даны в табл. IV.2.19.

*Металлургический кран для сборки составов изложниц* предназначен для транспортировки и точной установки изложниц, центровых и надставок на поддоны железнодорожных платформ с целью их подготовки к сифонной разливке. Кран рассчитан на работу в режиме, соответствующем группам 6К—7К. Он состоит из пролетного строения с механизмом передвижения и тележки, на которой размещены механизмы передвижения, подъема и управления клещами, их вращения, а также механизм подъема шомпола. Кабина управления также установлена на тележке. Машина имеет следующие технические характеристики (по данным завода ПТО им. С. М. Кирова).

Грузоподъемность, т . . . . .	16
Пролет, м . . . . .	28,5
Высота подъема клещей, м . . . . .	7
Скорость основная/доводочная, м/с (м/мин):	
подъема	
клещей . . . . .	0,25 (15)
шомпола . . . . .	0,39 (23,5)
передвижения	
крана . . . . .	1,42 (85)/0,07 (4,3)
тележки . . . . .	0,6 (36)/0,06 (3,6)
Частота вращения клещей, с <sup>-1</sup> . . . . .	0,15
Полное время раскрытия (закрывания) клещей, с . . . . .	6—8
Наибольшее давление на колеса крана (кран четырехколесный), кН . . . . .	34
Масса крана, т . . . . .	85

Рабочие органы (клещи 2 и шомпол 1) этого крана установлены на платформе 3, которая подвешена на канатах 4 механизма подъема 5 (рис. IV.2.19). Жесткая направляющая 6 скольжения исключает раскачивание платформы при работе. На платформе размещены механизмы поворота клещей 8, управления ими 7 и механизм подъема шомпола 11. Для выбора слабины каната 10 при упоре шомпола в препятствие во время его опускания служит подвижной блок 9, который может опуститься при этом на 940 мм. Все механизмы оборудованы конечными выключателями, отключающими соответствующий двигатель в крайних положениях рабочего хода.

*Литейные металлургические краны* [О.9, О.47, 6] предназначены для заливки жидкого чугуна в миксеры (миксерные краны), конвертеры или мартеновские печи (заливочные краны), а также

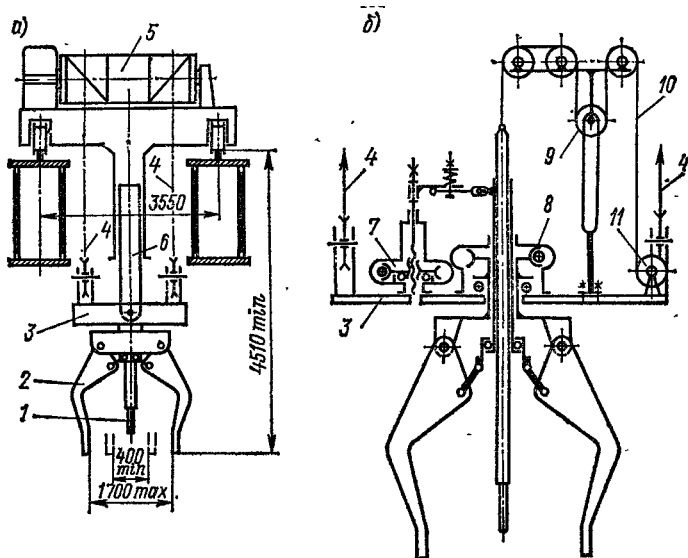


Рис. IV.2.19. Кран для сборки составов изложниц: а — схема тележки; б — схема платформы с механизмами

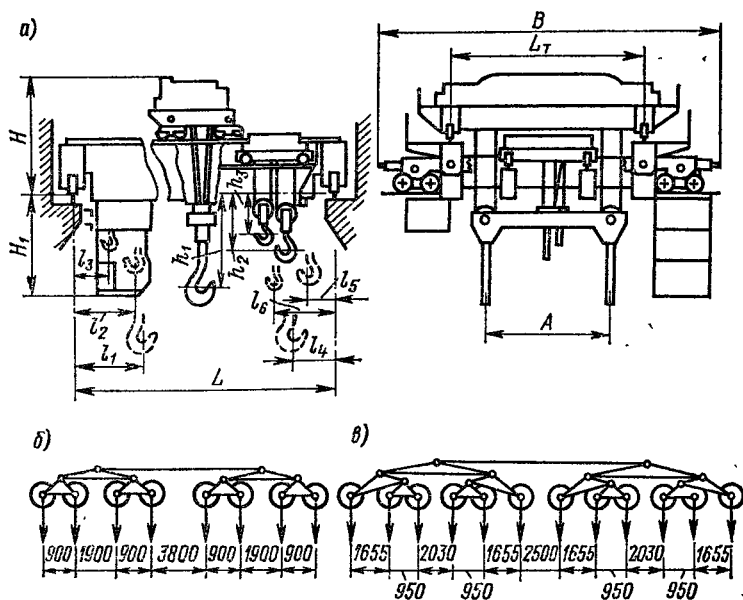


Рис. IV.2.20. Литейный кран: а — схема крана; б — схема нагрузок на колеса кранов грузоподъемностью 100 + 20 т (исполнение Б1) 140 + 32 т, 180 + 63/20 т; в — то же для крана грузоподъемностью 500 + 63/20 т (исполнение В2) пролетом 21 м и более

**IV.2.19. Технические характеристики скраповозалочных кранов (см. рис. IV.2.18) (по данным завода Сибтяжмаш)**

Грузо-подъемность, т	Пролет, т	Высота подъема, м	Скорость, м/с (м/мин)		Мощность электродвигателей механизмов, кВт		Вертикальная нагрузка на рельс от колеса крана, кН	Тип кранового рельса	
			подъем	передвижения тележки крана	подъема тележки	передвижения крана			
60	28	21	0,17 (10)	0,5 (30)	0,98 (59)	2×100	15	400	156
80 *	28	20		1,58 (95)	2×125	22	4×22	260	250
160	21,5	30	0,13 (7,8)	0,63 (38)	1,65 (99)	2×185	35	380	247
200	24,5	30	0,15 (9)	0,65 (39)	1,58 (95)	2×300	37	460	341

\* Частота вращения вращающейся тележки крана 0,053 с<sup>-1</sup> (3,2 об/мин). Привод вращения имеет два электродвигателя мощностью по 18 кВт.

**IV.2.20. Технические характеристики лифтовых кранов по ГОСТ 20278—81 (см. рис. IV.2.20)**

Грузоподъемность, т	Исполнение		Скорость, м/с (м/мин)				В	L <sub>T</sub>	H *	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	h <sub>1</sub> *	A	Вертикальная нагрузка на рельс от колеса крана *, кН	
	А	Б1	подъема крюка		передвижения тележки										
			главного	второго вспомогательного	главного	второго вспомогательного									
100+20 **	А	0,125 (7,5)	0,25 (15)	—		—		12 700	6300	4300	2300	2100	4400	3350	280—350
	Б1	0,2 (12)	0,63 (38)	—		—		13 800	7500	4700	2400	2400	4000—4300	310—360	
140+32 **	А	0,1 (6)	0,16 (9,6)	—		—		5100—5400	5100—5400	5100—5400	2300	2300	4000—4300	3620	350—430
	Б1	0,16 (9,6)	0,63 (38)	—		—		—	—	—	2500	2500	4300	—	370—450



Продолжение IV.2.20

Грузоподъемность, т	Исполнение	Скорость, м/с (м/мин)			В	L <sub>т</sub>	H*	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	h <sub>1</sub> *	А	Вертикальная нагрузка на рельсы от колеса крана*, кН
		годьема крюка		передвижная тележка								
		главного	вспомогательного	главной								
180+63/20**	А	0,08 (4,8)	0,125 (7,5)	0,63 (38)	7500	5400	2400	4700—4900		4300	430—520	
	Б1	0,125 (7,5)										
	Б2	0,16 (9,6)										
225+63/20**	А	0,08 (4,8)	0,125 (7,5)	0,63 (38)	5400—5700	5400—5700	2450	4100		4400	430—520	
	Б1	0,08 (4,8)										
	Б2	0,16 (9,6)										
300+100/20	А	0,08 (4,8)	0,25 (15)	0,5 (30)	8500	6500	2700	5250—5450		4500	430—520	
	Б1	0,16 (9,6)										
	Б2	0,16 (9,6)										
320+100/20	А	0,08 (4,8)	0,08	0,5(30)	8500	6000—6600	2700	4250		4900	430—520	
	Б1	0,16 (9,6)										
	Б2	0,16 (9,6)										
360+100/20	А	0,063 (3,8)	0,4 (24)		8500	6500—6900	2900	5750		5000	430—520	
	Б1	0,063 (3,8)										
	Б2	0,16 (9,6)										

Продолжение табл. IV.2.20

Грузоподъемность, т	Исполнение	Скорость, м/с (м/мин)				В	L <sub>т</sub>	H*	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	h <sub>1</sub> *	А	Вертикальная нагрузка на рельсы от колеса крана*, кН
		подъема крюка		передвижения тележки									
		главного	второго	главного	второго								
400+100/20	А	0,063 (3,8)				15 250	8500	6900	2900			770—900	
	В1							6900	3300	4250	5850	790—940	
	В2	0,16 (9,6)				16 500	9750	7300	4600			800—950	
450+100/20	А	0,05 (3)	0,08	0,25 (15)	0,4 (24)	15 250 ***	8500	6500	2900			690—950	
	В1							6900—7900	3450		6050—6250	690—910	
	В2	0,125 (7,5)				19 500 *	9750	7900	4800	4250—4450		700—920	
500+100/20	А	0,04 (2,4)				15 250	8500	7000—7300	3000			700—940	
	В1							7600—7900	3600		6300	680—900	
	В2	0,125 (7,5)				19 500 *	9750		4900			690—910	

Примечания: 1. Исполнения: А — высота подъема главного крюка 18 м, вспомогательного — 20 м, второго вспомогательного — 22 м; В1 — высота подъема всех крюков по 36 м, нормальная скорость подъема главного крюка; В2 — то же, повышенная скорость подъема; В1 — высота подъема главного и вспомогательного крюков по 36 м, второго вспомогательного крюка — 40 м, скорость подъема нормальная; В2 — то же, повышенная скорость. 2. Скорость передвижения кранов 1 м/с (60 м/мин).

\* Указан интервал значений для различных пролетов кранов.

\*\* Крановый рельс типа КР120, для остальных кранов — типа КР140.

\*\*\* При пролете крана 33 м В = 1825 мм.

для разливки стали в изложницы (разливочные краны). Они относятся к группе режима работы 7К. Эти краны имеют четыре пролетные балки (рис. IV.2.20). По двум главным перемещается главная тележка грузоподъемностью 100—500 т, которая несет ковш с металлом. Грузозахватным органом этой тележки является траверса с двумя однорогими пластинчатыми крюками. По двум другим балкам движется вспомогательная тележка, которая обеспечивает наклон ковша для выливания металла. Грузоподъемность этой тележки 20—100 т. В тех случаях, когда грузоподъемность вспомогательного подъема составляет 63 т и больше, делают второй вспомогательный крюк грузоподъемностью 20 т.

Основные характеристики литейных кранов указаны в табл. IV.2.20 и IV.2.21. Их пролеты соответствуют ГОСТ 534—78. Кроме того, краны при грузоподъемности главного крюка 450 и 500 т могут иметь пролеты 27 и 33 м. ГОСТ 20278—81 устанавливает наибольшие значения нагрузок на колеса кранов, а также следующие размеры (см. рис. IV.2.20): для кранов грузоподъемностью 100 и 140 т  $h_2 = 1400$  мм, для остальных  $h_2 = 2700$  мм и  $h_3 = 1400$  мм; для кранов грузоподъемностью 180—400 т  $l_3 = 1800$  мм, для остальных  $l_3 = 1800 \div 2000$  мм в зависимости от пролета. Для всех кранов  $l_4 = 2200 \div 3700$  мм,  $l_6 = 4800 \div 5150$  мм,  $H_1 = 2500 \div 8700$  мм. Размер  $l_5$  для крана грузоподъемностью 100+20 т равен 1600 мм, для остальных  $l_5 = 2200 \div 2700$  мм. Эти размеры зависят от грузоподъемности и исполнения крана.

**IV.2.21. Мощность электродвигателей механизмов некоторых литейных кранов, изготовленных по ГОСТ 20278—81, с допустимыми отклонениями скоростей до  $\pm 15\%$**

Механизм	Мощность, кВт, при грузоподъемности, т			Механизм	Мощность, кВт, при грузоподъемности, т		
	100+20	180+63/20	500+100/20		100+20	180+63/20	500+100/20
	Исполнение *				Исполнение *		
	A	B1	B2	A	B1	B2	
Подъема: главного вспомогательного второго вспомогательного	2×100 2×45 —	2×160 100 45	2×300** 85 47	Передвижения: тележки главной вспомогательной крана	2×11 7 4×15	2×15 11 4×22	2×24 13 4×47

\* См. примечание 1 к табл. IV.2.20.  
 \*\* Мощность при ПВ = 100 %, мощность остальных двигателей — при ПВ = 40 %.

Масса кранов и их тележек дана на рис. IV.2.21. Масса кранов исполнений Б2 и В2 на 10 т больше, чем кранов исполнений Б1 и В1. Особенности компоновки и расчета механизма подъема литейных кранов см. в разд. VI, гл. 2. При расчете пролетных балок

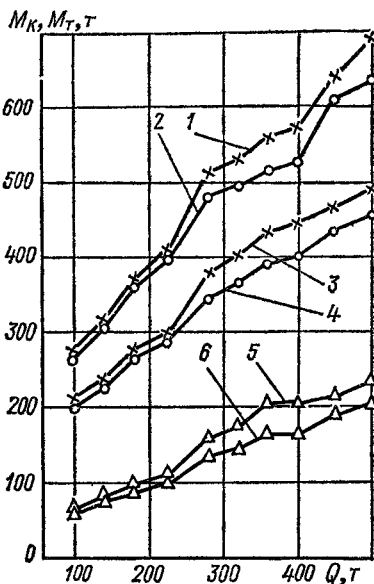
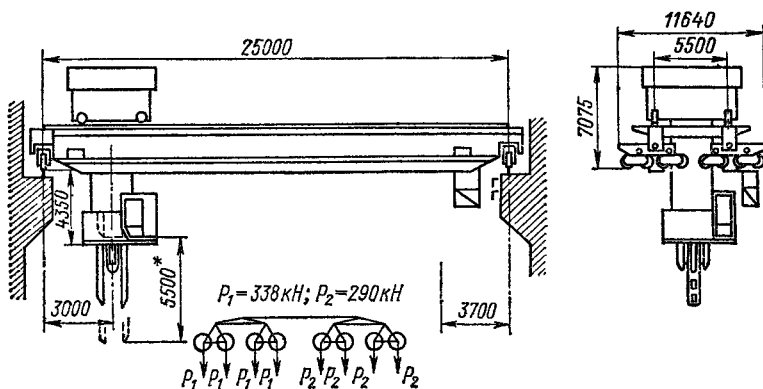


Рис. IV.2.21. Масса литейных кранов и их главных тележек в зависимости от грузоподъемности (по ГОСТ 20278—81)

Масса: 1 — кранов исполнений Б1 и В1 при пролете 33,5 м; 2 — то же исполнения А; 3 — кранов исполнений Б1 и В1 при пролете 16,5 м; 4 — то же исполнения А; 5 — тележек кранов исполнений Б1 и В1; 6 — то же исполнения А

Рис. IV.2.22. Кран для разделения слитков грузоподъемностью 20/50 т \* Ход кассет (по данным завода Сибтяжмаш)



следует учитывать неравномерность распределения нагрузок на колеса тележки, возникающую в результате неточности изготовления металлических конструкций тележки и моста. Как показали результаты исследований [10], в отдельных случаях фактические нагрузки могут вдвое превысить значения, рассчитанные без учета погрешностей изготовления.

Краны для разделения слитков [0.9, 0.47, 6] (рис. IV.2.22) служат для отделения слитков от изложниц и поддонов. Режим их

работы относится к группе 8К. Основные их параметры по ГОСТ 12613—79 указаны в табл. IV.2.22.

По пролетному строению такого крана перемещается тележка, на которой в вертикальной шахте на жестком подвесе размещена манипуляционная система, состоящая из двух пар управляемых клещей и выталкивающего механизма. На тележке расположены механизмы передвижения, главного подъема, управления большими клещами и выталкивания.

Кран выполняет следующие типовые операции: снятие изложницы со слитка, отлитого уширением книзу (рис. IV.2.23, а); отделение слитка от поддона (рис. IV.2.23, б); извлечение из изложницы слитка, отлитого уширением кверху (рис. IV.2.23, в). Во всех операциях к разделяемым объектам (слиток — изложница, слиток — поддон) прикладываются приблизительно равные силы, направленные в противоположные стороны; поэтому усилие выталкивания не передается ни на мост крана, ни на вагонетку. Операции по отделению слитка от изложницы или поддона выполняются винтовым механизмом от привода 8 (рис. IV.2.24). Для выбора слабины подъемных и управляющих канатов, возникающей при работе этого механизма, служит противовес, который может повернуть барабан благодаря проскальзыванию храпового устройства в редукторе механизма подъема (рис. IV.2.25). Вес противовеса  $G_{\text{пр}}$  выбирается из условия

$$G_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{тр}} m_{\text{пр}}}{0,5 D_6 \eta_{\text{пр}}} + (G_{\Sigma} + \nu G_{\text{в}}) \frac{m_{\text{пр}}}{m \eta \eta_{\text{пр}}},$$

где  $M_{\text{тр}}$  — момент трения в опорах барабана и храповом механизме;  $m_{\text{пр}}$  и  $m$  — кратность полиспастов соответственно противовеса и основной подвески;  $D_6$  — диаметр барабана;  $\eta_{\text{пр}}$  и  $\eta$  — КПД полиспастов противовеса и основной подвески;  $G_{\Sigma}$  — вес полиспастов (канатов и блоков) грузового и управления большими клещами;  $G_{\text{в}}$  — вес выталкивающего механизма с клещами;  $\nu < 1$  — коэффициент, определяющий степень уравнивания веса  $G_{\text{в}}$ .

Особенности расчета механизмов этого крана изложены в работе [О.47]. Малые клещи рассчитывают так же, как клещи колодезных кранов. Коэффициент зажатия вычисляют по формуле (IV.2.1), где следует считать  $G_r$  равным весу слитка плюс усилие выталкивания, а  $[k] = 1,5$ .

*Колодезные краны* [О.9, О.47, 6] (рис. IV.2.26) предназначены для транспортировки слитков, загрузки их в нагревательные колодцы и подачи на слитковозы или рольганги прокатных станов. Эти краны относятся к режиму группы 8К. В качестве грузозахватного органа служат клещи, расположенные на жестком подвесе в вертикальной шахте тележки. При выполнении вспомогательных операций груз подвешивают на специальных кронштейнах на корпусе клещей. Кран имеет разную грузоподъемность

#### IV.2.22. Технические характеристики кранов для разведения слитков (см.

Грузоподъемность, т			Сила выталкивания, кН	Пролет, м	Высота подъема **, м		
при работе клещами со слитками	на вспомогательных операциях * при подъеме				при работе клещами со слитками	при подъеме	
	крюком	электромагнитом				крюком	электромагнитом
12,5	32	20	2000	25	5,5	5,08	3,4
20	50		2500				
20	50		2500				
32	80		4000	27	5,8		
40	100		5000		6,45	5,88	4,45

Примечание. Время закрывания клещей 2 с.

- \* Крюк и электромагнит размещены на траверсе, устанавливаемой на большие  
 \*\* Расстояние по вертикали от цеховых железнодорожных рельсов до рабочей  
 \*\*\* Краны работают на рельсах типа КР120. Нагрузка на рельс дана при макс

#### IV.2.23. Технические характеристики колодезных кранов (см. рис. IV.2.26)

Грузоподъемность, т		Пролет, м	Высота подъема, м		Скорость, м/с (м/мин) передвижения		Тип кранового рельса по ГОСТ 4121—76	Вертикальная нагрузка * на рельс от колеса крана, кН	Масса крана, т
при подъеме слитков	при вспомогательных операциях		при подъеме слитков	при вспомогательных операциях	тележки	крана			
16	20	24,5	6,51	7,53	1 (60)	1,4 (84)	КР100	400	195
20	50	32	6,5	8,13	1,6 (96)	2 (120)	КР120	450	330
20		34						460	340
32		32						450	330
32		34						460	340
40	34	34	7,88	9,75				500	380

Примечания. 1. Скорость: подъема клещей 0,32 м/с (19 м/мин); управления клещами 0,4 м/с (24 м/мин). 2. Частота вращения клещей  $0,16 \text{ с}^{-1}$  ( $10 \text{ мин}^{-1}$ ).

\* Указана наибольшая нагрузка от груза, поднимаемого при вспомогательных операциях.

рис. IV.2.22)

Скорость, м/с (м/мин)				Вертикальная нагрузка на рельс от колеса крана ***, кН	Масса крана, т
подъема клещей	выталкивания	передвижения			
		тележки	крана	не более	
0,32 (19)	0,063 (3,8)	0,8 (48)	1,33 (80)	320	295
	0,05 (3)			330	300
0,28 (17)		340	305		
0,25 (15)		510	460		
				520	465

клещи.  
поверхности грузозахватного органа.  
маленьком грузе на крюке.

#### IV.2.24. Дополнительные характеристики колодезных кранов (см. рис. IV.2.26) по данным завода Сибтяжмаш

Исполнение	Мощность электродвигателей механизмов *, кВт				Размеры, мм						
	управления клещами	вращения	передвижения		$\frac{B}{L_1}$	$\frac{H}{h_2}$	$\frac{l^{**}}{l_1}$	$\frac{l_2}{l_3}$	$h_1$	$h_3$	$h_4$
			тележки	крана							
A	30	13,5	30	2×30	$\frac{10\ 440}{4\ 000}$	$\frac{4340}{7700}$	$\frac{3300}{2600}$	$\frac{360}{1100}$	13 400	7530	1020
B	47	22	2×47	4×47	$\frac{11\ 550}{5\ 000}$	$\frac{5860}{8830}$	$\frac{2900}{3000}$	$\frac{500}{1700}$	15 200	8130	1530

Примечание. А — кран колодезный грузоподъемностью 16/20 т с пролетом 30 м; Б — кран грузоподъемностью 32/50 т с пролетом 32 м.

\* Значения мощности для крана исполнения А даны при ПВ = 40 %, исполнения Б — в режиме работы 60 мин. Мощность электродвигателей механизма подъема при ПВ = 100 % для кранов исполнений А и Б составляет 150 кВт.

\*\* Минимальные размеры при несжатых буферах.

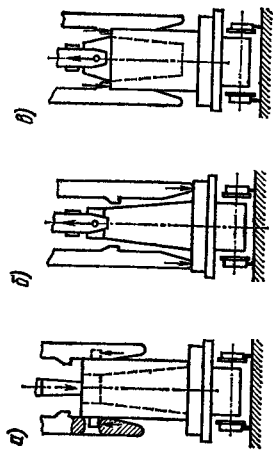


Рис. IV.2.23. Схемы технологических операций

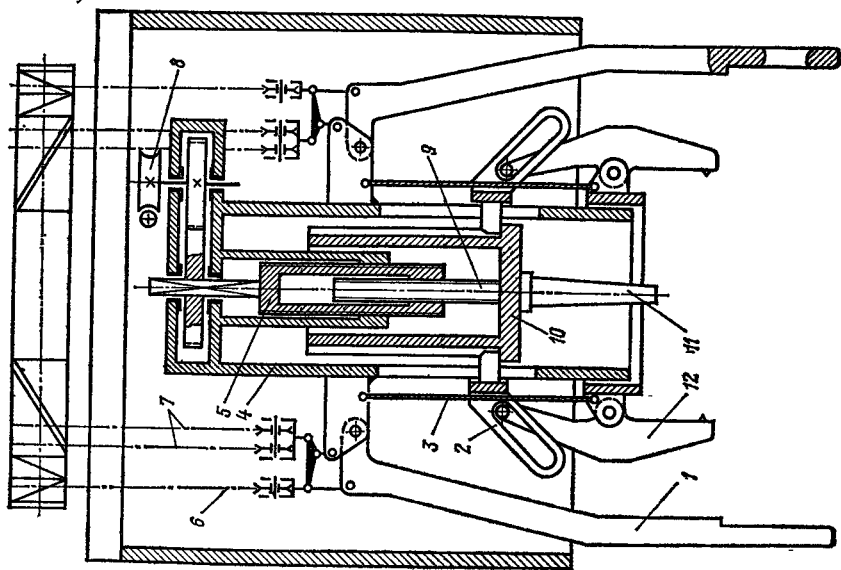


Рис. IV.2.24. Схема механизмов крана для разведения слитков (плоскости больших и малых клещей условно совмещены)  
 1 — большие клещи; 2, 3 — направляющая и канатная подвеска малых клещей; 4 — патрон с кронштейнами для больших клещей; 5 — полый вал с внутренней и наружной резьбовыми нарезами для разных направлений; 6 — канаты механизма управления большими клещами; 7 — подъемные канаты; 8 — привод механизма выталкивания; 9 — винт; 10, 11 — штемпель с наконечником; 12 — малые клещи



Рис. IV.2.25. Схема запасовки канатов механизмов подъема и управления большими клещами

1 — канаты механизма управления большими клещами; 2 — канаты механизма подъема

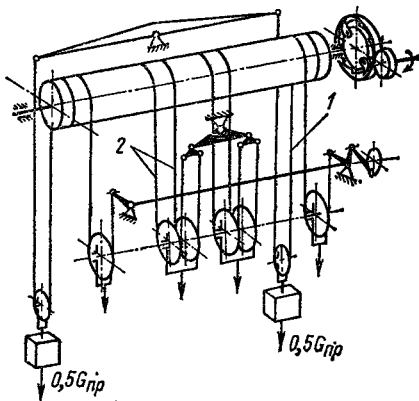
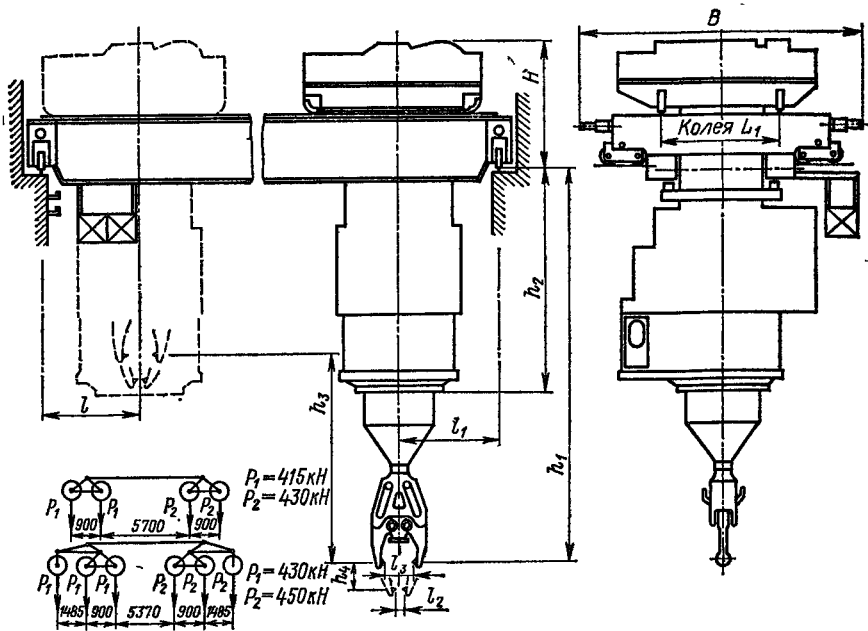


Рис. IV.2.26. Колодезный кран. Схемы нагрузок на колеса приведены для кранов исполнений А и Б (см. табл. IV.2.24) при подъеме грузов массой соответственно 20 и 50 т



при работе клещами со слитком и при подъеме грузов на кронштейнах.

Характеристики колодезных кранов по ГОСТ 12612—79\* приведены в табл. IV.2.23 и IV.2.24. Тележка колодезного крана [О.9] (рис. IV.2.27) имеет раму 4, на которой смонтированы механизмы передвижения тележки, подъема 2 и управления клещами. Снизу к раме тележки прикреплена шахта 6, внутри которой на подъемном полиспасте 5 перемещается колонна 9 с клещами 10 и механизмом вращения 1. Клещи зажимаются путем опускания штанги 8, которая висит на канате механизма управления 7.

Для исключения слабины подъемного каната при упоре клещей в препятствие во время опускания в редукторе механизма подъема устанавливают храповое устройство (поз. 1 на рис. IV.2.28), а на валу барабана ставят тормоз 3, который открывается при подъеме и закрывается при спуске груза [О.9].

При удержании слитка на клещевину действуют:  $T$  — сила нормального давления на керн;  $0,5G_r$  — половина веса слитка;  $N$  — нормальная реакция направляющей на ролик;  $F_{тр}$  — сила

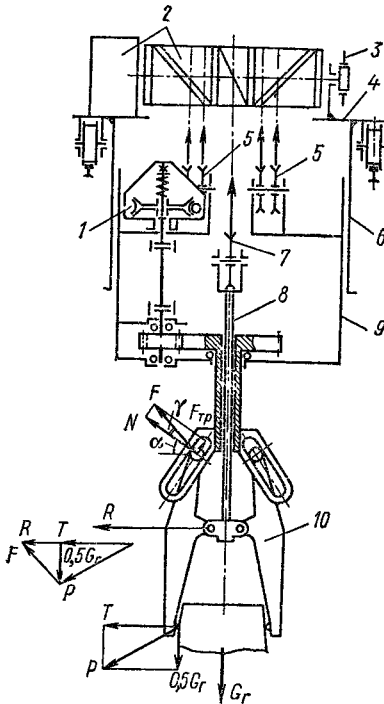
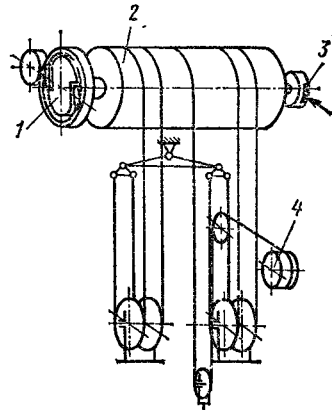


Рис. IV.2.27. Схема тележки с клещами

Рис. IV.2.28. Схема запаски канатов механизмов подъема и управления кл щами

1 — храповое устройство; 2 — барабан механизма подъема; 3 — тормоз; 4 — барабан механизма управления клещами



трения при перемещении ролика в направляющей;  $R$  — реакция в центральном шарнире, которая направлена горизонтально, так как предполагается, что при зажатых клещах канаты механизма управления ослаблены. Эти силы образуют замкнутый многоугольник (рис. IV.2.27) и определяются из уравнений статики. При этом геометрические параметры клещей должны быть подобраны так, чтобы при наибольшем значении силы трения  $F_{тр}$  удовлетворялось условие [О.59]

$$k = T_{\min}/(0,5G_r) \geq [k], [k] = 1,8, \quad (IV.2.1)$$

где  $k$  — коэффициент зажатия.

Для определения  $T$  принимают  $F_{тр} = F_{тр}^{\max} = \mu N$  при  $\mu = 0,2$  ( $\mu$  — коэффициент трения в направляющей), что соответствует скольжению заклиненного ролика. Форму направляющей

следует выбирать так, чтобы коэффициент зажатия не менялся в зависимости от размера захватываемого слитка. Для расчета клещевины на прочность берут наибольшее значение  $T = T_{\max}$ , которое получится при  $F_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}^{\min} = \mu_0 N$ , где  $\mu_0 = 0,06 \div 0,09$  соответствует качению роликов по направляющим.

Элементы клещей и их подвеса проверяют также на прочность в аварийной ситуации при упоре клещей в препятствие. В качестве нагрузки при этом принимают горизонтальную силу, приложенную к клещам, определяемую из условия пробуксовки крана, т. е.  $F = G_k \mu_1 - W_k^{\min}$ , где  $G_k$  — вес крана с грузом;  $\mu_1$  — коэффициент сцепления;  $W_k^{\min}$  — минимальное сопротивление пере-

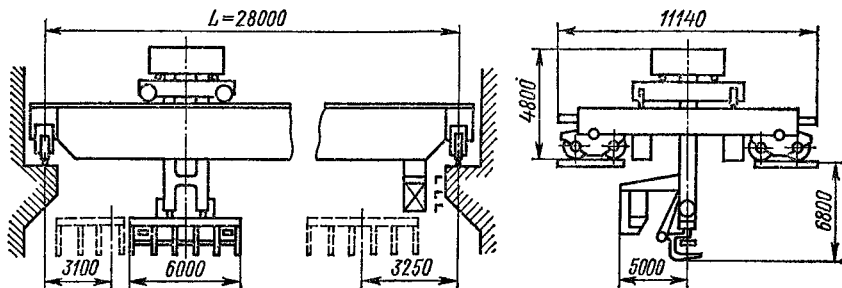


Рис. IV.2.29. Кран с лапами грузоподъемностью 16 т

движению крана, при отсутствии трения в ребордах. Расчет выполняют с коэффициентом запаса прочности  $n = 1,15$  или, если расчет ведут по методу предельных состояний, принимают коэффициент перегрузки  $n = 1$  и коэффициент условий работы  $m_k = 1$ . Подробное расчет элементов крана рассмотрен в работах [0.9, 0.47, 0.59].

Для ограничения горизонтальных нагрузок на колонну используют электрические методы ограничения момента двигателей механизма передвижения. Известны также варианты конструкции колонны, допускающие ее отклонение от вертикального положения за счет перегиба в специальном шарнире [9].

Краны мостовые специальные с лапами на траверсе (рис. IV.2.29) служат для подъемно-транспортных работ в цехах и на складах металлургического производства. Режим работы этих кранов относится к группе 8К. Технические характеристики крана с лапами по данным завода ПТО им. С. М. Кирова приведены ниже.

Грузоподъемность	16 *
Пролет, м	28—34
Высота подъема, м	6,6
Скорость, м/с (м/мин):	
подъема	0,27 (16)
передвижения	
тележки	1 (60)
крана	2,5 (150)
Частота вращения тележки, $\text{с}^{-1}$ ( $\text{мин}^{-1}$ )	0,06 (3,6)

Частота поворота лап при опрокидывании, $\text{с}^{-1}$ ( $\text{мин}^{-1}$ )	0,035 (2,1)
Мощность электродвигателей механизмов **, кВт:	
подъема . . . . .	125
передвижения	
тележки . . . . .	22
крана . . . . .	45 × 4
вращения тележки . . . . .	15
опрокидывания лап . . . . .	22
Максимальная вертикальная нагрузка на рельс ***	
от колеса крана, кН . . . . .	300
Масса крана, т . . . . .	150 ****

\* Кран имеет одинаковую грузоподъемность при работе на лапах, магнитах и крюках.

\*\* Приведена мощность двигателей при ПВ = 40 %.

\*\*\* Крановый рельс типа КР120.

\*\*\*\* При пролете 28 м.

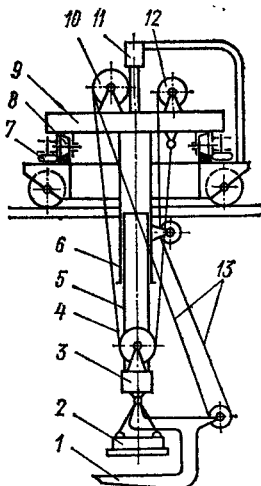
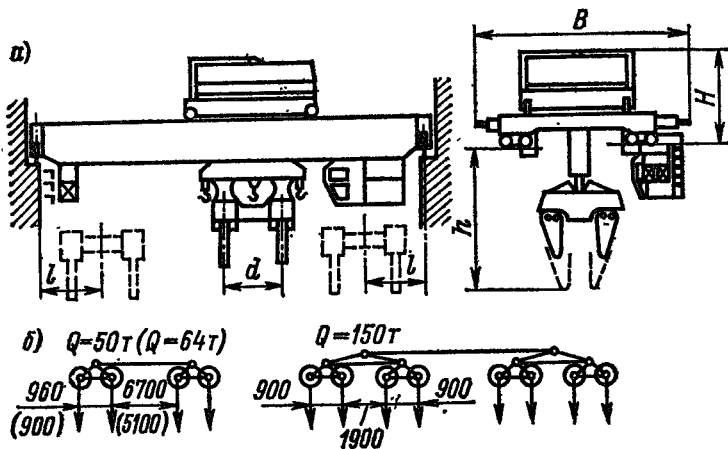


Рис. IV.2.30. Схема тележки крана с лапами

Рис. IV.2.31. Кран с управляемыми клещами: а — схема общего вида; б — схемы нагрузок на колеса кранов указанных грузоподъемностей Q



Основными элементами крана являются мост с механизмом передвижения и тележка, на которой размещены механизм передвижения и поворотная платформа с механизмами подъема, опрокидывания лап и вращения тележки. На поворотной платформе 9 (рис. IV.2.30) закреплены вертикальные направляющие 6, в которых перемещаются штанги 5 траверсы 3 с грузозахватными элементами, магнитами 2 и лапами 1. Платформа вращается на катках 8, один из которых приводной. Для удержания ее на рельсе предназначены горизонтальные ролики 7. Барабан механизма

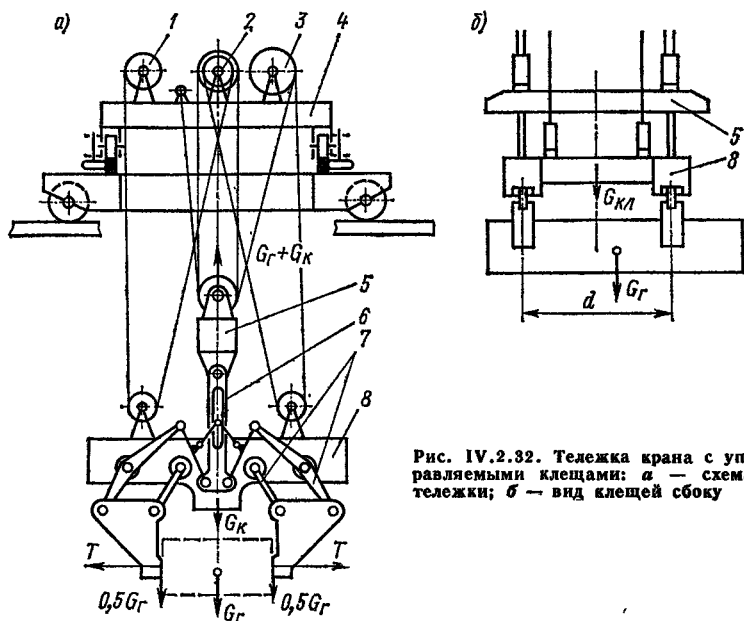


Рис. IV.2.32. Тележка крана с управляемыми клещами: а — схема тележки; б — вид клещей сбоку

подъема 10 имеет четыре нарезки: две — для канатов основного сдвоенного полиспаста 4 и две — для ветвей полиспаста управления лапами 13. Две другие ветви идут на механизм управления 12. Подача электропитания к механизмам на платформе осуществляется через токосъемники 11, расположенные на оси вращения платформы. Расчет элементов крана см. в работе [О.47].

Краны с управляемыми клещами [О.9] (рис. IV.2.31, табл. IV.2.25) используют в металлургическом производстве для транспортировки слывов. Они работают в режиме, соответствующем группам 6К—8К. В качестве грузозахватного органа этих кранов служат сдвоенные клещи с параллельно перемещающимися губками.

Такой кран имеет пролетное строение и тележку с механизмами передвижения. На тележке (рис. IV.2.32, а) размещен круговой рельс, по которому на катках движется поворотная платформа 4 с механизмами подъема 3, управления клещами 1 и пово-

#### IV.2.25. Технические характеристики мостовых металлургических кранов с управ

Грузоподъемность крана, т			Раскрытие клещей наименьшее—наибольшее, мм	Скорость, м/с (м/мин)				Частота вращения тележки (траверсы), с <sup>-1</sup> (мин <sup>-1</sup> )
с канатами	с клещами	с крюками		подъема	раскрывания клещей	передвижения		
						тележки	крана	
50	36	40	650—1800	0,23 (13,7)	0,1 (6)	0,83 (50)	1,75 (105)	0,06 (3,7)
64 *	46	50	1000—2160	0,22 (13)	0,14 (8,7)	0,75 (45)	1,53 (92)	0,07 (4,2)
150	110	75	800—2050	0,15 (9,2)	0,1 (6)	0,86 (52)	1,48 (89)	0,07 (4,2)

Примечание. Пролет кранов 34 м, тип кранового рельса КР120.

\* Кран с вращающейся траверсой.

\*\* Кран с вращающейся тележкой той же грузоподъемности, но с пролетом 28 м

рота. На канатах механизма подъема висит траверса 5, снабженная быстроразборным соединением с рычажной системой клещей 7 через тягу 6. Клещи раскрываются механизмом управления 1 путем поднятия корпуса клещей 8. На кране грузоподъемностью 50 т верхние неподвижные блоки 2 полиспаста механизма управления размещены не на поворотной платформе, а на траверсе 5. Существуют конструкции кранов, у которых вращается не тележка, а траверса с клещами (см. табл. IV.2.25). Для исключения слабину управляющего каната при зажатии груза в редуктор механизма управления встраивают храповое устройство, а на валу барабана управления устанавливают тормоз или противовес на канате. Конструкции с противовесом работают более стабильно. Известны конструкции клещей, управляемых с помощью гидроцилиндров.

При расчете и конструировании клещей [0.9] следует подбирать их геометрические параметры таким образом, чтобы коэффициент зажатия по формуле (IV.2.1) при  $\mu = 0,5$  для губок с насечкой при любом допустимом размере груза был не меньше  $[k] = 1,5$ . Для расчета элементов клещей на прочность по нагрузкам второго расчетного случая необходимо брать такой размер груза, который дает наибольшее значение коэффициента зажатия, и учесть неравномерность загрузки клещей при захвате груза со смещением относительно его центра тяжести (рис. IV.2.32, б). Можно принимать коэффициент неравномерности  $\gamma = 1,5$ , что соответствует смещению центра тяжести груза относительно среднего положения на  $0,25d$ . Полиспасты и барабаны

ляемыми клещами (см. рис. IV.2.31)

Мощность электродвигателей механизмов, кВт					В	Н	h	l	d	Вертикальная нагрузка на рельс от колеса крана, кН	Масса крана, т
подъема	управления клещами	передвижения		вращения лежки (траверсы)							
		тележки	крана		мм						
160	15	15	2×45	15	11 880	4500	5850	3100	2960	360	169
2×120	26	26	2×36	18	13 470	4639	5520	3500	1300	410	193 **
2×160	45	37	4×22	2×22	12 840	7240	6500	4000	3300	390	315

имеет массу 213 т.

механизма подъема следует рассчитывать с учетом коэффициента неравномерности распределения нагрузки

$$\gamma_1 = 1 + (\gamma - 1) \frac{G_r}{G_{нл} + G_r},$$

где  $G_r$  — вес груза;  $G_{нл}$  — вес траверсы с клещами.

Краны с управляемыми подхватами (рис. IV.2.33) используют в металлургическом производстве для транспортирования

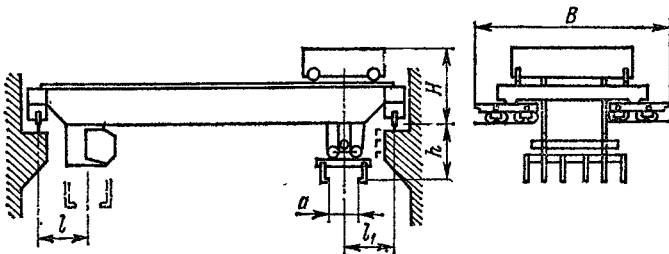


Рис. IV.2.33. Кран с управляемыми подхватами

стальных прокатных листов или пачек листов. Режим их работы относится к группе 8К. Эти краны имеют мост с механизмом передвижения и тележку, на которой кроме механизма передвижения расположены механизмы подъема и управления подхватами. Основные технические характеристики кранов этого типа показаны в табл. IV.2.26.

**IV.2.26. Технические характеристики кранов с управляемыми подхватами**  
(см.рис. IV.2.33)

Грузоподъемность крана, т		Скорость, м/с (м/мин)				Мощность электродвигателей механизмов, кВт	
с канатами	с подхватами	подъема	раскрытия подхватов	передвижения		подъема	управления подхватами
				тележки	крана		
52 *	32	0,28 (16,6)	0,037 (2,2)	0,7 (42)	1,72 (103)	2×80 **	1,4 ***
100 **** 125 ****	60 90	0,17 (10)	0,14 (8,3)	0,87 (52)	1,58 (95)	2×100 2×125	22
Мощность электродвигателя механизмов, кВт		В	$\frac{H}{h}$	$\frac{l}{l_1}$	$\frac{a_{min}}{a_{max}}$	Вертикальная нагрузка на рельс от колеса крана, кН	Масса крана с траверсой, т
передвижения							
тележки	крана	мм					
12 **	2×48 **	11 820	$\frac{4210}{6150}$	$\frac{4100}{4100}$	$\frac{1050}{4850}$	340	147
30	2×30	13 590	$\frac{4690}{6500}$	$\frac{4200}{4450}$	$\frac{2250}{5050}$	300	271
37		13 950	$\frac{5050}{6500}$	$\frac{4200}{4500}$			285
Примечание. Для всех кранов применяют рельс типа КР120.							
* Пролет 34 м, высота подъема подхватов 12 м.							
** Мощность при ПВ = 60 %.							
*** Мощность при ПВ = 100 %, в остальных случаях — при ПВ = 40 %.							
**** Пролет 34 м, высота подъема подхватов 9 м.							

Траверса с подхватами закреплена на гибком подвесе (рис. IV.2.34). Подхваты 1 в ненагруженном состоянии перемещаются вдоль балок 8 на каретках 7 с помощью рычажной системы 6, которая управляется подвижной траверсой 2, висящей на канатах механизма управления 4. Подъем и опускание груза производятся механизмом подъема 3. При загрузке подхватов грузом они деформируют пружины и опускаются на опорные площадки 9 балок 8. На траверсе располагается четыре—восемь пар подхватов. Предотвращение перегрузки механизма управления при сведении подхватов и упоре их в груз обеспечивается упругой подвеской блока 5 с установкой концевого выключателя,



срабатывающего при определенной деформации пружин, или с помощью электрических методов ограничения момента двигателя механизма управления. Во втором случае сближение подхватов выполняется до упора и остановки двигателя.

Если углы наклона подъемных и управляющих канатов существенно различаются, при подъеме траверсы будет возникать перегрузка канатов управления, а при спуске — слабина. Для исключения этих явлений механизм управления при подъеме обеспечивает возможность сматывания каната со своего барабана с проскальзыванием в тормозе, расположенном на тихоходном валу. При спуске груза двигатель механизма управления развивает небольшой момент, достаточный для выбора слабины и создания минимального натяжения каната. Схема подвески траверсы, позволяющая ограничить раскачивание груза, дана в а. с. 604800.

*Посадочные краны* [О.47] предназначены для загрузки заготовок в нагревательные печи и выгрузки их из печей. Режим работы этих кранов относится к группе 8К.

На мосту посадочного крана имеются две тележки, которые движутся по параллельным путям (рис. IV.2.35). На раме главной тележки 3 установлены механизм передвижения и поворотная платформа 2 с колонной 4 (рис. IV.2.36). В нижней части колонны предусмотрена платформа, на которой размещены кабина управления и горизонтальные клещи 5 (поз. 1 обозначены гидроцилиндры механизмов качания

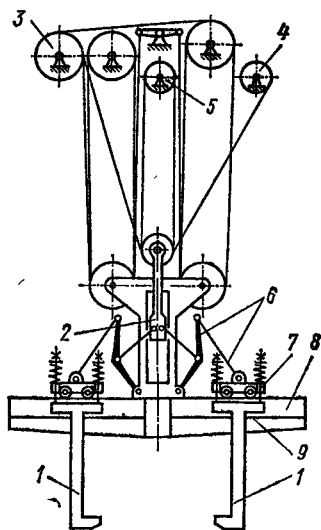
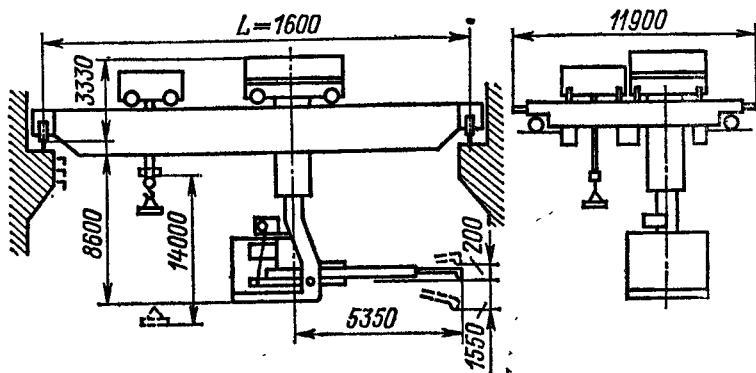


Рис. IV.2.34. Схема траверсы с подхватами

Рис. IV.2.35. Посадочный кран грузоподъемностью 7,5 + 10 т



и зажатия клещей). Вспомогательная тележка снабжена обычным механизмом подъема с гибким подвесом крюка, на котором может быть подвешен магнит. Один из посадочных кранов имеет следующие технические характеристики (см. рис. IV.2.35):

Грузоподъемность, т:	
клещей . . . . .	7,5
вспомогательного крюка . . . . .	10
Угол поворота колонны, ° . . . . .	±90
Раскрытие клещей, мм:	
максимальное . . . . .	420
минимальное . . . . .	30
Время, с:	
полного раскрытия (закрытия) клещей . . . . .	5
поворота колонны на 90° . . . . .	6
Частота качания клещей, с <sup>-1</sup> . . . . .	0,1
Скорость, м/с:	
передвижения тележек . . . . .	0,83
крана . . . . .	1,33
подъема вспомогательного крюка . . . . .	0,23
Установочная мощность электродвигателей, кВт . . . . .	145
Масса крана, т . . . . .	118

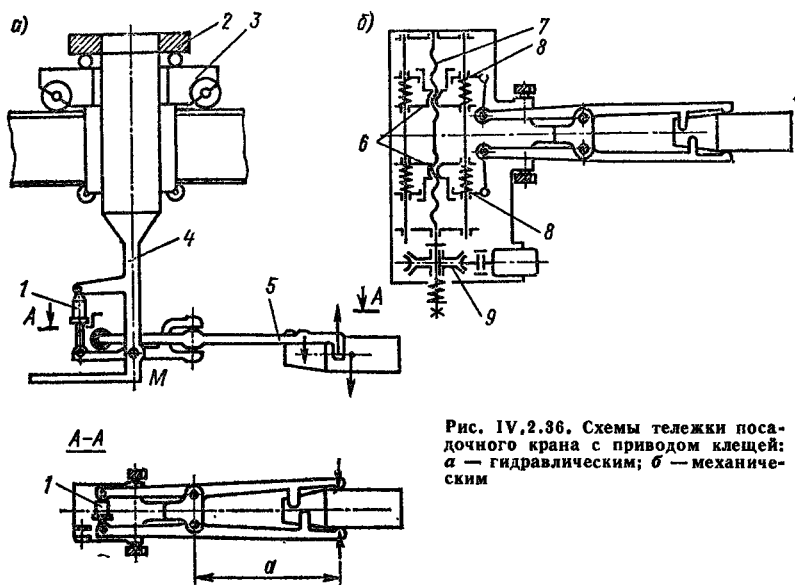


Рис. IV.2.36. Схемы тележки посадочного крана с приводом клещей: а — гидравлическим; б — механическим

Клещи захватывают заготовку, расположенную горизонтально, так, что она зажимается двумя клещевинами и упирается одним концом в специальные упоры на них. Для манипуляции с заготовкой клещи имеют возможность поворачиваться на некоторый угол относительно шарнира М. Механизмы управления клещами и качания могут иметь гидравлический (рис. IV.2.36, а) или меха-

нический (рис. IV.2.36, б) привод. Второй вариант получается значительно более громоздким. При механическом приводе зажатия клещей вращение через червячный редуктор 9 с муфтой предельного момента передается на вал 7, имеющий участки левой и правой резьбы. Траверсы 6 с гайками раздвигаются и через пружины, траверсы 8 и серьги раздвигают концы клещей до зажатия заготовки. Расчет такого механизма приведен в работе [О.47].

Ковочные краны используют [О.9] для работы с крупными заготовками при их ковке, а также выполнения вспомогательных

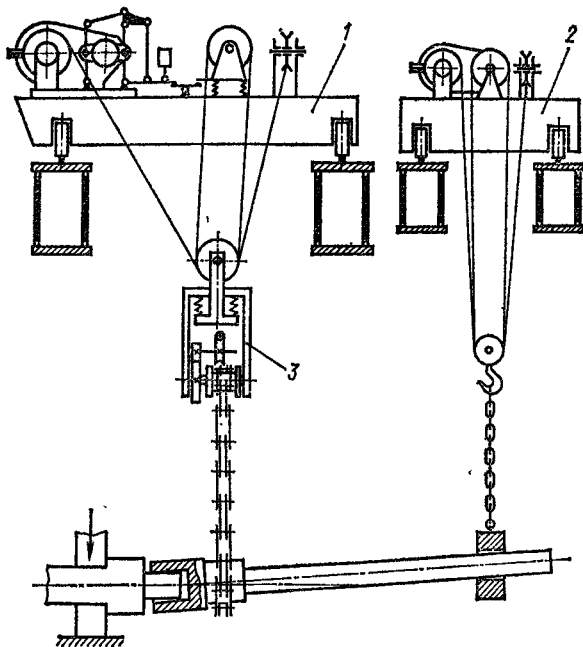


Рис. IV.2.37. Схема работы тележек ковочного крана

операций по установке приспособлений, монтажу и ремонту пресового оборудования. Их режим работы относится к группе 7К. Грузоподъемность этих кранов определяется как максимальная суммарная масса заготовки, приспособления для ее захвата и кантователя, производящего ее вращение. Параметры некоторых кранов этого типа приведены в табл. IV.2.27.

Ковочный кран, как правило, имеет два соединенных двухбалочных пролетных строения, по которым перемещаются две тележки: главная 1, несущая кантователь 3, и вспомогательная 2, поддерживающая хвостик патрона (рис. IV.2.37). На главной тележке расположены механизмы передвигания и подъема. Для предохранения механизма подъема и главного моста от перегрузок при ковке кантователь и неподвижные блоки полиспаста установлены на пружинных амортизаторах (см. п. V.9). Кроме того,

IV.2.27. Технические характеристики мостовых кочных кранов

Грузо-подъемность на крюке, т	Высота подъема крюка, м		Пролет, м	Скорость, м/с (м/мин)				Мощность двигателей механизмов, кВт				Масса, т				
	главного	вспомогательного		подъема	передвижения		подъема	передвижения		главного	вспомогательного	тележки	тележки			
					главной	вспомогательной		главного	вспомогательной				кранователя	вспомогательной		
32	8	16	28	0,12 (7)	0,25 (14,8)	0,73 (44)	0,63 (38)	1,33 (80)	45	22	11	3	2×30	16,5	5	110
50	12,5	18	34	0,12 (7,4)	0,24 (14,2)	0,78 (44)	0,57 (34)	1,17 (70)	75	37	15	3	2×30	23	7	160
80	32	14	28	0,08 (4,6)	0,15 (9)	0,63 (38)	0,7 (42)	1,43 (86)	75	55	15	11	2×37	31,8	14,4	204*
200	75	26,5	33	0,06 (3,4)	0,17 (10)	0,6 (36)	0,58 (35)	0,92 (55)	2×55**	110**	55***	16***	4×55***	86,5	27,8	500
320	100	26,5	33	0,05 (2,9)	0,09 (5,3)	0,63 (38)	0,58 (35)	0,77 (46)	2×75**	75**	2×37***	22***	4×37***	120	36,8	587
450	150	21,5	37	0,057 (3,4)	0,065 (3,9)	0,42 (25)	0,47 (28,3)	0,87 (52,3)	2×185	150	2×55	37	4×55	178,8	52,4	779
700	—	35	39,5	0,058 (3,45)	—	0,45 (27)	—	0,87 (52,3)	4×150**	—	4×37***	—	6×55***	337	—	887

\* Тип кранового рельса КР100, в остальных случаях — КР140.

\*\* Мощность при ПВ = 100 %.

\*\*\* Мощность при режиме 60 мин. В остальных случаях указана мощность при ПВ = 40 %.

механизм подъема имеет специальное рычажное устройство, которое раскрывает тормоз механизма подъема при возникновении чрезмерно больших усилий на канатах и дает возможность барабану провернуться и ослабить натяжение (см. п. VI.3).

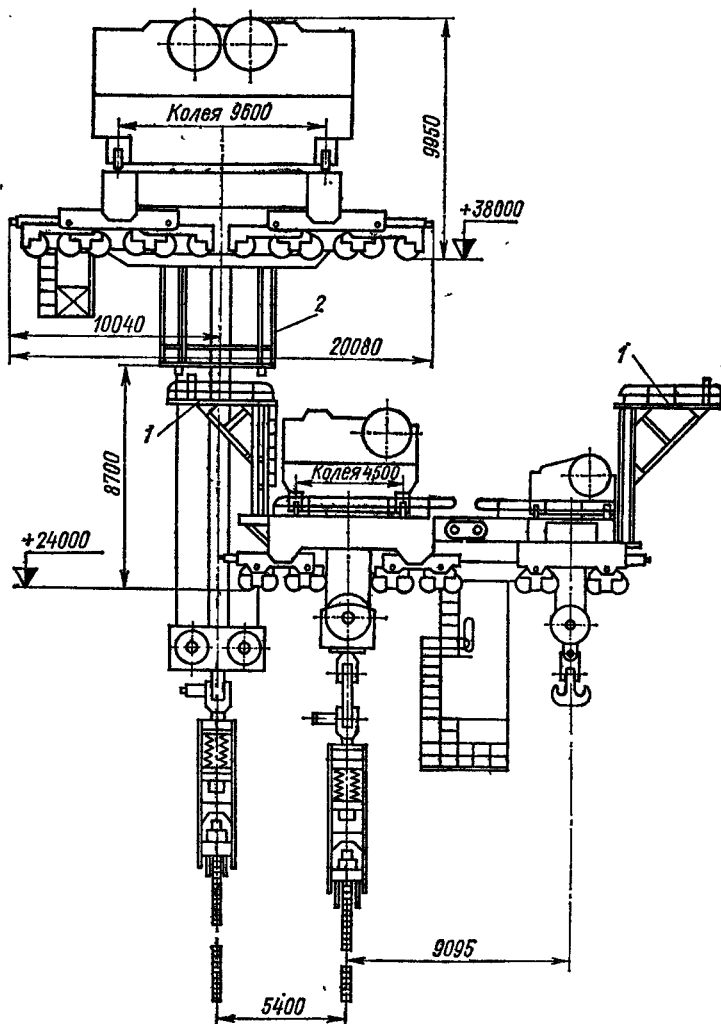


Рис. IV.2.38. Ковочный комплекс (по данным завода Сибтяжмаш)

Для работы с особо крупными заготовками создан ковочный комплекс, состоящий из двух ковочных кранов грузоподъемностью 700 и 450 т, работающих совместно (рис. IV.2.38, табл. IV.2.27). Комплексом можно управлять из одной кабины. Для фиксации относительного расположения двух кранов сделана система концевых выключателей и линеек, которые расположены на вышках 1

## IV.2.28. Технические характеристики закалочных кранов

Грузо-подъемность, т	Прочет м	Высота подъема крюка главного/вспомогательного, м	Скорость м/с (м/мин)				Мощность электродвигателей механизмов, кВт				Масса, т			
			подъема		вспомогательного подъема	передвижения		подъема крюка		Вертикальная нагрузка на рельс от колес крана, кН	Тележки	Крана		
			опуска-ния	главного крюка		тележки	крана	главного	вспомогательного				тележки	крана
32/8	21	25 26	0,51 (30,6)	0,9 (54)	0,38 (23)	0,73 (44)	1,58 (95)	102 *	30	11	2×30	410	24	82
50/12,5	28	21 26	0,46 (27,8)	0,85 (51)	0,3 (17,7)	0,76(45,5)	1,72 (103)	185 *	37	15	2×45	315	30	125
150/32	32	18 20	0,52 (31)	0,69 (41)	0,13 (7,8)	0,32 (19)	0,65 (39)	2×450	37	2×15	4×15	374	76	278
50/32 **	33	20 22	0,09 (5,4)	0,17 (10)	0,13 (7,8)	0,5 (30)	1,06 (64)	2×185***	37	2×22	4×22	510	91	304
400/80	35,8	32 32	0,15 (9,2)	0,37 (22)	0,08 (4,6)	0,33 (20)	0,65 (39)	4×185***	75	2×22	4×26	650	184	584

\* Мощность двигателей при ПИВ = 100 %.

\*\* Кран имеет на главной подвеске механизм вращения крюка с двигателем мощностью 0,8 кВт, который обеспечивает частоту вращения 0,015 м<sup>-1</sup> (0,9 мин<sup>-1</sup>).

\*\*\* Мощность двигателей в режиме 60 мин.

и кронштейне 2, установленных в зоне концевых балок кранов с одной стороны моста.

*Закалочные краны* [О.47] используют в термических цехах машиностроительных предприятий для работы с заготовками при их термической обработке. Краны предназначены для эксплуатации в режиме группы 7К. Компоновка этих кранов принципиально не отличается от компоновки мостовых кранов общего назначения. Существенно различается только конструкция механизма подъема, который должен обеспечивать быстрое с постоянной скоростью опускание заготовки в закалочную ванну и торможение ее на малом пути. Предусмотрено также устройство, которое позволяет продолжить опускание изделия в закалочную ванну в том случае, если нарушится электроснабжение крана. Расчет и конструкция механизма рассмотрены в п. VI.2. Основные технические характеристики некоторых закалочных кранов даны в табл. IV.2.28.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Мостовые краны с ручным приводом и общего назначения с электрическим приводом*

1. Коляда В. И., Тарасов Г. И., Кролюк Ж. Э. Разработка и внедрение мостовых однобалочных кранов грузоподъемностью 50/10 т//Энергетическое строительство. 1978. № 4. С. 15—16.
2. Подъемно-транспортное оборудование: Номенклатурный каталог. № 16-5-85. Ч. 1. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1985. 100 с.
3. Прищепенко Д. Г., Коляда В. И., Тарасов Г. И. Снижение металлоемкости мостовых кранов большой грузоподъемности//Энергетическое строительство. 1977. № 7. С. 65—67.
4. Der Stahlbau. 1980. N 9; VDJ-z, 1980; Fördern und Heben. 1980. N 10; 1983. N 9; Deutsche Hebe- und Fördertechnik. 1980. N 8.

### *Мостовые краны специального назначения*

5. Краны-штабелеры: Механизация и автоматизация производства. 1985. № 2; 1986. № 5; ЭИ: Отечественный опыт. Конструирование и эксплуатация оборудования. Сер. 6. Вып. 5. 1984; ЭИ: Зарубежный опыт. Сер. 6. Вып. 5. 1984; Fördern und Heben. 1984. № 10, 11; Marktbild Lager. 1985; Materials handling News. Okt. 1985.
6. Металлургические краны: Подъемно-транспортное оборудование. 1980. № 11; 1985. № 16; Динамика и надежность погрузочных и грузоподъемных машин. Новочеркасск, 1982; Mitsubishi Heavy Ind. Techn. Rev. 1985. Vol. 22. № 2; Masch. und Stahlbau. 1984. Vol. 26. № 7, 8; Deutsche Heben und Fördern. 1973. № 9.
7. Соколов Л. И. Ремонт металлоконструкций металлургических кранов. М.: Металлургия, 1982. 85 с.
8. Станиславская В. Э. Направления совершенствования мостовых кранов металлургических предприятий//Сб. науч. тр. ВНИИПТмаш «Краны. Механизмы и металлоконструкции». 1985. С. 49—62.
9. Увеличение долговечности кранов с жестким подвесом груза/И. Г. Дровцов, С. П. Житницкий, Б. Н. Конкин, А. В. Сысоев//Сб. науч.

тр. «Конструирование и эксплуатация подъемно-транспортных машин». Тула, 1985. С. 29—34.

10. Vetter H., Kuhr H. Auswertung der elektrischen Spannungs—Dehnungsmessungen an den Fahrwindenachsen eines Gieskranes//Hebezeuge und Fördermittel. 1984. Vol. 24. N 5. S. 138—143.

## Глава 3

# Консольные и козловые краны, мостовые перегружатели и кабельные краны

---

## IV.7. Консольные и козловые краны, мостовые перегружатели

*Консольные краны* изготовляют стационарными (на колонне или настенными) и передвижными (настенными). Стационарные краны применяют главным образом в цехах машиностроительных заводов для обслуживания отдельных агрегатов, передвижные — для разгрузки работы мостовых кранов.

Стационарные ручные краны (ГОСТ 19494—74) грузоподъемностью от 0,5 до 3,2 т и с вылетом до 6,3 м имеют ручную передвижную червячную таль и ручной поворот консоли. Краны изготовляют следующих типов: поворотные настенные, поворотные на колонне с верхней и нижней опорами, поворотные на колонне свободно стоящие.

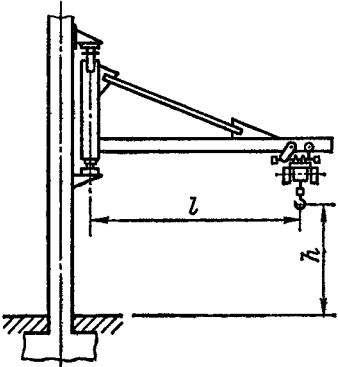
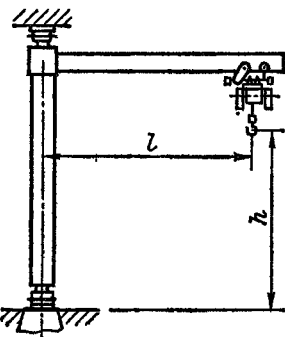
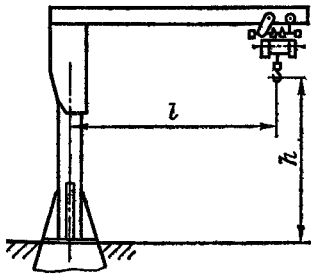
Стационарные электрические краны (ГОСТ 19811—82) грузоподъемностью от 0,125 до 3,2 т и с вылетом до 6,3 м имеют электрическую самоходную таль с тормозом на механизме передвижения. Типы конструкций стационарных электрических кранов приведены в табл. IV.3.1. Краны типов 1, 2 и 3 изготовляют с электрическим механизмом поворота консоли. Скорость кранов типов 1, 2 и 3 (м/с): подъема груза — 0,13; передвижения тали — 0,33.

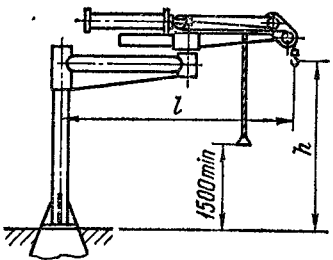
Настенно-передвижные краны грузоподъемностью до 10 т и с вылетом до 10 м имеют скорость передвижения до 2 м/с и двухрельсовую или однорельсовую (самоходная электрическая таль) грузовую тележку.

*Козловые краны* применяют для обслуживания открытых складов и погрузочных площадок (краны общего назначения), монтажа сборных строительных сооружений и оборудования промышленных предприятий (строительно-монтажные краны), обслуживания гидротехнических сооружений, перегрузки крупнотоннажных контейнеров и длинномерных грузов (краны специального назначения). Козловые краны изготовляют преимущественно крюковыми (реже грейферными и магнитными) или со специальными захватами.



IV.3.1. Типы конструкций консольных стационарных электрических кранов (ГОСТ 19811—82)

Эскиз	Грузоподъемность, т	Высота подъема $h$ , м	Наибольший вылет $l$ , м	Мощность электродвигателей, кВт		
				не более		
	<i>Тип 1 — настенный</i>					
	0,5	6	2,5; 3,2; 4; 5; 6,3	1,3	0,45—0,75	
	1			3,1	0,6—0,95	
	2			4	1—1,6	
3,2	6,5			1,75—2,55		
	<i>Тип 2 — на колонне с верхней и нижней опорами</i>					
	0,5	2; 2,5; 3,2; 4	2,5; 3,2; 4; 5	1,3	0,7—1,15	
	1			3,1	0,9—1,45	
	2			4	1,35—2,2	
3,2	6,5			2,1—3,15		
	<i>Тип 3 — свободно стоящий на колонне</i>					
	0,5	2; 2,5; 3,2; 4	2,5; 3,2; 4; 5	1,3	1—1,55	
	1			3,1	1,5—2,05	
	2			4,0	1,85—4,35	
3,2	6,5			4,6—7,7		

Эскиз	Грузоподъемность, т	Высота подъема $h$ , м	Наибольший вылет $l$ , м	Мощность электродвигателей, кВт		Масса крана, т
				не более		
	Тип 4 — свободно стоящий на колонне, с ручным поворотом					
	0,125			0,3	0,6—0,8	
	0,25	2; 2,5; 3,2	2,5; 3,2; 4	1	0,75—0,95	
	0,5			1,3	1—1,35	

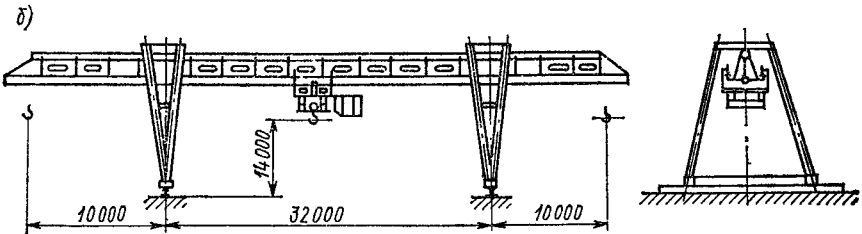
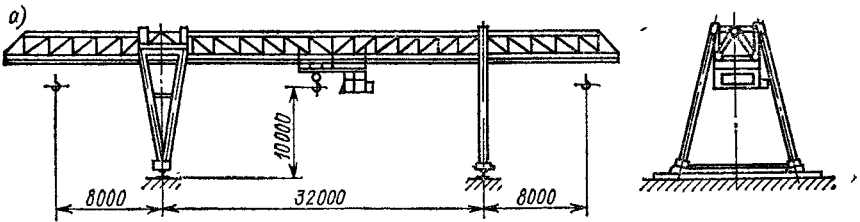


Рис. IV.3.1. Краны козловые электрические общего назначения грузоподъемностью 12,5 т (см. табл. IV.3.3): а — типа КК-12,5-32 с решетчатым трехгранным мостом; б — типа ККЛ-12,5 с трубчато-балочным мостом

Козловые краны общего назначения (рис. IV.3.1) имеют грузоподъемность от 3,2 до 32 т, пролеты 10—32 м при высоте подъема груза 7—10 м и регламентированы ГОСТ 7352—81 и ГОСТ 23940—79 (технические условия). Технические характеристики кранов приведены в табл. IV.3.2 и IV.3.3.

В зависимости от типа моста козловые краны подразделяются на одно- и двухбалочные. Грузовые тележки однобалочных мостов

IV.3.2. Технические характеристики козловых кранов общего назначения грузоподъемностью от 3,2 до 12,5 т с электрической талью по ГОСТ 22584—77 (ГОСТ 7352—81)

Грузоподъемность, т	Пролет	Вылет консоли	м			Скорость, м/с (м/мин)			Тип подкранового рельса	Нагрузка на колесо, кН, не более	Масса, т, не более
			Высота подъема	База крана	м	подъема крюка	тали	передвижения крана			
3,2	10	3,6	6			0,5 (30); 0,63 (38); 0,8 (48); 1 (60)		Р24 по ГОСТ 6368—52	55	8	
	12,5	4,5									
	20	4,5									
5	12,5	3,6	7,1; 8		0,125 (7,5)	0,32 (19); 0,5 (30)	0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25 (75)	Р24; Р43 по ГОСТ 7173—54	85	11,5	
	16	4,5									
	20	4,5									
	25	6,3									
	25	6,3									
8	16	4,5	9		0,1 (6); 0,125; (7,5); 0,2 (12)	0,32; 0,5; 0,63 (38)	0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6 (96)	Р43	120	18	
	25	6,3									
	25	6,3									
12,5	16	4,5	9		0,1 (6); 0,125; (7,5); 0,2 (12)	0,32; 0,5; 0,63 (38)	0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6 (96)	Р43	150	21	
	20	4,5									
	25	6,3									

## IV.3.3. Технические характеристики кранов общего назначения грузоподъемностью от 8 до 32 т (ГОСТ 7352—81)

Грузоподъемность, т	Пролет	Вылет консоли	м			Скорость, м/с (м/мин)			Тип подкранового рельса	Нагрузка на колесо, не более	Масса, т, не более
			Высота подъема главного крюка	База крана	подъема		передвижения				
					главного	вспомогательного	тележки	крана			
8	16	4,5	9	9		0,5 (30) 0,63 (38)	0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6 (96)	P43 по ГОСТ 7173—54	150	30	
	25	6,3									
12,5	16	4,5	9; 10	11,2	—	0,5; 0,63; 0,63; 0,8 (48) 0,8 1 (60); 1,25 (75)	0 63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2 (120)	P50 по ГОСТ 7174—75; P43	180	35 44 56 58	
	25	6,3									
	32	8									
20/5	25	6,3	11,2	9,0	0,16; 0,2; 0,25	0,32 (19); 0,5 (30)	0,3	P50; P65 по ГОСТ 8161—75	220	68 73	
	32	8									
32/8	32	8	10	11,2	0,125 (7,5); 0,16; 0,2	0,25 (15); 0,32	0,5; 0,63; 0,8			87	

выполняют подвесными монорельсовыми (при грузоподъемности до 5 т, иногда до 10 т, используют самоходные электрические тали), подвесными двухрельсовыми, консольными и консольно-подвесными (рис. IV.3.2, а—г). На козловых кранах с двухбалочными

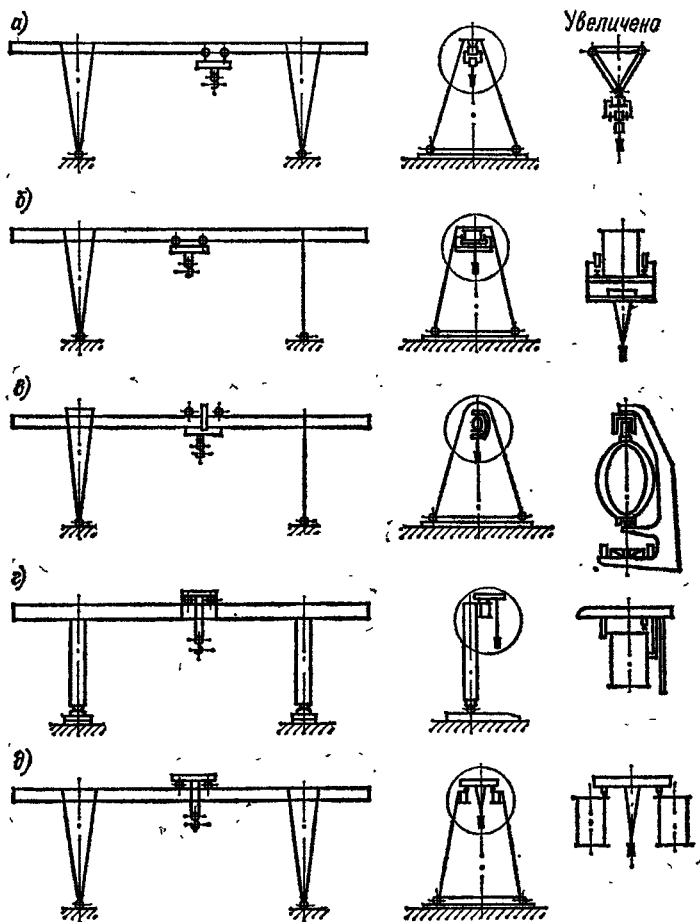
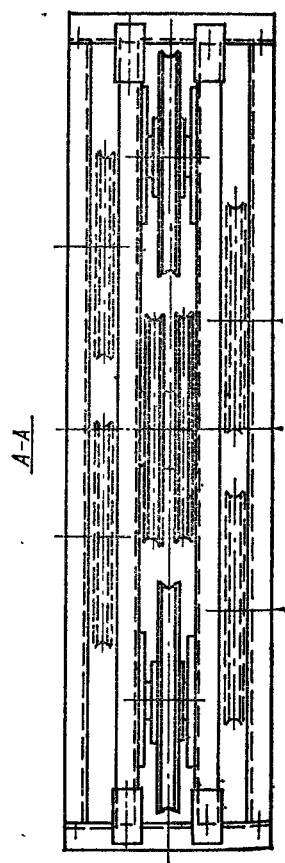
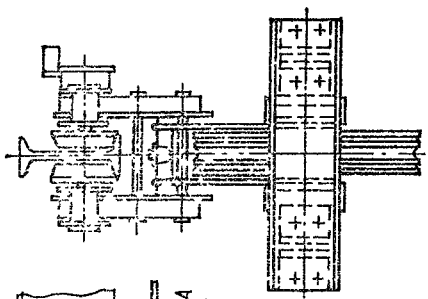
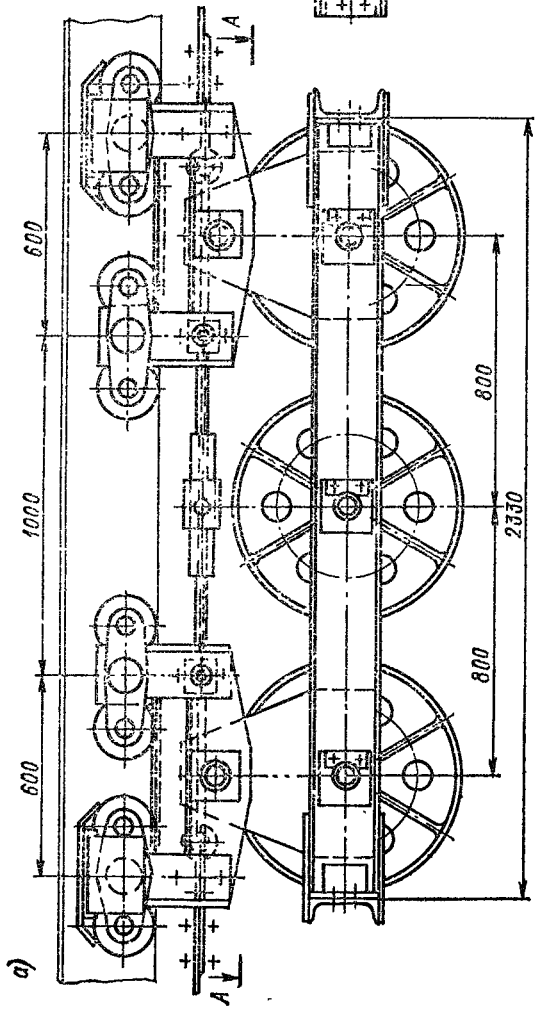


Рис. IV.3.2. Козловые краны: а — однобалочный с подвесной монорельсовой тележкой; б — однобалочный с подвесной двухрельсовой тележкой; в — однобалочный с консольной тележкой; г — однобалочный с консольно-подвесной тележкой; д — двухбалочный

мостоми (рис. IV.3.2, д) применяют, как правило, грузовые тележки мостовых кранов. Грузовые тележки бывают самоходными или с канатным приводом. Последний создает меньшую нагрузку на металлоконструкцию и может располагаться стационарно на мосту подъемной лебедки или непосредственно на тележке. Грузовые тележки двухбалочных мостов могут иметь поворотную стрелу. Для монтажа крупных изделий применяют козловые краны с несколькими грузовыми тележками. На рис. IV.3.3



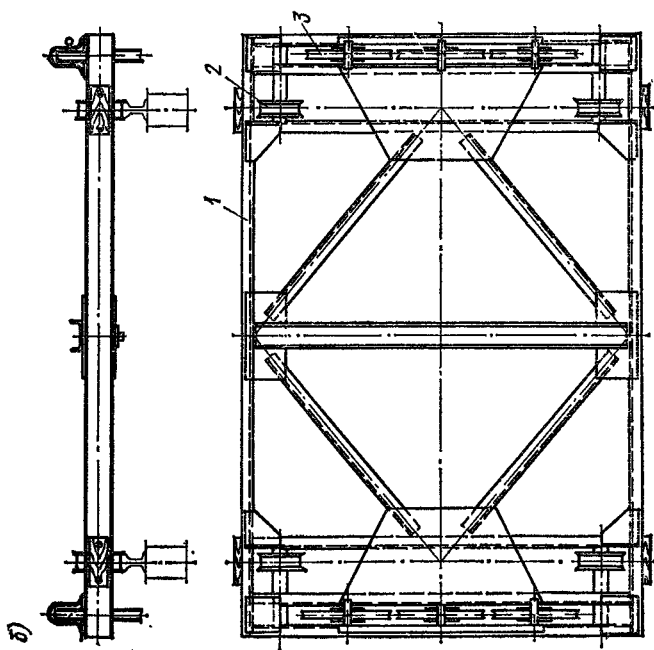


Рис. IV.3.3. Грузовые тележки козлового крана с канатным приводом: *а* — моно-рельсовая; *б* — двухрельсовая  
 1 — рама; 2 — ходовые колеса; 3 — блоки

IV.3.4. Технические характеристики козловых кранов, применяемых для строительных, монтажных и специальных работ (по данным Запорожского энергомеханического завода)

Тип крана	Грузоподъемность, т	Пролет	Вылет консолей	Высота подъема главного крана	Скорость, м/с (м/мин)				Тип подкранового рельса	Масса, т	
					подъема		передвижения				
					главного	вспомогательного	крана	тележки			тали
K100V K50V	100/10	32	10	30; 18	0,083 (5) 0,108 (6,5)	0,133 (8)	0,31 (18,9) 0,6 (36)	0,36 (21,5) 0,5 (30)	0,50 (30)	P50	191,6 133
	50/10	26; 32; 42	14,5	14,5	0,13 (7,8) 0,123 (7,4)	—	0,61 (37)	0,41 (25) 0,55 (33)	0,33 (20) —	P43	89—101 83—104
KC50-42B KCK32 K2X100	32 2X100/20	80	—	12; 16 76	0,088 (5,3); 0,013 (0,8)	0,25 (15); 0,033 (2)	0,256 (15,4)	0,376 (22,6)	0,5	P50	1020

показаны моно- и двухрельсовая грузовой тележки с канатным приводом.

Козловые краны изготовляют преимущественно двухконсольными. Для монтажных работ применяют краны бесконсольные или с одной консолью. О металлоконструкциях кранов см. в т. 1, разд. III, гл. 2. Опоры козловых кранов выполняют двухстоечными равной жесткости или одну жесткой, другую гибкой (шарнирной). Изготавливают краны с одностоечными опорами (см. рис. IV.3.2). Такая конструкция удобна для совместной работы двух кранов.

Для механизмов передвижения козловых кранов предусматривают отдельные приводы. Приводными выполняют не менее половины всех ходовых колес. Управление козловыми кранами осуществляют с пола при скорости передвижения до 1 м/с или из кабины, которую крепят к раме тележки или к мосту крана у опоры.

Строительно-монтажные краны имеют грузоподъемность до 400 т, пролеты — до 80 м, высоту подъема — до 30 м. Технические характеристики козловых кранов (рис. IV.3.4) грузоподъемностью 32—100 т, предназначенных для монтажа оборудования строящихся электростанций и других промышленных предприятий, приведены в табл. IV.3.4.

Краны специального назначения имеют параметры в широких пределах: гру-



зоподъемность — до 900 т, пролеты — более 130 м, высота подъема — до 80 м. На рис. IV.3.5 показан специальный козловый кран типа K2×100, предназначенный для обслуживания

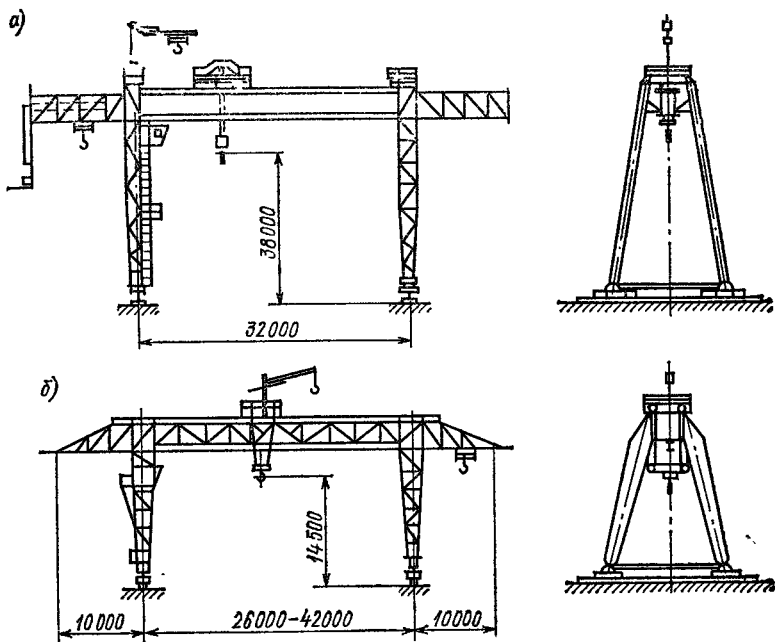


Рис. IV.3.4. Краны козловые электрические для строительных и монтажных работ (см. табл. IV.3.4): а — типа K100У грузоподъемностью 100/10 т; б — типа KC50-42Б самоинтентирующийся грузоподъемностью 50/10 т

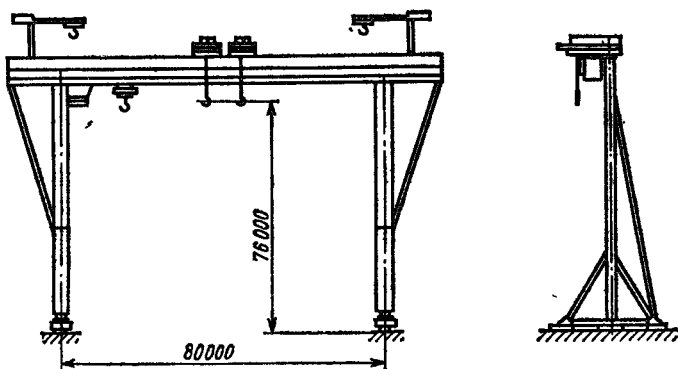


Рис. IV.3.5. Кран козловый электрический специальный типа K2×100 с двумя тележками грузоподъемностью каждая 100/20 т (см. табл. IV.3.4)

ния строительства АЭС. Техническая характеристика крана приведена в табл. IV.3.4. Для обслуживания гидроэлектростанций применяют козловые краны грузоподъемностью 20—500 т с про-

летом 5—20 м, иногда оснащенные дополнительными грузоподъемными средствами (монтажными стрелами и т. п.).

Козловые краны можно выполнять самомонтирующимися (см. рис. IV.3.4, б). В этих кранах опорные ноги шарнирно соединены с пролетным строением и при монтаже стягиваются полиспастом с помощью лебедки. Имеются козловые краны на пневмоколовом ходу.

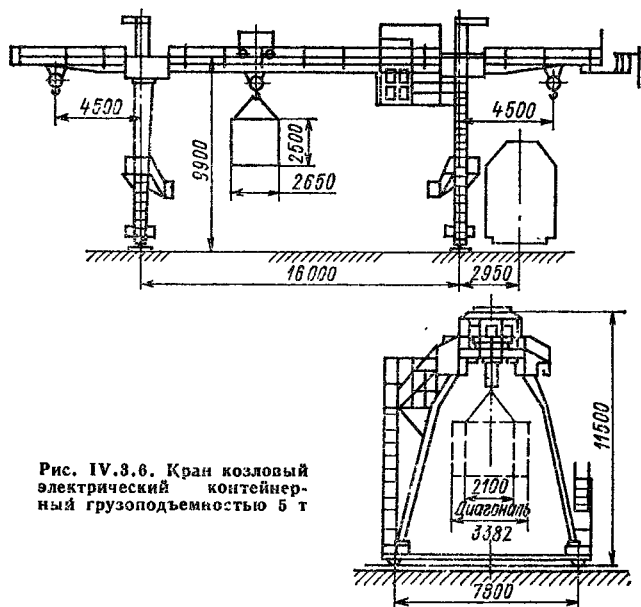


Рис. IV.3.6. Кран козловый электрический контейнерный грузоподъемностью 5 т

Контейнерные козловые краны (рис. IV.3.6) применяют для обслуживания портов, железнодорожных станций и складов. Они выполняются бесконсольными, с одной или двумя консолями, а для работы в морских портах — с подъемной консолью. Контейнерные краны устанавливают иногда на палубе судна. Грузозахватным органом контейнерных кранов являются автоматические захваты — спредеры (см. п. V.11). Козловые контейнерные краны грузоподъемностью 20 и 32 т регламентированы ГОСТ 24390—80 (табл. IV.3.5).

Мостовые перегружатели изготавливают преимущественно грейферными и используют для обслуживания открытых складов и перегрузочных площадок угля и руды. Основная характеристика — производительность грейферных перегружателей — достигает 500—1800 т/ч. Грузоподъемность мостовых перегружателей обычно не превышает 50 т. Пролеты мостов достигают 120 м, длина консолей — 50 м. Распространенными пролетами являются 60 и 76,2 м.

**IV.3.5. Технические характеристики козловых контейнерных кранов грузоподъемностью 20 и 32 т (ГОСТ 24390—80)**

Исполнение	Грузоподъемность, т	Пролет, м	Высота подъема спредера, м	Скорость, м/с (м/мин)			Масса, т			
				подъема груза	передвижения					
					тележки	крана				
Бесконсольный	20	16	6	0,125 (7,5); 0,16 (9,6); 0,2 (12); 0,25 (15); 0,32 (19); 0,4 (24)	0,32 (19); 0,5 (30); 0,63 (38); 0,8 (48); 1 (60); 1,25 (75); 1,6 (96)	0,5 (30); 0,63 (38); 0,8 (48); 1 (60); 1,25 (75); 1,6 (96)	42			
			8,5				45			
Двухконсольный *	20	16	6				0,125 (7,5); 0,16 (9,6); 0,2 (12); 0,25 (15); 0,32 (19); 0,4 (24)	0,32 (19); 0,5 (30); 0,63 (38); 0,8 (48); 1 (60); 1,25 (75); 1,6 (96)	0,5 (30); 0,63 (38); 0,8 (48); 1 (60); 1,25 (75); 1,6 (96)	92
			8,5							96
		25	6							107
			8,5							110
	32	16	6							114
			8,5							200
		25	6							205
			8,5							212
		11	6	215						
			8,5	220						
11	227									

Примечания. 1. Предел регулирования скорости передвижения в сторону уменьшения 1 : 5. 2. Нагрузка на колесо не более 300 кН.

\* Рабочий вылет консоли 3,2 м.

Грузозахватными устройствами мостовых перегружателей являются грейферные грузовые тележки, стреловые поворотные краны, ленточные конвейеры, многоковшовые цепные погрузочные устройства. Распространенным типом являются мостовые перегружатели с грузовой грейферной тележкой, передвигающейся по нижним поясам ферм моста (рис. IV.3.7). Техническая характеристика такого перегружателя с грейферной тележкой трубчатобалочной конструкции завода Сибтяжмаш представлена ниже.

Производительность, т/ч	700
Транспортируемый груз	Уголь
Плотность груза, т/м <sup>3</sup>	1,2
Вместимость грейфера, м <sup>3</sup>	13,2
Грузоподъемность, т	32
Высота подъема, м	35
Пролет, м	76,2

Длина консолей, м. . . . .	5,2; 17
Скорость, м/с (м/мин):	
передвижения	
крана . . . . .	0,45 (27)
грейферной тележки . . . . .	3,66 (220)
подъема груза . . . . .	1,25 (75)
Тип подкранового рельса . . . . .	КР100
Масса, т. . . . .	889

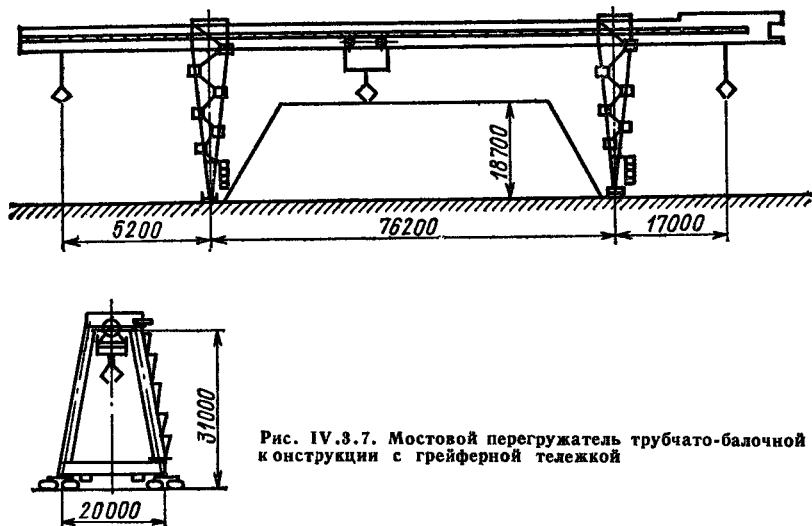


Рис. IV.3.7. Мостовой перегружатель грубачо-балочной конструкции с грейферной тележкой

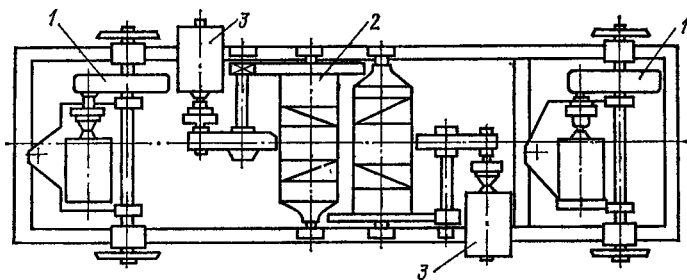


Рис. IV.3.8. Грейферная тележка мостового перегружателя  
1 — механизм передвижения тележки; 2 — барабан грейферной лебедки; 3 — двигатель грейферной лебедки

Конструкция грейферной тележки мостового перегружателя показана на рис. IV.3.8. Грузоподъемность грейферной грузовой тележки 5—30 т, скорость передвижения — до 4 м/с. Возможна установка двух тележек на параллельных путях моста. Для увеличения зоны обслуживания грузовые тележки можно выполнять с поворотной стрелой (частота вращения 2—4 мин<sup>-1</sup>) вылетом 3—6 м. Кабину управления крепят к раме тележки.

В перегружателях с однобалочным мостом применяют консольную тележку, подобную тележке козлового крана (см. рис. IV.3.2, з).

Другим распространенным типом является мостовой перегружатель со стреловым поворотным краном, передвигающимся по верхним поясам ферм моста. Кран имеет постоянный или переменный вылет стрелы от 10 до 20 м. Грузоподъемность стрелового поворотного крана — 5—20 т, скорость перемещения — до 2 м/с. Для увеличения производительности мостовой перегружатель снабжают ленточным конвейером, который загружается поворотным краном.

Наибольшей производительностью обладают перегружатели непрерывного действия, оснащенные цепными заборными устройствами, смонтированными на двух стрелах погрузочной тележки, и системой конвейеров (рис. IV.3.9). Техническая характеристика такого мостового перегружателя представлена ниже.

Производительность, т/ч . . . . .	1800
Транспортируемый груз . . . . .	Уголь
Плотность груза, т/м <sup>3</sup> . . . . .	0,8
Высота штабеля угля, м . . . . .	17
Пролет, м . . . . .	90
Длина консолей, м . . . . .	30,9; 31,8
Скорость, м/с (м/мин):	
передвижения	
крана . . . . .	0,44 (26)
тележки . . . . .	0,02—0,08 (1,2—4,8)
движения	
ковшовой цепи . . . . .	1,09 (65)
ленты продольного конвейера . . . . .	2,47 (148)
Вместимость ковша, м <sup>3</sup> . . . . .	0,6
Ширина ленты продольного конвейера, мм . . . . .	1600
Масса, т:	
погрузочной тележки . . . . .	219
перегружателя . . . . .	1514

Перегружатели изготавливают бесконсольными, с одной или двумя консолями, одной подъемной консолью. Мосты перегружателей имеют решетчатую или балочную (трубчато-балочную) конструкцию (см. т. 1, разд. III, гл. 2). Соединение моста с опорами осуществляется в виде жесткой или шарнирной системы. Опоры применяют как одинаковой, так и разной высоты.

Механизмы передвижения мостов выполняют в виде независимых приводных тележек. Синхронизация хода опор обеспечивается специальной электрической системой.

Для обслуживания складов с площадью круглой формы используют так называемые радиальные мосты, у которых одна опора неподвижная (поворотная), а другая перемещается по кольцевому пути.

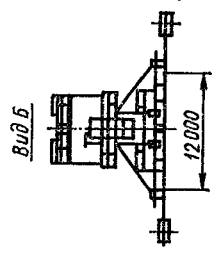
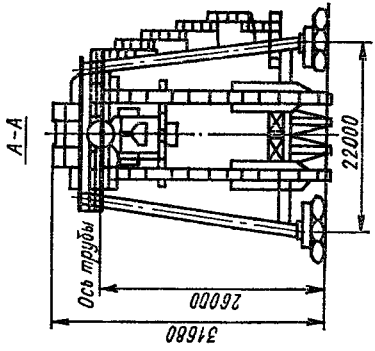
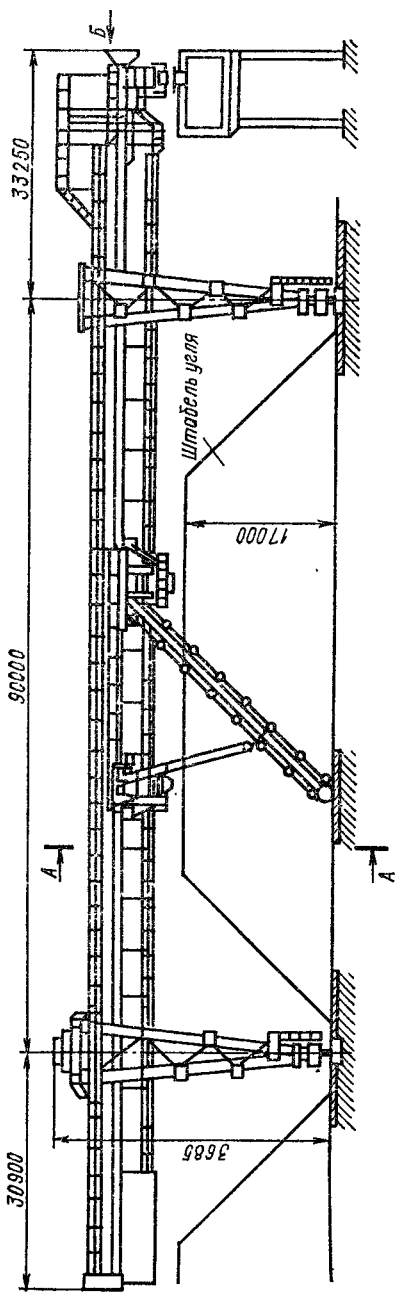


Рис. IV.3.9. Мостовой перегружатель непрерывного действия

Разновидностью мостовых перегружателей являются консольные перегружатели, состоящие из башни с одной или двумя консолями, по которым передвигается грузовая тележка с электрической или канатной тягой.

#### IV.8. Кабельные краны

Кабельные краны (рис. IV.3.10) состоят из двух башен или мачт, между которыми натянут несущий канат. По несущему

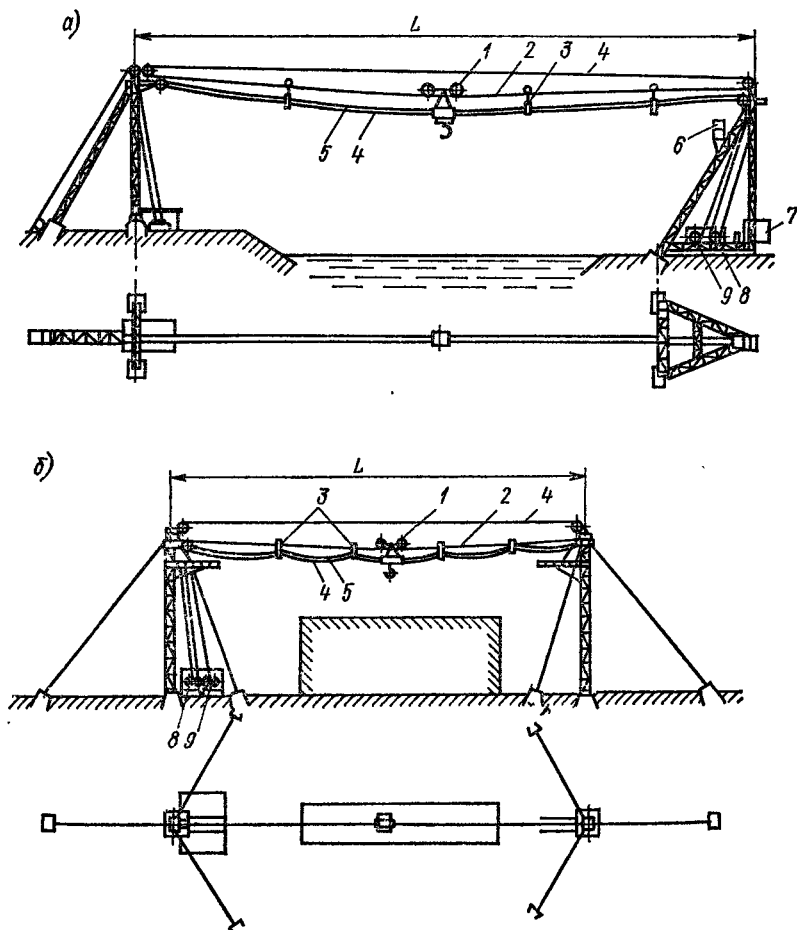


Рис. IV.3.10. Кран кабельный стационарный: а — с башнями; б — с мачтами  
 1 — грузовая тележка; 2 — несущий канат; 3 — поддержки канатов; 4 — тяговый канат; 5 — подъемный канат; 6 — кабина управления; 7 — противовесы; 8 — тяговая лебедка; 9 — подъемная лебедка

канату при помощи тягового каната передвигается грузовая тележка. Подъем и опускание груза осуществляются подъемным канатом. Для ограничения провеса подъемных и тяговых канатов

применяют систему поддержек для ветвей канатов, взаимодействующих с грузовой тележкой. Подъемные и тяговые лебедки располагают на башне или рядом.

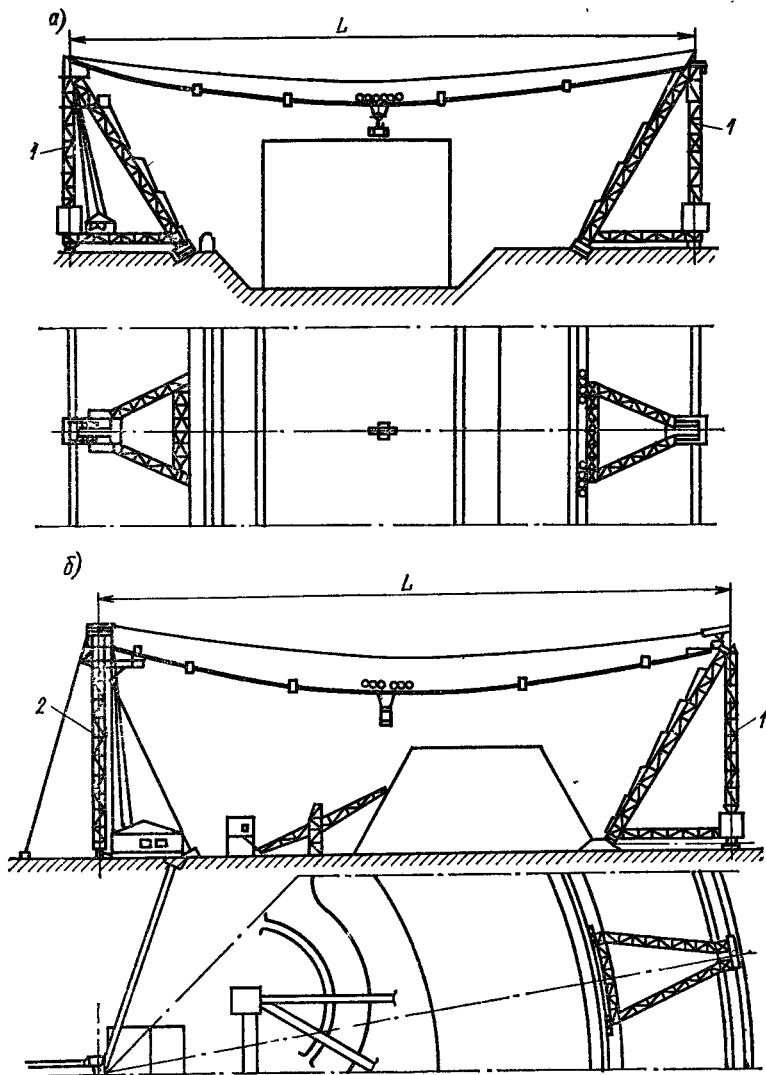


Рис. IV.3.11. Кран кабельный передвижной: *а* — параллельный; *б* — радиальный  
 Башня: 1 — подвижная; 2 — неподвижная

Кабельные краны используют для обслуживания складов леса и сыпучих материалов, на строительных работах (при постройке шлюзов, мостов, плотин и др.), открытых горных разработках,



IV.3.6. Параметры кабельных кранов (РТМ 24.090.34—85)

Параметр	Рекомендуемый ряд
Грузоподъемность, т	1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 25; 32; 40; 50
Пролет (для кранов, устанавливаемых на свободной площадке), м	100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1600
Высота опор, м	5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100
Скорость, м/с:	
движения грузовой тележки	0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6; 8; 10; 12,5
подъема груза	0,1; 0,12; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3
малая посадочная движения	0,1—0,32
опоры по путям	
бетонным	0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5
шпальным	0,1; 0,12; 0,16
опоры в виде якорных тележек, передвигающихся по металлическим эстакадам	0,1
Диаметр, мм:	
роликов	80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400
барабанов канатов ведущих шкивов и блоков	500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500
ходовых колес грузовой тележки	400; 500; 630; 800

а также в качестве средств переправы через реки и ущелья. Грузозахватным органом служат крюк, грейфер, кубель. Кабельные краны могут быть неподвижными и передвижными.

*Неподвижные краны* выполняют с неподвижными башнями или мачтами (стационарные краны) либо с отклоняющимися мачтами для увеличения площади, обслуживаемой краном. Отклонение мачт от вертикальной оси до  $8^\circ$  в плоскости, перпендикулярной к оси пролета, осуществляется посредством оттяжек, снабженных полиспастом, длина которых может изменяться с помощью ручных или электрических лебедок.

*Передвижные краны* могут быть: параллельными (рис. IV.3.11, а) — с подвижными башнями, перемещающимися по параллельным крановым путям; радиальными (рис. IV.3.11, б) — с одной неподвижной башней и одной или несколькими, перемещающимися по круговому пути; круговыми — обе башни передвигаются по круговым путям.

Особыми разновидностями кабельных кранов являются мостокабельные краны, у которых несущий канат крепится к концам мостовой фермы, являющейся затяжкой между опорами и воспринимающей силу натяжения;

эстакадные краны, опоры которых выполнены в виде якорных тележек, перемещающихся по подкрановым путям, уложенным на эстакадах;

**IV.3.7. Группы режима работы механизмов кабельных кранов по ГОСТ 25835—83 (РТМ 24.090.34—85)**

Кран	Группа режима работы механизма		
	подъема груза	передвижения	
		тележки	крана
Крюковой: для монтажных работ перегрузочный * Грейферный перегрузочный	3	3	3
	4	4	3
	5	5	3

\* К крюковым перегрузочным относятся краны, работающие: на укладке бетона, на лесных складах, открытых горных разработках.

эллиптические краны, имеющие ряд несущих канатов (до 10—12), опирающихся на эстакады, которые устанавливают вдоль строящегося судна, по каждому несущему канату передвигается одна грузовая тележка.

Легкие краны для временных работ могут быть переносными (разборными), приспособленными для их перевозки.

Кабельные краны выполняют однопролетными и только в отдельных случаях многопролетными, с промежуточными опорами для поддержания рабочих канатов. Пролеты кранов составляют обычно 300—600 м, в отдельных случаях — 1000 м и более. Легкие краны переносного типа имеют пролеты 75—150 м, мостокабельные краны — до 120 м. Длина многопролетных кранов может достигать несколько километров.

Параметры кабельных кранов рекомендуется принимать в соответствии с табл. IV.3.6, а режимы работы механизмов кранов назначать в соответствии с табл. IV.3.7.

Управление краном производят, как правило, из стационарной кабины (см. т. 1, разд. III, гл. 5), которую размещают на подвижной башне, а у неподвижных кранов — в пункте, из которого просматривается весь пролет крана. Применяют дистанционное управление кранами. При плохой видимости из кабины управления пунктов погрузки и разгрузки используют телевидение, а также двустороннюю звуковую радиосвязь.

Грузовые тележки кабельных кранов несут на себе блоки полиспастов и устройства для канатных поддержек. Канатные поддержки неподвижные и подвижные устанавливают на расстояниях 40—70 м друг от друга.

*Неподвижные поддержки* крепят к несущему канату. Раскрывающаяся поддержка (рис. IV.3.12, а) раскрывается направляю-

щими шинами тележки и при двух несущих канатах более устойчива, чем при одном канате. Раскрывающиеся поддержки пригодны для кабельных кранов с качающимися башнями при скорости передвижения тележки до 5 м/с. Их масса составляет 50—60 кг при одном и 140—150 кг при двух несущих канатах. Нераскрывающиеся поддержки (рис. IV.3.12, б) не соприкасаются

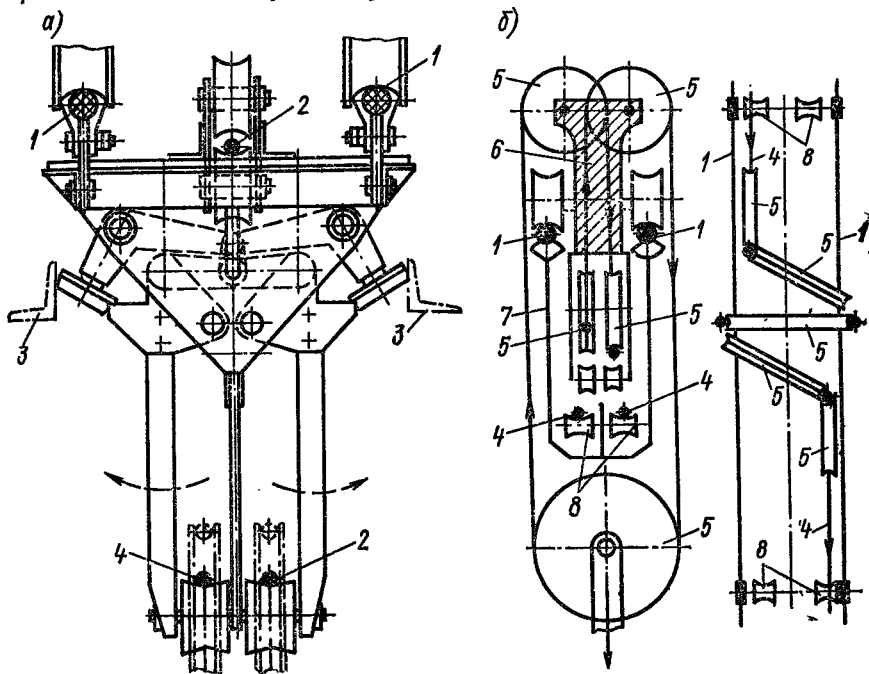


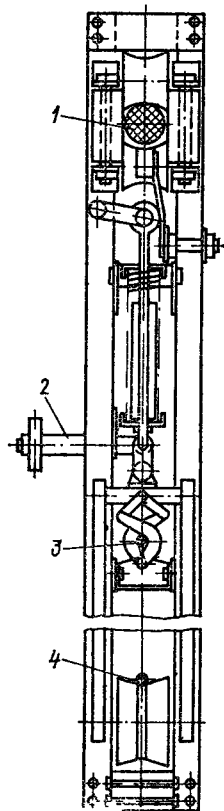
Рис. IV.3.12. Неподвижные поддержки кабельного крюкового крана: а — раскрывающаяся; б — нераскрывающаяся

1 — несущий канат; 2 — тяговый канат; 3 — направляющая шина; 4 — подъемный канат; 5 — направляющие блоки на грузовой тележке; 6 — грузовая тележка; 7 — рама поддержки; 8 — ролики

с тележкой, но вызывают увеличение ее массы и уменьшение устойчивости. Подъемный канат последовательно обходит блоки тележки. Масса таких поддержек при двух несущих канатах составляет 50 кг. На одном несущем канате поддержка неустойчива.

Подвижные поддержки автоматически расстанавливаются на определенном расстоянии друг от друга. Самоходные поддержки перемещаются по несущему канату на ходовых колесах и не соприкасаются с грузовой тележкой. Самоходные выключающиеся поддержки (рис. IV.3.13) скрепляются при помощи зажимов с движущимся тяговым канатом. Они отпускаются через определенные интервалы времени с помощью специального электромагнитного устройства на башне, а по возвращении на башню

отключаются направляющими шинами от тягового каната. Масса поддержки при двух несущих канатах — 80 кг, при одном канате — 65 кг. Поддержки применимы при любых конструкциях кранов. Самоходные невыключающиеся поддержки перемещаются движущимся вспомогательным тяговым канатом с разными скоростями благодаря различным передаточным числам между ходовыми колесами поддержки и расположенным на ней блоком, огибаемым тяговым канатом.



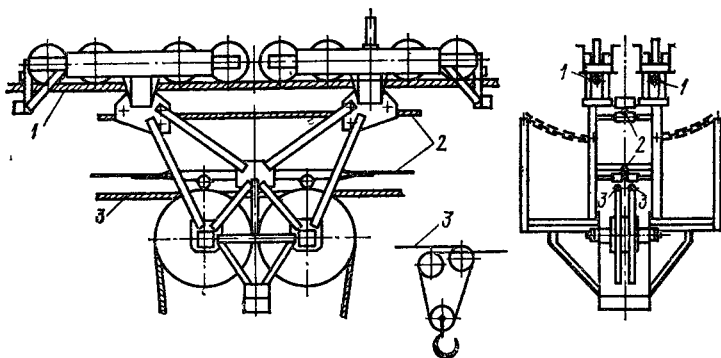
На рис. IV.3.14 показана грузовая тележка крюкового кабельного крана с самоходными поддержками. Грузовые тележки грейферных кранов отличаются наличием блоков и направляющих роликов для грейферных канатов.

Концы несущих канатов крепятся, как правило, к головке башни или анкерам, расположенным вне пролета крана (неподвижные краны). Натяжение канатов регулируется винтовым устройством, иногда полиспастом с лебедкой. Применяется натяжение несущего каната противовесом. Канаты рекомендуется выбирать в соответствии с табл. IV.3.8. Расчет несущих канатов представлен в п. V.4 [О.25]. Запас прочности канатов рекомендуется принимать в соответствии с табл. IV.3.9.

Рис. IV.3.13. Подвижная самоходная поддержка  
1 — несущий канат; 2 — зажимной рычаг; 3 — тяговой канат; 4 — подъемный канат

Рис. IV.3.14. Грузовая крюковая тележка с самоходными поддержками

Канат: 1 — несущий; 2 — тяговой; 3 — подъемный



IV.3.8. Выбор канатов кабельных кранов (РГМ 24.090.34—85)

Назначение каната	Рекомендуемый тип каната	ГОСТ	Примечание
Несущий Несущий на краях, предназначенных для временных и монтажных работ	Закрытый ТК с металлическим сердечником	ГОСТ 7675—73; ГОСТ 7676—73; ГОСТ 18901—73; ГОСТ 18902—73 ГОСТ 3067—74; ГОСТ 3068—74	Разрешается применять закрытый канат по ГОСТ 10506—76 —
Подъемный	ЛК-Р двойной свивки многопрядевый Крестовой свивки: ЛК-РО ЛК-3 ЛКР	ГОСТ 3088—80  ГОСТ 7668—80 ГОСТ 7665—80 ГОСТ 2688—80	— Допускается применять канат по ГОСТ 3079—80 и ГОСТ 7667—80
Тяговый	Односторонней свивки: ЛК-Р ЛК-3 ЛК-РО	ГОСТ 2688—80 ГОСТ 7665—80 ГОСТ 7668—80	Допускается применять канат по ГОСТ 3070—74, ГОСТ 3071—74, ГОСТ 3079—80, ГОСТ 16853—71
Тяговый для передвижных поддержек	ЛК-РО двойной свивки оцинкованный	ГОСТ 7668—80	Допускается применять канат по ГОСТ 2688—80, ГОСТ 7665—80, ГОСТ 3077—80, ГОСТ 3070—74, ГОСТ 3071—74
Тяговый для передвижения опор	Двойной свивки: ЛК-РО ТЛК-РО ЛК-Р	ГОСТ 7668—80 ГОСТ 7669—80 ГОСТ 2688—80	—
Для подвески электрокабелей	Без органического сердечника, преимущественно оцинкованный: спиральный типа ТК	ГОСТ 3063—80, ГОСТ 3064—80, ГОСТ 3065—80	—

Назначение каната	Рекомендуемый тип каната	ГОСТ	Примечание
Для подвески электрокабелей	двойной свивки ЛК-О, ТК закрытый несущий закрытый подъемный	ГОСТ 3066—80; ГОСТ 3067—74; ГОСТ 3068—74 ГОСТ 3090—73; ГОСТ 7675—73; ГОСТ 7676—73; ГОСТ 18900—73; ГОСТ 18901—73; ГОСТ 18902—73 ГОСТ 10506—76	

IV.3.9. Коэффициент запаса прочности  $K$  каната (ГОСТ 24.090.34—85)

Канат	Отношение $D/d$	$K$	Канат	Отношение $D/d$	$K$
Несущий Подъемный: крюковой монтажный	—	3	Тяговой: для передвижения грузовой тележки, приводных поддержек, крана (опоры) удержания крана (опоры) от угона под действием ветра в нерабочем состоянии Для полиспастов заякорения несущих канатов	30	4
	30	5		30	2,5
перегрузочный	40	4,5	Для подвески кулачковых поддержек, электрокабелей, оттяжки мачт и опор	50	6
	30	5,5		—	3
грейферный перегрузочный	40	4,5	Монтажный с приводом ручным/механическим	50	4
	30	5,5		12/20	

Условные обозначения  $D$  — диаметр блока барабана;  $d$  — диаметр каната.

Опоры могут передвигаться с помощью приводных ходовых тележек, а при холостых тележках — лебедкой, устанавливаемой на опоре. Для кабельных кранов с опорами башенного типа рекомендуется система передвижения с приводными ходовыми тележками. Для кабельных кранов эстакадного типа применяют систему передвижения с холостыми тележками, канатной тягой и лебедками, установленными на опорах.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович И. И. Перспективные козловые краны. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1980. № 6-80-31. 53 с.
2. Куйбыда Г. Г. Кабельные краны в СССР и за рубежом. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1976. № 6-76-34. 43 с.
3. Мельников Н. П. Развитие конструктивной формы крановых металлических конструкций//Исследование и развитие теории конструктивных форм крановых металлоконструкций. М.: ЦНИИПСК им. Н. П. Мельникова, 1982. С. 3—39.
4. Окулов Д. П. Вопросы исследований и проектирования мостовых перегружателей и козловых кранов большой грузоподъемности//Там же. С. 40—75.
5. Руководящий технический материал РТМ 24.090.34—85 «Кабельные краны. Нормы расчета и проектирования». М.: ВНИИПТмаш, 1985. 118 с.
6. Французов Я. Л. Уникальный кабельный кран//Промышленный транспорт. 1973. № 1. С. 10—13.
7. Deutsche Hebe- und Fördertechnik. 1970. N 3; Hebezeuge und Fördermittel. 1969. N 5; Stahlbau. 1967. N 12; 1971. N 10; Fördern und Heben. 1970. N 6; 1977. N 19.
8. Sonderaufgabe. 1974. N 1—4; 1975. N 1—4; Elevator Lift Ropeway Eng. 1973. N 1—6; 1974. N 1—2.

### IV.9. Портальные краны

Портальными называют полноповоротные стреловые краны, устанавливаемые на передвигающихся по рельсам порталах (рис. IV.4.1). Портал 5 представляет собой пространственную раму, которая перекрывает один, два или три железнодорожных пути и обеспечивает свободный пропуск под краном железнодорожных составов (подробнее см. т. 1, п. III.8).

Поворотная часть крана, поворачивающаяся относительно портала на неограниченный угол, состоит из платформы 4, колонны 3 (или каркаса) и стрелового устройства 1. На поворотной части устанавливают механизмы подъема 6, поворота 8 и измене-

ния вылета стрелы 2, электрооборудование, а также кабину крановщика 10 и машинную кабину 9.

Портал опирается, как правило, на четыре ходовые тележки 7, число колес которых зависит от массы крана, различных нагрузок на кран и допускаемого давления колеса на рельс. Обычно половина ходовых колес являются приводными, приводимыми в движение механизмом передвижения.

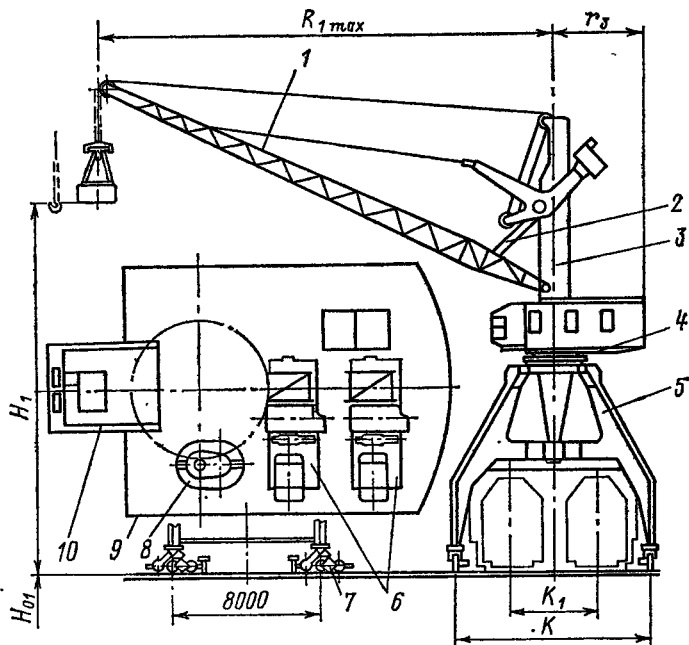


Рис. IV.4.1. Портальный кран типа КПП5-30-10, 5К (производство Бурейского механического завода)

Портальные краны предназначены для использования во многих отраслях народного хозяйства для подъемно-транспортных операций с различными грузами.

В зависимости от назначения предусматриваются следующие типы портальных кранов: перегрузочные; монтажные.

*Перегрузочные портальные краны* предназначены для работы грейфером с массовыми навалочными грузами и для работы крюковой подвеской со штучными грузами (в том числе с контейнерами) в морских и речных портах, на складах промышленных предприятий и т. п. Краны могут быть использованы и для работы с магнитом.

*Монтажные портальные краны* служат для монтажных и сборочных работ преимущественно на судостроительных и судоремонтных предприятиях, а также для перегрузочных работ с ответственными грузами, требующими бережного отношения.



Для перегрузочных кранов характерно увеличение грузоподъемности при переходе от работы грейфером к работе крюковой подвеской примерно на 25 % (что объясняется значительно более легким режимом при работе с подвеской). При работе грейфером грузоподъемность обычно сохраняется постоянной на всех вылетах; при работе крюковой подвеской грузоподъемность растет по мере уменьшения вылета и обычно удваивается при вылетах, равных примерно 0,6 наибольшего.

Если желательно получить еще бóльшую грузоподъемность, применяют полиспагт переменной кратности или редуктор с изменяемым передаточным числом. Грузоподъемность перегрузочных кранов при работе грейфером обычно не превышает 16 т (большой грейфер не входит в железнодорожный вагон), но изредка достигает 25 и даже 40 т.

Наибольший вылет у перегрузочных кранов обычно равен 32 м и редко достигает 40 м. Высота подъема составляет, как правило, 22—28 м.

В связи с увеличением размеров строящихся судов за последние годы наблюдается резкое увеличение основных параметров монтажных кранов. Наряду с кранами относительно небольшой грузоподъемности (20—32 т) все чаще встречаются краны грузоподъемностью 50, 80, 100 и 160 т. Фирма «Мицуи» (Япония) выпустила кран грузоподъемностью 300 т.

Соответственно растут и их вылеты, равные обычно 32—50 м и достигающие 80—95 м у наиболее крупных кранов; высота подъема также равна 30—50 м и доходит до 100 м (как правило, у кранов с большими вылетами больше и высота подъема).

Обычно на монтажных кранах устанавливают дополнительно механизм вспомогательного подъема. Его грузоподъемность составляет 0,2—0,45 грузоподъемности главного подъема. Как показывает статистика, около 80 % всех подъемов монтажного крана осуществляется механизмом вспомогательного подъема.

Скорости механизмов перегрузочных кранов обычно имеют следующие значения: подъем 1—1,25 м/с (60—75 м/мин); изменение вылета 0,8—1 м/с (48—60 м/мин); передвижение 0,5—0,63 м/с (30—38 м/мин); частота вращения поворотной части 0,022—0,028 с<sup>-1</sup> (1,35—1,7 мин<sup>-1</sup>); монтажных кранов: главный подъем 0,25—0,4 м/с (15—24 м/мин); вспомогательный подъем 0,63—0,8 м/с (38—48 м/мин); изменение вылета 0,5—0,63 м/с (30—38 м/мин); передвижение 0,5—0,63 м/с; частота вращения поворотной части 0,008—0,016 с<sup>-1</sup> (0,5—1 мин<sup>-1</sup>).

Конструктивная схема порталного крана определяется типом его стрелового и опорно-поворотного устройств.

*Стреловые устройства* порталных кранов обычно применяются двух типов: прямые стрелы с уравнительным полиспагтом (см. т. I, рис. III.4.1, а) и шарнирно-сочлененные стреловые устройства (см. рис. III.4.1, в). Прямые стрелы по сравнению с шарнирно-сочлененными обычно менее трудоемки в изготовлении и имеют

IV.4.1. Основные параметры отечественных серийных порталных кранов

Параметр	КПТ 5-30-10,5	КПТ 10 (12,5)-30-10,5 *	КПТ 16 (20)-30-10,5 *	КПТ 20/10-17/30-10,5 **	КПТ 32/16-17/30-10,5 **	КПТ 80/50-20/30-10,5 **
Грузоподъемность, т: главного подъема $Q_1$ на вылетах от наименьшего до вылета с наиболь- шей грузоподъем- ностью	5	10 (12,5)	16 (20)	20	32	80
от вылета с наиболь- шей грузоподъем- ностью до наиболь- шего	5	10 (12,5)	16 (20)	От 20 до 10	От 32 до 16	От 80 до 50
вспомогательного подь- ема $Q_2$ на всех вылетах	—	—	—	—	5	10
Вылет, м: главного подъема наи- большой $R_2$ max/наи- меньший $R_1$ min	—	—	30/8	—	—	30/12,5
вспомогательного подь- ема наибольший $R_3$ max/ наименьший $R_3$ min	—	—	—	—	31,5/8	33/14,5
Высота, м: главного подъема $H_1$ вспомогательного подь- ема $H_2$	23,5 —	—	26,5	—	29,5 30,5	40 42

Глубина опускания, м: главного подъема $H_{ог}$ вспомогательного подъема $H_{ог2}$	20	16	16	500
Радиус закругления подкранового рельса, м, не менее	150			
Задний габарит поворотной части $l_в$ , м	7			10
Скорость, м/с (м/мин): главного подъема основная $v_{под1}$ посадочная $v_{пос1}$ вспомогательного подъема основная $v_{под2}$ посадочная $v_{пос2}$	1,25 (75) — — — 0,8 (48)	0,33 (20) 0,01 (0,6) — — 0,33 (20)	0,4 (24) 0,0125 (0,75) — 0,7 (40) —	0,2 (12) 0,008 (0,48) — 0,4 (24) 0,008 (0,48) 0,25 (15)
изменения вылета средняя $v_{ж.в}$ передвижения $v_{кр}$	0,5 (30)			
Частота вращения, с <sup>-1</sup> (мин <sup>-1</sup> )	0,025 (1,5)	0,02 (1,2)		
Диапазон регулирования скоростей:				
главного подъема	1 : 3 (1 : 7) ***	1 : 3 (1 : 7) ***	1 : 3	1 : 3
вспомогательного подъема	—	—	1 : 3 (1 : 7) ***	1 : 3
изменения вылета; поворота	1 : 3	1 : 3	1 : 3	1 : 3
Нагрузка на колесо $P$ , кН: при работе в нерабочем состоянии	200 230	280 (315) **** 280	250 250	240 200

Параметр	КТП 5-30-10,5	КТП 10 (12,5)-30-10,5 *	КТП 16 (20)-30-10,5 *	КТП 20/10-17/30-10,5 **	КТП 32/16-17/30-10,5 **	КТП 80/50-20/30-10,5 **
Общая масса $m$ , т	105	195	240	200	230	500
Удельная масса $m_{уд}$ , не более	3	3,5	3,4	4,2	3,8	4,2
Группа режима работы крана по ГОСТ 25546—82	8К	См. примечание 2	2		3К	

П р и м е ч а н и я. 1. Междулутье  $K_1 = 4,8$  м. 2. Кран рассчитан на 2,5 млн пиллов работы за срок службы, что превышает границы режима 8К по ГОСТ 25546—82. 3. В ТУ предусмотрен также кран КПП 16/6,3-20/45-10,5. 4. В ТУ приведены также данные об удельном расходе электроэнергии, продолжительности цикла и суммарной мощности двигателей.

\* Кроме исполнения с колеей 10,5 м имеется исполнение с колеей 15,2 м.  
 \*\* Кроме исполнения с колеей 10,5 м имеется исполнение с колеей 10 м (в этом случае междулутье 4,2 м).  
 \*\*\* Диапазон регулирования перед скобкой — при подъеме; в скобках — при пуске.  
 \*\*\*\* Нагрузка на колесо перегрузочных кранов перед скобкой — при работе грейфером, в скобках — при работе крюком.

меньшую массу, но значительно бóльшую длину подвеса и канатместимость; однако шарнирно-сочлененные стрелы позволяют поднимать в крайние верхние положения крупногабаритные грузы и более удобно обходить высокие надстройки судов.

О других типах стреловых устройств порталных кранов, а также о сравнении их эффективности см. в разд. VI, гл. 5 и, кроме того, в т. 1, пп. III.8 и III.1.1.

В настоящее время в порталных кранах наиболее часто применяют опорно-поворотные устройства двух типов: поворотную колонну (см. рис. VI.4.3) и опорно-поворотный круг (см. рис. VI.4.8, VI.4.9) шариковый или роликовый (см. т. 1, п. III.8; разд. VI, гл. 4). Краны на неповоротной колонне (см. рис. VI.4.1, в), с многокатковым кругом (см. рис. VI.4.5) и колесными тележками (см. рис. VI.4.7, а, б) применяют редко.

Серийные краны, выпускаемые в настоящее время в СССР, предназначаются для установки в макроклиматических районах с умеренным климатом и изготавливаются исполнения У категории I по ГОСТ 15150—69. Эти краны рассчитаны на динамическое давление ветра при рабочем состоянии 250 Па, при нерабочем состоянии 700 Па, что соответствует ветровому району V СССР по ГОСТ 1451—77.

Краны должны также соответствовать ГОСТ 11283—72 «Краны порталные для районов с умеренным климатом. Общие технические условия и Правила Госгортехнадзора СССР» [0,51].

Основные параметры и размеры кранов указаны в табл. IV.4.1 и на рис. IV.4.1, IV.4.2.

Примеры обозначений кранов. 1. Кран порталный перегрузочный электрический грузоподъемностью 10 т при работе с грейфером и грузоподъемностью 12,5 т при работе с крюком, с вылетом стрелы 30 м, колеей 10,5 м и подводом электроэнергии гибким кабелем: *кран порталный КПП 10 (12,5)-30-10,5К*.

2. Кран порталный монтажный электрический с переменной грузоподъемностью от 32 до 16 т на вылетах соответственно от 17 до 30 м, с колеей 10,5 м и подводом электроэнергии гибким кабелем: *кран порталный КПМ 32/16-17/30-10,5К*.

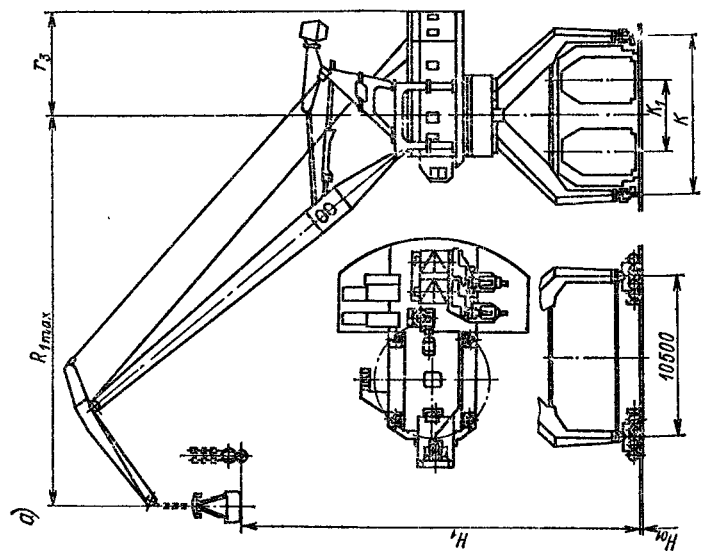
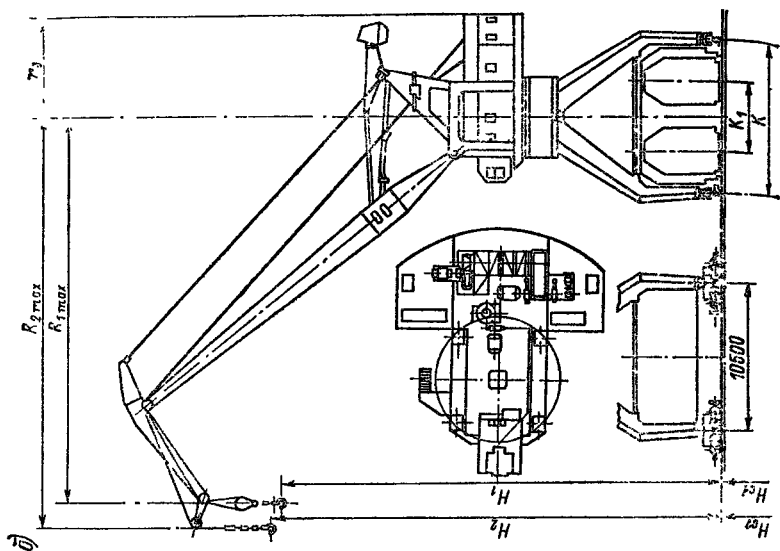
3. То же с колеей 10 м и троллейным подводом электроэнергии: *кран порталный КПМ 32/16-17/30-10Т*.

На рис. IV.4.3 приведены кривые грузоподъемности монтажных кранов в зависимости от вылета.

Показатели надежности кранов, определяемые в соответствии с ГОСТ 11283—72, должны быть не меньше значений, указанных в табл. IV.4.2.

В табл. IV.4.3 представлено распределение по сборочным единицам масс порталных кранов, указанных в табл. IV.4.1.

Значительное число порталных кранов поступает в СССР по импорту. На рис. IV.4.4 и IV.4.5 для примера показаны перегрузочный кран фирмы «Кранбау Эберсвальде» (*Kranbau Eberswalde*,



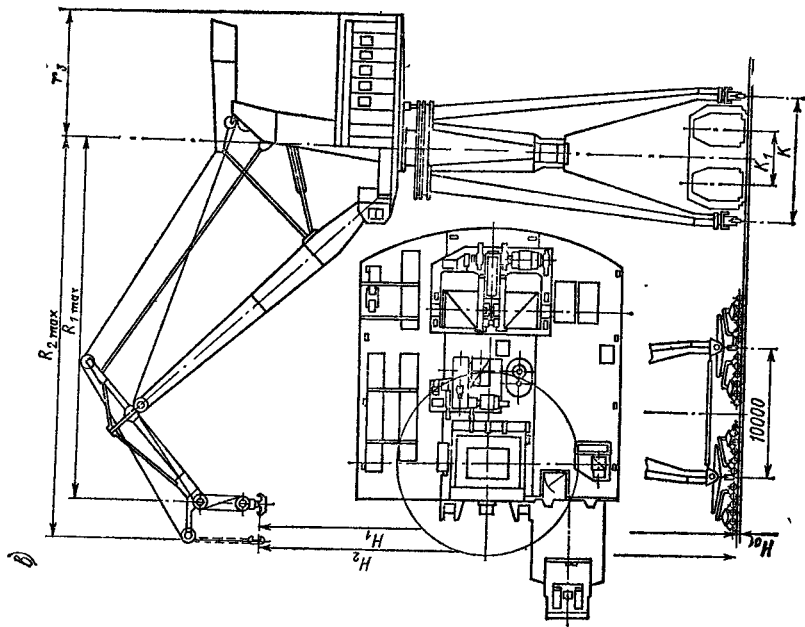


Рис. IV.4.2. Портальные краны (Ленинградский завод ПТО им. С. М. Кирова):  
 а — КПП 10 (12, 5)-30-10, 5К; б — КПП 20/10-17/30-10, 5К; в — КПП 80/50-20/30-10, 5К

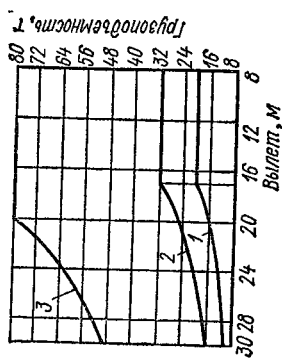


Рис. IV.4.3. Грузоподъемность монтажных кранов (завод ПТО им. С. М. Кирова)  
 Кран: 1 — КПМ 20/10-17/30-10,5К; 2 — КПМ 32/16-17/30-10,5К; 3 — КПМ 80/50-20/30-10,5К

#### IV.4.2. Показатели надежности порталных кранов

Показатель	Краны		
	перегрузочные		монтажные
	КПП 5	КПП 10 (12,5), КПП 16 (20)	
Коэффициент готовности Установленный ресурс до списания, млн циклов/лет	0,86 1,8/20	0,92 2,5/20	0,96 1,25/30

ГДР) и монтажный кран фирмы «Конэ» (Kone, Финляндия).

На базе серийных перегрузочных порталных кранов с целью повышения их производительности создаются специальные грейферно-конвейерные краны—перегрузатели, получившие назва-

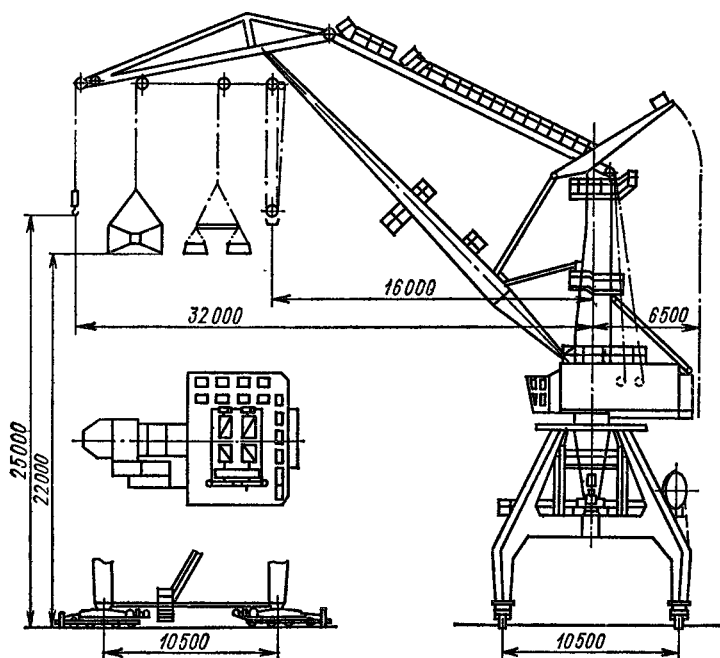


Рис. IV.4.4. Портальный кран грузоподъемностью 10 т (12, 5 т) фирмы «Кран-бау Эберсвальде»

ние «Кенгуру». На рис. IV.4.6 показан грейферно-конвейерный кран-перегрузатель Ленинградского завода подъемно-транспортного оборудования им. С. М. Кирова.

Для повышения производительности грейфер 1 зачерпывает перегружаемый материал из трюма судна и разгружает его в бункер 2. Из бункера материал попадает на питатель 3, а с питателя в воронку 4 и далее на транспортер 5, установленный вдоль при-



**IV.4.3. Распределение по сборочным единицам масс порталных кранов  
(в % от общей массы)**

Сборочная единица	Кран					
	перегрузочный			монтажный		
	КПП 5	КПП 10 (12,5)	КПП 16 (20)	КПМ 20/10	КПМ 32/16	КПМ 80/50
	Высота подъема, м					
23,5	26,5	26,5	29,5	29,5	40	
Портал	23,3	18,9	16,6	19,4	16,2	24,8
Платформа	7,3	14,1	23,6	10,7	20,2	7,7
Каркас (колонна)	14,1	6,5	5,8	6,6	6	11,2
Стрела	7,7	6,4	6,6	6,5	6,9	5,2
Хобот	—	2,8	2,8	3,3	2,9	2,8
Коромысло	14,3	15,1	13,8	15,5	12,5	11,2
Лебедки подъема	6,9	6,6	7,1	7,4	6,1	6
Механизм:						
поворота	2,1	2,3	1,8	2,3	1,8	1,4
вылета	2,3	3,7	2,8	3,4	2,8	4,9
передвижения *	8,4	7,6	6,2	7,8	6,3	15,5
Опорно-поворотное устройство **	—	1,3	1,1	1,4	1,1	—
Кабина:						
управления	1,6	0,9	0,7	0,9	0,8	0,3
машинная	3,6	3,7	3	3,8	3,1	3,8
Лестницы и площадки ***	—	2,9	2,2	3	2,4	—
Ограничители грузоподъемности	0,3	1	0,8	1,6	1,5	0,4
Установка электрооборудования ****	5,8	4,5	3,5	4	3,3	2,9
Токоподвод с кабельным барабаном	1,4	0,6	0,5	0,7	0,5	0,4
Канаты	0,9	1,1	1,1	1	1,1	0,6
Подвески	—	—	—	0,8	0,7	0,7

Примечание. Вылет наибольший 30 м.

\* В массу механизма передвижения входит также масса балансиров, рам тележек и противоугонных захватов.

\*\* Масса опорно-поворотного устройства кранов на колонне входит в массу колонны и портала.

\*\*\* Масса лестниц и площадок кранов на колонне входит в массу основных металлоконструкций.

\*\*\*\* За исключением электродвигателей, тормозных магнитов и токоподвода.

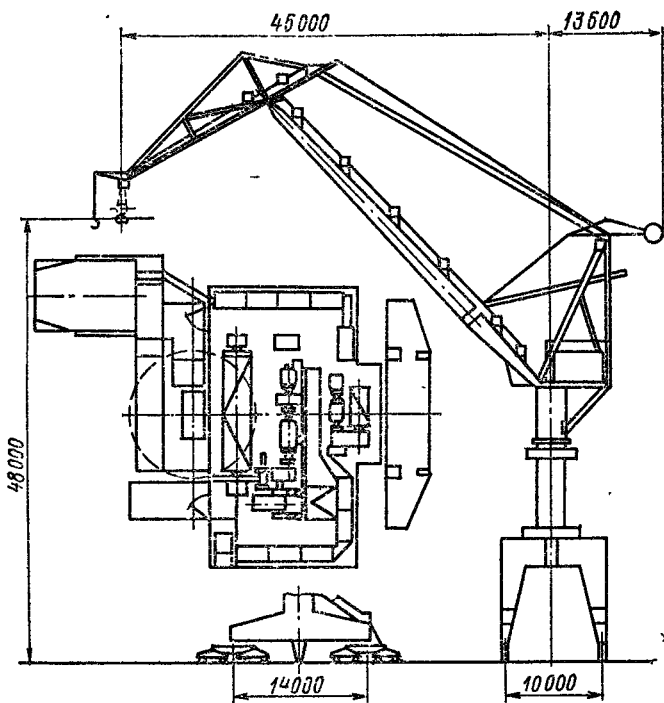


Рис. IV.4.5. Портальный кран грузоподъемностью 50 т фирмы «Конэ»

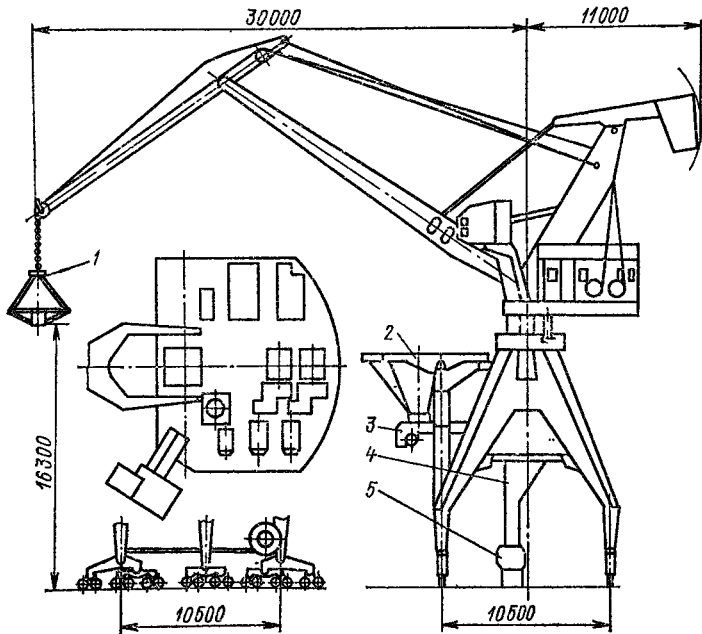


Рис. IV.4.6. Грейферно-бункерный перегружатель

чала. В других вариантах может быть предусмотрена выгрузка из питателя на транспортеры и по ним — в вагоны. Возможна также выгрузка с транспортеров на отвальную стрелу, по которой груз подается в штабель.

Повышение производительности по сравнению с перегрузочными кранами достигается за счет более простой траектории перемещения груза (работают только механизмы подъема и изменения вылета, механизмы поворота и передвижения совершают лишь установочные движения).

Для сравнения различных порталных кранов заводом ПТО им. С. М. Кирова разработана система объективных критериев [2], из которых основными являются следующие: грузоподъемность, вылет, высота подъема над головкой рельса, удельная масса, продолжительность цикла, надежность, давление ноги портала на рельс.

Три первых критерия в разъяснениях не нуждаются.

*Масса крана* в значительной степени определяет стоимость крана и подкрановых путей. Непосредственно можно сравнивать по паспортной массе только краны с одинаковыми параметрами. Если же грузоподъемности, вылеты и высоты подъема различаются вследствие того, что их влияние на массу крана различно, следует сравнивать не паспортную, а удельную массу  $m_y$ , для определения которой на основании проведенных на заводе исследований предложены формулы:

для перегрузочных кранов

$$m_y = \frac{km}{\sqrt{Q_k R_{\max}} \sqrt[3]{H}}; \quad (\text{IV.4.1})$$

для монтажных кранов

$$m_y = \frac{km}{\sqrt{Q_{R_{\max}} R_{\max}} \sqrt[3]{H}}, \quad (\text{IV.4.2})$$

где  $k$  — коэффициент типа крана ( $k = 1$  для перегрузочных кранов,  $k = 1,1$  для монтажных кранов);  $m$  — паспортная масса крана, т;  $Q_k$  — грузоподъемность перегрузочного крана при работе крюком, т;  $R_{\max}$  — наибольший вылет, м;  $H$  — высота подъема, м;  $Q_{R_{\max}}$  — грузоподъемность главного подъема монтажного крана на наибольшем вылете, т.

Результаты анализа *продолжительности циклов* перегрузочных кранов показывают, что производительность этих кранов определяется в основном скоростями механизмов подъема и поворота (продолжительность изменения вылета и передвижения в цикле, как правило, меньше продолжительности поворота и поэтому может не учитываться). Для сравнения продолжительности циклов на основании статистических данных с мест эксплуатации определяют типовой цикл и все его составляющие, а затем исходя из одинаковых путей перемещения грейфера, одинакового совмещения движений, но из разных скоростей строят цикло-

IV.4.4. Технические характеристики зарубежных порталных перегрузочных кранов

Фирма, страна-изготовитель	Год	Грузоподъемность при работе, т		Вылет наибольшей м	Грузовой момент на наибольшем вылете при работе краном, т·м	Высота подъема, м	Скорость подъема, м/мин	Часовая производительность, т/ч	Общая масса крана, т	Наибольшая нагрузка кН		Удельная масса т/м <sup>3</sup>
		грейфером	краном							на ногу портала	на колесо	
«Кранбау Эберсвальде», ГДР «Кайяр» (Caillard), Франция «Ансальдо» (Ansaldo), Италия «Бинза» (Binze), Испания «Боомзе мегальверкен» (Boomse Metaalwerken), Бельгия	1982	12,5	400	32	320	22	63	140	211	800	200	3,6
	1982	10								1100	275	3,7
	1985	10						—	242	1260	210	4,8
	1985	12,5						—	180	720	180	3,6
	1983	12,5						—	220	870	290	3,9
«Пейнер» (Peiner), ФРГ «Пианелли» (Pianelli), Италия «Кранбау Эберсвальде» «Элима Урбаса» (Elima Urbasa), Испания «Ансальдо»	1980	16	528	33	528	22		280	249,5	—	—	3,7
	1982	20	512	32	512	23	63	290	248	1920	280	3,8
	1982	16	640	40	800	30		240	315	—	250	4,45
	1983	20	800	32	800	30	60	—	390	40	—	4,4
	1985	16	512	32	512	22	60	—	—	1260	210	—

IV.4.5. Технические характеристики зарубежных порталных монтажных кранов

Фирма, страна-изготовитель	Год	Грузоподъ- емность, т		Вылет наиболь- ший, м	Грузовой мо- мент при наи- большем выле- те, т·м	Высота подъ- ема, м	Основная ско- рость главного подъема, м/мин	Общая масса крана, т	Наибольшая нагрузка, кН		Удельная масса
		при наи- большем вылете	наиболь- шая						на ногу портала	на коле- са	
«Пейнер» «Кранбау Эберсвальде» «Кайяр»	1982	10	25	28,5	285	25	18	192	1000	250	4,3
	1982	12,5	20	32	400	30	10	234	1150	290	4,2
	1982	10	25	28,5	285	24	17	291	1450	293	6,6
«Пейнер» «Конэ», Финляндия «Огава» (Ogawa), Япония	1982	16	35	32	512	23	20	—	—	—	—
	1980	15	25	36	540	27	10	296	1500	—	4,2
	1980	17	40	29	493	31	12,5	—	—	—	—
«Конэ» «Висбекх» (Wisbech), Норвегия «Делатр Левинье» (Delatre Levitier), Франция	1982	63	80	37	2330	42	16	550	3050	—	3,6
	1982	32	80	39	1248	60	23	740	3300	—	5,9
	1982	50	100	50	2500	50	20	820	3420	285	4,9

граммы сравниваемых кранов и определяют продолжительность циклов. Если умножить число циклов в час на массу поднимаемого груза, получится часовая производительность.

Продолжительность циклов монтажных кранов можно определять таким же образом, как и перегрузочных. Но поскольку, согласно статистическим данным с мест эксплуатации, большая часть времени работы монтажного крана тратится на застропку груза, его установку и отстропку, разница в скоростях не имеет такого значения, как для перегрузочных кранов, и определение продолжительности цикла и часовой производительности теряет свою значимость.

Основным показателем для сравнения кранов по *надежности* является коэффициент готовности  $K_r$  (подробнее см. в т. 1, п. I.16).

*Давление ноги портала на рельс* определяет конструкцию (см. т. 1, п. I.23) и, следовательно, стоимость подкрановых путей, которая обычно вполне сопоставима со стоимостью установленных на этих путях кранов. Оно также является объективным критерием степени совершенства конструкции крана, так как при одинаковой массе и грузовом моменте различных кранов давление ноги портала может различаться в значительных пределах.

В табл. IV.4.4 и IV.4.5 приведены характеристики некоторых современных зарубежных кранов.

## IV.10. Контейнерные краны

Контейнерные краны делятся на причальные контейнерные перегружатели, контейнерные козловые, мостовые и судовые краны.

*Причальные контейнерные перегружатели* (ПКП) устанавливают на причалах морских и речных портов для погрузки и разгрузки судов-контейнеровозов. Параметры и особенности конструкции ПКП определяются специфическими условиями их работы, к которым относятся: работа с крупнотоннажными контейнерами — грузами, стандартизованными по габаритам, массе и узлам стыковки с грузозахватными устройствами; работа со специализированными большеразмерными судами контейнеровозами, на верхней палубе которых дополнительно могут быть размещены штабели контейнеров высотой до четырех ярусов; работа со специализированным напольным транспортом; необходимость перекрытия больших территорий причала, занятых складами контейнеров и подъездными путями; необходимость обеспечения наибольшей производительности работы для сокращения времени простоя судов.

В качестве грузозахватных устройств на контейнерных кранах всех типов используют специальные контейнерные захваты — спредеры (см. п. V.11), обычно автоматизированные, приспособленные для работы с контейнерами одного или нескольких типов.

Конструктивно ПКП различают по схеме металлоконструкции и месту расположения (на портале или тележке) механизма подъема и передвижения тележки. Металлоконструкцию ПКП выполняют в большинстве случаев в виде особой, характерной именно для этих кранов схемы, включающей портал и подвешенное на нем пролетное строение, либо по схеме козловых кранов. В качестве примера ПКП наиболее широко распространенной схемы на рис. IV.4.7 показан перегружатель для морских портов Ленинградского завода ПТО им. С. М. Кирова [16]. В табл. IV.4.6 приведены основные технические данные этого перегружателя, а также обобщенные характеристики аналогичных перегружателей иностранных фирм [12, 13].

#### IV.4.6. Технические характеристики причальных контейнерных перегружателей

Параметр	Перегружа- тель ПКП 32	Обобщенные данные по перегружателям *
Грузоподъемность, т:		
на спредере	32	30,5—45 (30,5—32)
полная	40	38—70 (40—45)
Вылет консоли, м:		
морской	35	24—45 (30—36)
тыловой	12,5	9—35 (12—15)
Колея, м	15,3	11—35 (15—25)
Высота подъема, м	25	18—30 (24—26)
Глубина опускания, м	12	10—17 (12—13)
Скорость, $\frac{м/с}{м/мин}$ :		
подъема номинального груза	$\frac{0,67}{40}$	$\frac{0,3-0,84}{18-50} \left( \frac{(0,6-0,75)}{(36-45)} \right)$
передвижения		
тележки	$\frac{2,0}{120}$	$\frac{1,35-2,65}{80-160} \left( \frac{(2-2,1)}{(120-125)} \right)$
крана	$\frac{0,72}{43}$	$\frac{0,42-0,84}{25-50} \left( \frac{(0,67-0,75)}{(40-45)} \right)$
Время подъема морской консоли, мин	7	3—10 (5—8)
Угол, °:		
поворота спредера	±3	± (3÷360) [± (3÷5)]
наклона »	±3	± (3÷5) [± (3÷5)]
Производительность контейнерных перегружателей, шт./ч	30	15—35 (20—30)
Масса, т	585	450—750 (600)

\* В скобках приведены наиболее распространенные значения параметров.

Перегружатель состоит из металлоконструкции, грузовой тележки, механизмов подъема груза, передвижения тележки и крана, ряда вспомогательных механизмов и систем, кабин обслуживания и крановщика.

Металлоконструкция включает портал 1 и пролетное строение 2. Портал, опирающийся на тележки механизма передвижения крана 14, образован двумя рамами — морской 11 и тыловой 12; рамы соединены системой затяжек 15 и раскосов 16. Внутренний габарит рам определяется условиями прохождения контейнера заданного, обычно наибольшего габарита. Пролетное строение с морской 4 и тыловой 10 консолями крепятся, как правило, снизу к верхним ригелям рам портала. При больших вылетах консолей их поддерживают оттяжками 7, передающими на

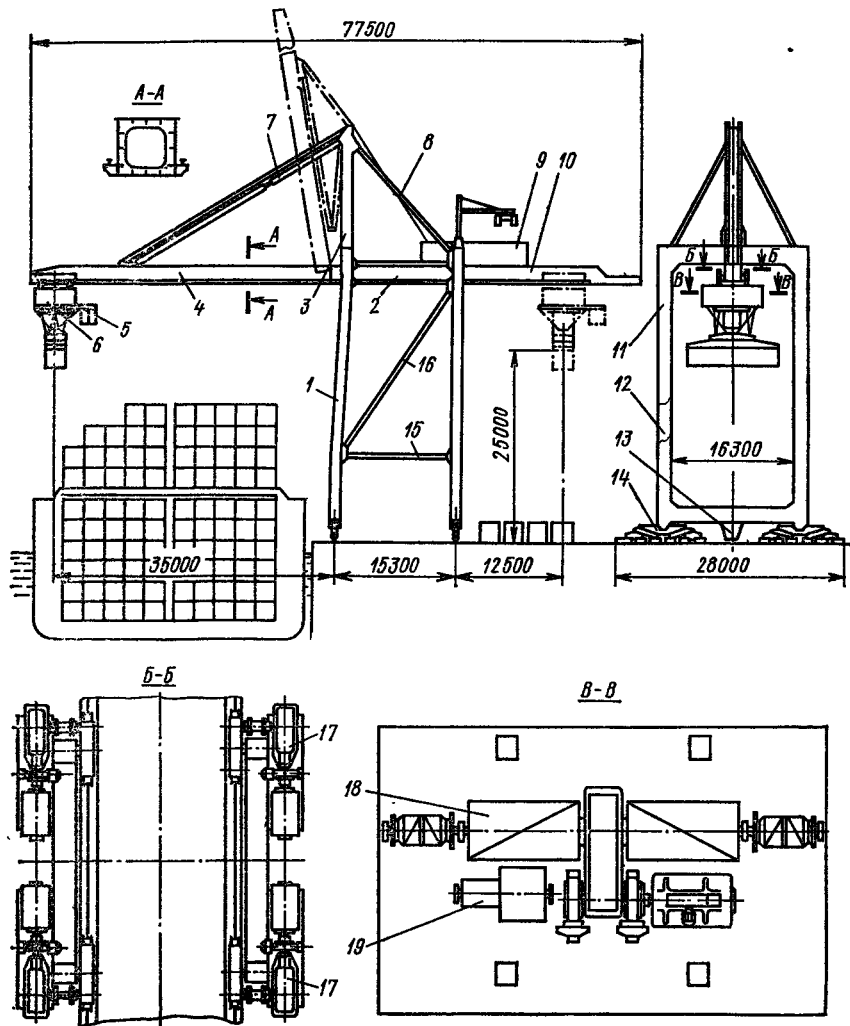


Рис. IV.4.7. Причальный контейнерный перегружатель ПКП 32 для морских портов

вой 12; рамы соединены системой затяжек 15 и раскосов 16. Внутренний габарит рам определяется условиями прохождения контейнера заданного, обычно наибольшего габарита. Пролетное строение с морской 4 и тыловой 10 консолями крепятся, как правило, снизу к верхним ригелям рам портала. При больших вылетах консолей их поддерживают оттяжками 7, передающими на



грузку от консолей на рамы портала через стойку 3 и оттяжки 8. Для выведения морской консоли из зоны, перекрываемой надстройками судна при взаимных перемещениях перегружателя и судна в процессе работы, эту консоль выполняют убираться — обычно поворотной в вертикальной плоскости, поднимающейся вверх. Шарнир поворота консоли располагают в этом случае возле морской рамы, переднюю оттяжку 7 делают складывающейся, шарнирной. Известны случаи выведения морской консоли из зоны надстроек по челночной схеме.

Пролетное строение выполняют в виде однобалочной или двухбалочной коробчатой конструкции, значительно реже — в виде фермы. Наиболее рациональной считается однобалочная система вследствие меньшей массы, обеспечения лучших условий движения тележки из-за более предпочтительных соотношений ее колес и базы, сокращения необслуживаемых зон захвата контейнеров на судне из-за лучшей расходимости с палубными надстройками. Элементы металлоконструкций рам портала, стоек, оттяжек — как правило, коробчатые листовые конструкции, затяжки и раскосы портала также коробчатые или трубчатые. Монтажные стыки элементов металлоконструкций на перегружателях выполняют на высокопрочных болтах, а также в виде фланцевых и шарнирных соединений.

Грузовая тележка 6 перемещается обычно под пролетным строением по рельсам, уложенным либо на верхнем его поясе над стенками, либо на специальных карнизах в зоне нижнего пояса. Конструкция тележки зависит от места размещения механизмов подъема груза и передвижения тележки. При установке этих механизмов стационарно на портале (обычно в кабине, размещаемой в районе тыловой рамы) передвижение тележки осуществляется канатной тягой и на тележке размещают только направляющие блоки канатной системы механизма подъема груза. В этом случае тележка получается проще и легче, но значительно усложняется и удлиняется канатная система, в результате чего снижается точность работы, увеличиваются износ и расход канатов, усложняется их замена.

Размещение механизмов подъема груза 18 и передвижения тележки 17 на самой тележке резко упрощает канатную систему и повышает точность работы, однако тележка при этом становится тяжелее, что сказывается на увеличении массы металлоконструкций крана и опорных давлений (главным образом на морской ноге). Такую схему размещения механизмов, при условии допустимости увеличения массы крана, используют в тех случаях, когда особенно необходимы точное и быстрое наведение spreadера (для повышения производительности работы) или его разворот.

При размещении на тележке механизм подъема представляет собой систему грузовых барабанов и отклоняющих блоков, скомпонованных на тележке так, чтобы создать максимально широкую

базу подвеса спредера. В канатную систему механизма подъема вводят системы разворота и наклона спредера, а также успокоения раскачивания груза. Первая система обеспечивает необходимые для точной стыковки спредера с контейнером его разворот и наклон в двух плоскостях на углы  $\pm(3\div 5)^\circ$  за счет, как правило, гидросистемы, исполнительные элементы которой воздействуют определенным образом на ветви канатов, поддерживающих спредер. Система успокоения раскачивания груза имеет специальные устройства, демпфирующие колебания. В некоторых случаях предусматривается разворот спредера на угол  $90\text{—}360^\circ$  в обе стороны. Обеспечивается это за счет либо механизма поворота спредера, либо устройства на грузовой тележке дополнительной поворотной рамы с механизмом поворота. Электропитание механизмов грузовой тележки осуществляется обычно посредством подвесного кабельного токоподвода, электропитание механизмов спредера — с помощью кабельного барабана 19.

Кабина крановщика 5 размещается обычно на грузовой тележке, откуда обеспечен хороший обзор рабочей зоны. В кабинах оборудования 9 размещают электрооборудование и иногда механизмы подъема груза и передвижения тележки. Здесь же устанавливают обычно лебедку механизма подъема морской консоли. Этот механизм представляет собой канатный полиспагт кратностью 4—12, приводимый в действие канатной лебедкой. В рабочем и нерабочем положениях морская консоль фиксируется специальными захватами, для обеспечения безопасности система снабжена необходимыми блокировками. Время подъема и спуска консоли составляет 3—10 мин. Механизм передвижения крана 14 выполняют по общепринятым схемам. Особенностью его является мощная противоугонная защита 13, обусловленная большой парусностью перегружателей.

Кроме описанной традиционной схемы известны более сложные схемы перегружателей — с двумя грузовыми тележками, со вспомогательными устройствами, работающими спаренно с перегружателем [18]. Цель таких решений — дальнейшее повышение производительности.

Причальные перегружатели для речных портов имеют несколько меньшие габариты и неподъемную консоль. Режим работы причальных контейнерных перегружателей соответствует группам 5К, 6К.

*Козловые и мостовые контейнерные краны* устанавливают на контейнерных складах портов, железнодорожных станций и автотранспортных предприятий. Их общие схемы и параметры определяются конкретными условиями установки и работы. Грузоподъемность мостовых кранов соответствует работе с контейнерами массой до 20 т [9], грузоподъемность козловых кранов — до 30,5 т [8]. Специфические, определяемые условиями работы с контейнерами узлы и механизмы этих кранов аналогичны используемым на причальных перегружателях.

Металлоконструкции их в принципе такие же, как у обычных козловых и мостовых кранов, при этом пролетное строение, как правило, двухбалочное. У консольных козловых кранов рамы, на которые опирается пролетное строение, имеют ширину, необходимую для прохода контейнера заданного габарита. Тележка чаще поворотная, с ездой по верхнему поясу пролетного строения. По сравнению с причальными перегружателями эти краны могут иметь меньшую в 2—3 раза скорость передвижения тележки и большую в 2—2,5 раза скорость передвижения крана. Все более широкое распространение получают козловые и мостовые контейнерные краны, предназначенные для работы в условиях автоматизированных систем управления перегрузочными работами [10].

В табл. IV.4.7 приведены характеристики некоторых отечественных козловых контейнерных кранов по данным работ [8, 10, 11]. Указания по расчету козловых контейнерных кранов приведены в работе [15].

Описание судовых контейнерных кранов см. в п. IV.16.

IV.4.7. Технические характеристики козловых контейнерных кранов конструкции ВНИИПТмаш

Параметр	Тип крана				
	КК-5М	КК-6,3-16	КК-12,5-16	КК-20	КК 25/30,5
Грузоподъемность на спредере, т:					
в пролете	5	6,3	12,5	20	30,5
на консолях	5	6,3	12,5	20	25
Пролет, м		16		25	
Вылет консолей, м		4,5		5	
Высота подъема, м	7	9	10	8,5	9
Скорость номинальная, м/с/(м/мин):					
подъема	0,32/(19,2)		0,23/(13,8)	0,2/(12)	
передвижения тележки	0,8/(48)	1/(60)	0,63/(38)	0,67/(40)	0,83/(50)
крана	1,6/(96)	2/(120)	1,05/(63)	0,83/(50)	1,05/(63)
Масса крана, т	36	36	38	—	160

#### IV.11. Башенные краны

Башенные краны по назначению делят на строительные (наиболее распространенные) и судостроительные.

Строительные башенные краны применяют для механизации подъемно-транспортных работ при возведении жилых, промышлен-

ных зданий и для подачи бетона в гидротехническом строительстве. Они используются также в качестве кранов-погрузчиков при работе на складах, полигонах, в качестве кранов для выполнения нулевого цикла при строительстве. За рубежом башенные краны с большим грузовой моментом применяют и в судостроении (см. т. 1, рис. III.3.14).

Башенные краны классифицируются: по способу установки на месте работ (рис. IV.4.8), по типу башни, типу стрелы (см. т. 1, пп. III.9 и III.12) и типу ходового устройства.

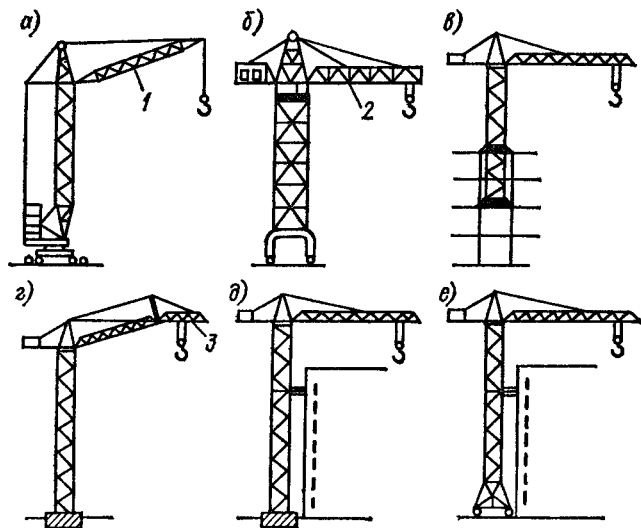


Рис. IV.4.8. Краны: а — передвижной строительный; б — передвижной судостроительный; в — самоподъемный; г — стационарный; д — приставной; е — универсальный

По типу ходового устройства башенные краны делятся на рельсовые, автомобильные, пневмоколесные и гусеничные.

Наличие пневмоколесного и гусеничного хода повышает мобильность крана. Эти краны отличаются более сложной конструкцией ходовой части и большей массой. Рельсовые башенные краны наиболее распространены в силу простоты эксплуатации и повышенной безопасности работы крана. Параметры базовых моделей башенных кранов на рельсовом ходу регламентируются ГОСТ 13556—85, в котором главным определяющим параметром башенных строительных кранов является грузовой момент (табл. IV.4.8). ГОСТ 13556—85 предусматривает возможность наряду с изготовлением базовых моделей выпуск исполнений или сочетаний исполнений (рис. IV.4.9): с различным числом промежуточных секций башни или стрелы; с другим типом стрелы; на безрельсовом ходу; без башни — в стреловом исполнении и кранов-погрузчиков; с переменной кратностью запасовки грузового полиспаста и измененной максимальной грузоподъемностью; в пе-

IV.4.8. Параметры базовых моделей башенных кранов по ГОСТ 13556—85

Параметр	Нормы для типоразмеров кранов						
	с балочной стрелой			с подъемной стрелой			
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Номинальный грузовой момент $M$ , т·м	100	160	200	250	400	630	1000
Грузоподъемность, т, не менее:							
при максимальном вылете максимальная	3,5		6		10	14	16
Вылет *, м:	8	10	12,5		25	40	50
при максимальной грузоподъемности	12,5		32	20	36	40	45
Высота подъема *, м:			16				20
при максимальном вылете $H_1$	32		45	63		50	
максимальная $H_2$	40	56	45	80	50		80
Глубина опускания при минимальном вылете (ниже уровня стоянки), м, не менее			5				8
Скорость, м/с (м/мин):							
подъема груза максимальной массы $c_1$	0,25—0,63 (15—38)	0,32—0,63 (19—38)	0,5—0,8 (30—48)	0,5—1 (30—60)	0,25—0,5 (15—30)	0,125—0,25 (7,5—15)	0,1—0,25 (6—15)
подъема (опускания) кривокопной подвески при двукратном подплассте	0,5—1,25 (30—75)	0,5—1,6 (30—96)	0,8—3,2 (48—192)	1,6—3,2 (96—192)	1,25—3,2 (75—192)	0,2—1 (12—60)	

Параметр	Нормы для типоразмеров кранов						
	с балочной стрелой						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Скорость, м/с (м/мин): плавной посадки груза максимальной массы $v_{л.п.}$ не более передвижения грузовой тележки с грузом максимальной массы передвижения крана	0,08 (4,8)	0,05 (3)	0,032 (1,92)				
	0,4—0,63 (24—38)	0,5—0,8 (30—48)	—				
Частота вращения, мин <sup>-1</sup> , не менее	0,25—0,63 (15—38)	0,2—0,63 (12—38)	0,16—0,32 (9,6—19,2)				
Удельная энергоемкость $E/(MN \cdot s^2)$ , Вт/(т·м <sup>3</sup> ·мин <sup>-1</sup> ), не более	0,75	0,6	0,24	0,48	0,19		
Удельная масса $m/(MN_2)$ , кг/(т·м <sup>3</sup> ), не более **	1	0,65	0,28	0,54	0,24		
Задний габарит (только для кранов с поворотной башней) $r_3$ , м, не более	10	7	9	0,4	5,4	3,5	2,8
	3,6	4,5	—	6	—	—	—

Условные обозначения.  $E$  — установленная мощность;  $P_k$  — конструктивная масса крана.  
Примечание. Расчетная нагрузка от колеса на рельс не более 300 кН.

\* Предельное отклонение  $\pm 10$  %.  
\*\* Для кранов из низколегированных сталей без учета инвентарных транспортных и монтажных устройств и элементов установки подъемника машиниста.

редвижном, стационарном и самоподъемном исполнениях; для различных ветровых и климатических районов. Узлы указанных исполнений кранов (ходовая часть, поворотная платформа, башня, стрела, механизмы) максимально унифицируются с узлами базовых моделей кранов. Поэтому новые исполнения по стоимости изготовления и эксплуатации мало отличаются от базовых моделей.

Все строительные башенные краны серии КБ имеют, как правило, единую конструктивную схему [31].

1. Краны с грузовым моментом от 100 до 250 т·м с высотой подъема до 80 м выполнены с поворотной башней и нижним расположением противовеса (рис. IV.4.10). Наиболее мощные и высокие краны из серии КБ (КБ-674, КБ-576) и их исполнения оснащены неповоротной башней, позволяющей крепить краны к зданию, что дает возможность выпускать краны с высотой подъема до 150 м (рис. IV.4.11).

2. Краны выполнены передвижными на рельсовом ходу, кроме приставных кранов, которые крепят жестко на фундаменте.

3. Опорно-поворотные устройства кранов представляют собой роликовые одно- и двухрядные круги с внутренним зубчатым венцом при установке одного, двух или трех механизмов поворота (в зависимости от типоразмера крана).

4. Поворотные башни кранов закрепляются в вертикальном положении подкосами, связанными с верхней частью двуногой стойки. Благодаря высоко поднятой точке крепления подкосов к башне в ней снижаются нагрузки от ветровых и инерционных сил.

5. Поворотные башни разгружены от изгиба и, как следствие, от повышенных динамических нагрузок на машиниста, возникающих при действии вертикальных нагрузок на крюке, в результате использования соответствующих координат для верхних отводных блоков оголовка башни и специальных схем запасовки канатов [27].

Параметры кранов приведены в табл. IV.4.9, IV.4.10. Подробное описание их конструкций см. в работах [32, 35].

Отличительная особенность кранов серии КБ — широкая унификация их узлов. Лебедки, ходовые тележки, механизмы поворота, опорно-поворотные устройства, кабины, кабельные барабаны серийно изготавливают на специализированных заводах. Грузовые лебедки, как правило, выполняют многоскоростными для повышения производительности кранов с обеспечением плавной посадки грузов [261]. На стреловых и тележечных лебедках предусматривают встречное закрепление двух канатов: стрелового и грузового — на стреловой лебедке и двух концов тележечного каната — на тележечной лебедке.

Двухколесные ходовые тележки выполняют балансирными для облегчения вписывания в закругления пути. Подробно механизмы рассмотрены в разд. VI.

Кабины располагают на поворотной части крана [20], по ГОСТ 13556—85 их площадь не менее 2 м<sup>2</sup>. Для облегчения подъема

IV.4.9. Характеристика кранов серии КБ

Параметр	КБ-100.0АС	КБ-309ХЛ	КБ-100.3А	КБ-308А
Грузовой момент, т·м	100	125	100	
Вылет, м:				
максимальный	20		25	
при максимальной грузо- подъемности	20	15,6		12,5
минимальный	10		12,5	4,8
Грузоподъемность, т:				
при максимальном вылете	4	5		4
максимальная	5		8	
Высота подъема при вылете, м:				
максимальном	21	22	33	32
минимальном	33	37	48	42
Скорость, м/с (м/мин):				
подъема	0,43 (26)	0,25—0,56 (15—33,5)	0,25—0,75 (15—45)	0,3—0,9 (18—54)
посадки	0,083 (5)	0,058 (3,5)		0,083 (5)
передвижения крана	0,48 (28,8)	0,51 (30,5)	0,47 (28)	0,29 (17,8)
тележки	—	—	—	0,43 (26)
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	0,7	0,8		0,7
Время изменения вылета, мин	0,7	0,8	0,84	—
Радиус закругления пути, м		7		8,5
Колея, м		4,5		
Задний габарит, м	3,5		3,6	
Установленная мощность, кВт	38,5	58,1		55,1
Масса, т:				
конструктивная	28,2	30,7	34	39
общая (с балластом и про- тивовесом)	56,2	70,7	95	92,2
Тип башни » стрелы		п		б



KB-401B	KB-402B	KB-403A	KB-405.1A	KB-405.2A	KB-407XJI	KB-503
125	50	120	187	162	160	250
25		30		25		40
13		15	18		16	25
13		5,5	13		6	7,5
5	2	3	7,5	6,3		5,7
8	3	8	10	9	10	
46	59,5	41	46	51,6	41,8	53
60,6	66,5	41	57,8	63,4	52	70
0,67—0,97 (40—58)	0,75 (45)	0,67—0,97 (40—58)	0,51—0,76 (31—46)	0,52—0,77 (31—46)		0,5—2,33 (30—140)
	0,16 (10)		0,083 (5)			0,05 (3)
	0,3 (18)			0,45 (27)		0,2 (2)
—	—	0,38 (23)	—	—	0,5 (30)	0,46 (27,5)
	0,6				0,7	
1,2		—		1,5	—	—
			7			—
			6			7,5
	3,8			4		5,5
58,6	62,6	77,6		102,2	98,5	65,3
48		50	64,4	66,4	60	90,8
78		80	114,4	116	110	146
II	III	6		II	6	

Параметр	КБ-504	КБ-576		
			0	1
Грузовой момент, т·м	250	200	400	320
Вылет, м:				
максимальный	40		35	50
при максимальной грузоподъемности	25	20	16	25,6
минимальный	7,5	2,5		
Грузоподъемность, т:				
при максимальном вылете	6,2	4	10	5,6
максимальная	10		25	12,5
Высота подъема при вылете, м:				
максимальном	60	150	46	47
минимальном	77	150	46	47
Скорость, м/с:				
подъема	0,9—2,67 (54—160)	0,83—2,33 (50—140)	0,29—1,67 (17,5—100)	0,58—1,67 (35—100)
посадки	0,025 (1,5)	0,053 (3,2)	0,021 (1,25)	0,042 (2,5)
передвижения крана	0,32 (19,2)	—	0,21 (12,8)	
тележки	0,46 (27,5)		0,61 (36,7)	
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>		0,6		
Время изменения вылета, мин		—		
Радиус закругления пути, м		—		
Колея, м	7,5	—	7,5	
Задний габарит, м	5,5		—	
Установленная мощность, кВт	110,5	125	137,2	
Масса, т:				
конструктивная	108	130	115	118
общая (с балластом и противовесом)	163	130	209	212
Тип башни	п		п	
» стрелы			б	

Условные обозначения типов башни: п — поворотная, и —

Исполнения						
КБ-674А				КБ-676		
4	5	6	10	1	2	3
320		200	250	400	320	
50 12,8	35 25,6	50 16	66 20	35 18	50 25,6	35
	4				3,5	
6,3	5,6	5	2,5	10	5,6	8,26
25		12,5		25		12,5
70	71	83	47	82		120
70	71	83	47	82		120
0,29—1,67 (17,5—100)	0,58—1,67 (35—100)			0,29—1,67 (17,5—100)	0,58—1,67 (35—100)	
0,021 (1,25)	0,042 (2,5)			0,021 (1,25)	0,042 (2,5)	
			0,21 (12,8)			
			0,61 (36,7)			
			0,6			
			—			
			—			
			7,5			
			—			
			137,2			
126	129	133	126	135	156	152
230	233	247	227	229	260	246
			н б			

неповоротная; типов стрелы: п — подъемная, б — балочная, ш — шарнирно-сочлененная.

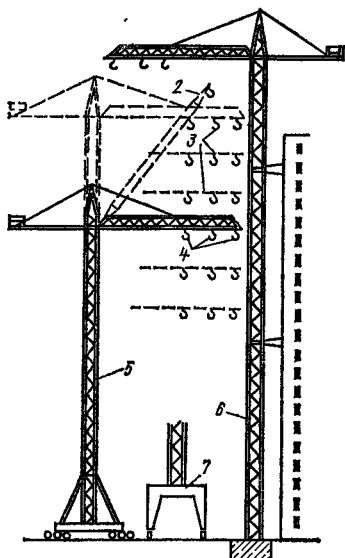


Рис. IV.4.9. Возможные исполнения крана 1 — с балочной стрелой; 2 — с подъемной стрелой; 3 — исполнения по высоте подъема; 4 — исполнения по вылету; 5 — передвижной кран; 6 — приставной кран; 7 — кран-погрузчик

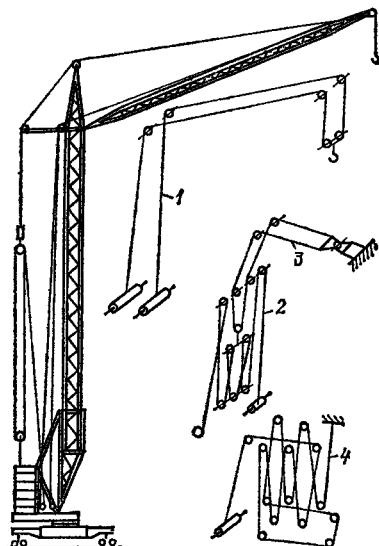
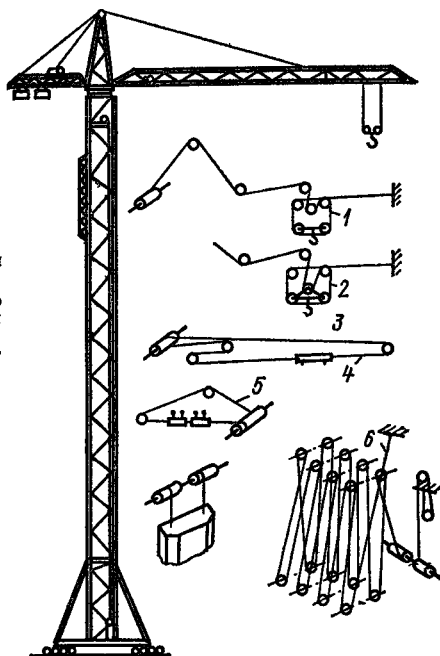


Рис. IV.4.10. Кран с поворотной башней и подъемной стрелой  
Схемы запаски канатов: 1 — грузового; 2 — стрелового; 3 — стрелового расчала; 4 — монтажного

Рис. IV.4.11. Кран с неповоротной башней и балочной стрелой

Схемы запаски канатов: 1 — грузового при двукратном полиспасте; 2 — то же при четырехкратном; 3 — тележечного; 4 — передвижения противовеса; 5 — подъемника машиниста; 6 — монтажного



IV.4.10. Характеристики башенных кранов для специальных работ

Параметр	АВКС-5	КБР-1	КБ-271	КБ-406	КБ-404	КБ-572А	КВГС-450	БК-1000А
Грузовой момент, т·м	25	100		200	250	300	450	1000
Вылет, м:								
максимальный	12	20		25	30	35	40	45
при максимальной грузоподъемности	5	20	10	20	25		18	20
минимальный	2,5	4	10	5,5	12	4	7	12,5
Грузоподъемность, т:								
при максимальном вылете	1,5	5		8		6,3	10	16
максимальная			10		13	10	25	50
Высота при вылете, м:								
максимальном	10	32	8	12	4,8	13,5	45	47
минимальном	15	41,5	20	12	26	13,5	45	88,5
Скорость, м/с (м/мин):								
подъема	0,13 (8)	0,6—0,9 (36—54)	0,17 (10)	0,19 (11,2)	0,33 (20)		0,2—0,5 (12—30)	0,1—0,27 (6—16)
посадки	0,04 (2,4)	0,083 (5)	0,042 (2,5)		0,083 (5)		0,05 (3)	0,043 (2,6)
передвижения крана	—	0,32 (19)	0,52 (31)	0,33 (20)		0,5 (30)	0,15 (9)	0,2 (12)
тележки	0,17 (10)	0,42 (25)	—	0,45 (27)	—	0,42 (25)	0,5 (30)	—

Параметр	АВКС-5	КБР-1	КВ-271	КВ-406	КВ-404	КВ-572А	КВГС-450	ВК-1000А
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	1			0,6			0,4	0,2
Радиус закругления пути, м	—	8	7	—	7	—	—	—
Колея, м	1,95	4,5			6			10
Задний габарит, м	2,7	3,6	3,5	3; 8				
Установленная мощность, кВт	12,8	45,5	34	45,5	58	66,3	161	193
Масса, т: конструктивная	14,7	42,4	23,3	36,4	33,7	54,4	256	222
общая	14,7	80	52,6	79,7	85,7	122	264	372
Тип башни		п	н	п	—		н	п
стрелы		б	п	б	н		б	п

Примечания: 1. Краны АВКС-5 предназначены для сельского строительства, КБР-1 — для ремонтных целей, КВ-271 и КВ-406 — в качестве погрузчиков, КВ-404 — для нулевого цикла строительства, КВ-572А — в качестве лесопогрузчика, КВГС-450 — для гидротехнического строительства и ВК-1000А — для промышленного строительства. 2. Условные обозначения типов башни и стрелы см. в табл. IV.4.9.

машиниста в кабину высотные башенные краны снабжают подъемниками грузоподъемностью 160 кг [35 (1976, № 10)]. Краны с грузовым моментом менее 200 т·м при работе могут перемещаться по криволинейным путям с радиусом закругления 7—12 м. С этой целью ходовые рамы выполняют в виде кольцевой рамы с флюгерами, опирающимися на ходовые тележки. Флюгера делают поворотными, что дает возможность изменять ширину колеи при проходе по закруглениям [О.7].

Для повышения грузоподъемности кранов без увеличения мощности привода грузоподъемности лебедок на башенных кранах применяют

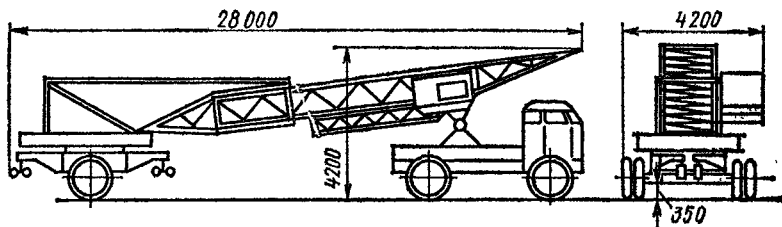


Рис. IV.4.12. Кран в транспортном положении

полиспасты с переменной кратностью (см. рис. IV.4.11). На многих кранах имеется возможность устанавливать балочную стрелу под углом  $30^\circ$  с перемещением по ней грузовой тележки. За счет специальной запасовки груз при этом перемещается по горизонтали [35 (1980, № 12)].

Устойчивость крана и стрелы определяется по ГОСТ 13994—81 (см. т. 1, п. I.22; нагрузки на опоры см. в т. 1, п. I.23).

С объекта на объект краны перевозят на подкатных тележках в прицепе за тягачом (рис. IV.4.12). По ГОСТ 13556—85 транспортные габариты и нагрузки автопоезда кран—тягач должны составлять: длина и высота — 4,2 м, длина — 28 м, дорожный просвет не менее 0,35 м, нагрузки на подкатные оси (тележки) при одинарном расположении тележки — не более 200 кН, при соосном расположении двух тележек — 170 кН (на каждую тележку).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### Портальные краны

1. Ковин А. А., Мазовер И. С. Создание и совершенствование монтажных портальных кранов//ЦНИИТЭИтяжмаш. 1984. Сер. 8. Вып. 6. 35 с.
2. Мазовер И. С. О критериях для сравнения портальных кранов//Тр. ВНИИПТмаш. 1965. Вып. 4 (57). С. 115—125.
3. Наладка и испытания портальных кранов/В. И. Брауде, Ю. А. Бровдинов, Н. Я. Розовский, Ю. В. Силиков. М.: Транспорт, 1984. 110 с.
4. Плавник Б. И., Мазовер И. С. Современные конструкции портальных кранов за рубежом//Сб. ЦНИИТЭИтяжмаш «Подъемно-транспортное оборудование», 1979. № 6-79-40. 50 с.

5. Семашко И. В., Никипорец Е. И., Розовский Н. Я. Анализ интенсивности эксплуатации грейферных порталных кранов в речных портах//Тр. ЛИВТ. 1984. Вып. 181. С. 43—47.

6. Семашко И. В., Плавник Б. И. Уровень надежности отечественных и зарубежных порталных кранов//Тр. ЛИВТ. 1982. Вып. 174. С. 101—103.

7. Портальные краны (описание): Fördern und Heben, Hebezeuge und Fördermittel, Deutsche Hebe- und Fördertechnik, Schiff und Hafen.

#### *Контейнерные краны*

8. Волчек Г. М., Вугальтер С. И. Анализ технических решений козлового контейнерного крана грузоподъемностью 25/30,5 т на захвате//Сб. науч. тр. ВНИИПТмаш «Крановые механизмы и металлоконструкции». 1984. С. 110—120.

9. Волчек Г. М., Майорова Н. И. Мостовые краны для переработки контейнеров в крытых складах//Механизация и автоматизация производства. 1980. № 8. С. 4—5.

10. Микушевич Ф. Э., Новиков А. Н., Сорокин Ю. Р. Исследование работы крана типа КК-20 в автоматизированной системе управления крупным контейнерным пунктом//Сб. науч. тр. ВНИИПТмаш «Крановые механизмы и металлоконструкции». 1984. С. 131—146.

11. Микушевич Ф. Э., Отверченко А. А., Романюк В. М. Разработка нового поколения козловых контейнерных кранов, предназначенных для перегрузки среднетоннажных контейнеров//Сб. науч. тр. ВНИИПТмаш «Крановые механизмы и металлоконструкции». 1984. С. 90—98.

12. Оборудование для механизации перегрузки крупнотоннажных контейнеров. М.: НИИинформтяжмаш, 1971. Ч. I. 136 с.

13. Оборудование для механизации перегрузки крупнотоннажных контейнеров. М.: НИИинформтяжмаш, 1971. Ч. II. 152 с.

14. Пладис Ф. А., Шуриин В. А., Сурмаев Г. Э. Контейнеры: Справочник/Под ред. В. А. Шкурина. М.: Машиностроение, 1981. 191 с.

15. Руководящий технический материал (РТМ 24.090.67—82). Нормы расчета и проектирования козловых электрических контейнерных кранов. М.: ВНИИПТмаш, 1982. 28 с.

16. Тимофеев В. Д., Крюков В. Г. Первый отечественный причальный контейнерный перегружатель грузоподъемностью 32 т для морских портов//Сб. науч. тр. ВНИИПТмаш «Крановые механизмы и металлоконструкции». 1984. С. 99—109.

17. Crane count nears 1,000 mark//Containerisation International. 1984. Vol. 18. N 9. P. 73, 75—77, 79 (Экспресс-информация «Зарубежный опыт: Конструирование и эксплуатация оборудования». М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1985. Сер. 6. Вып. 4. С. 6).

18. Prins G., Delft und Rijesenbrij I. C. Entwicklungstendenzen bei Container-Umschlagsystemen mit hohem Durchsatz//Fördern und Heben. 1986. Vol. 36. N 1. S. 13—18.

#### *Башенные краны*

19. Альперович А. И., Яненко К. В., Мочман Л. Е. Продление срока службы строительных башенных кранов сверх нормативного срока//Механизация строительства. 1981. № 2. С. 19.

20. Белоцерковский В. В., Андриенко В. К., Станкевич А. И. Основные направления повышения качества кабин башенных кранов//Механизация строительства. 1977. № 1. С. 20.

21. Дутов В. Н., Панкрашкин П. В., Невзоров Л. А. Перспективы развития отечественных башенных кранов//Строительные и дорожные машины. 1984. № 2. С. 2—3.

22. Лифшиц А. А., Абрамович М. И., Невзоров Л. А. О производительности башенных кранов с балочными и подъемными стрелами//Строительные и дорожные машины. 1984. № 2. С. 15.



23. Лифшиц В. Л., Невзоров Л. А., Смородинский И. М. Оптимальное проектирование крановых металлоконструкций//Обзорная инф. ЦНИИТЭстроймаш. 1974. Сер. 1. Разд. 2. № 12-74-42. С. 54.
24. Лифшиц В. Л. Определение параметров конструкций минимального веса//Строительная механика и расчет сооружений. 1971. № 2. С. 67—68.
25. Лифшиц В. Л. Снижение металлоемкости башенных кранов//Обзорная инф. ЦНИИТЭстроймаш. 1979. Сер. 12. Вып. 4. С. 38.
26. Невзоров Л. А. Выбор оптимальных скоростей многоскоростных лебедок башенных кранов//Сб. ЦНИИТЭстроймаш «Строительные и дорожные машины». Разд. «Строительные машины и лифты». 1969. Вып. 3. 32 с.
27. Невзоров Л. А. Выбор рациональных параметров системы изменения вылета башенных кранов//ИИИинфстройдормаш. 1965. 52 с.
28. Невзоров Л. А., Лифшиц А. А., Абрамович М. И. Определение технической производительности башенного крана при возведении жилых зданий новых серий//Строительные и дорожные машины. 1979. № 11. С. 11.
29. Невзоров Л. А., Лифшиц В. Л. Перспективы развития модульного принципа создания унифицированных башенных кранов//Строительные и дорожные машины. 1984. № 2. С. 4.
30. Невзоров Л. А. Определение ветровых нагрузок для безопасной эксплуатации башенных кранов//Безопасность труда в промышленности. 1985. № 12. С. 37.
31. Невзоров Л. А., Пазельский Г. Н., Романюха В. А. Строительные башенные краны. М.: Высшая школа, 1986. 176 с.
32. Невзоров Л. А., Смородинский И. М. Зарубежные башенные краны//Обзорная инф. ЦНИИТЭстроймаш. 1980. Сер. 2—3. Вып. 4. С. 52.
33. Невзоров Л. А., Тимошенко В. К. Разгрузка от изгиба поворотных башен с балочной стрелой//Строительные и дорожные машины. 1980. № 6. С. 12.
34. Портной Н. И. Точность остановки механизма поворота башенного крана//Строительные и дорожные машины. 1976. № 1. С. 22.
35. Строительные башенные краны (описание): Механизация строительства. 1976. № 10; 1980. № 12; Строительные и дорожные машины. 1971. № 1; 1976. № 1; 1979. № 6; 1979. № 12; 1980. № 2; 1980. № 4; 1980. № 6; 1982. № 8; 1983. № 1; 1984. № 2; 1984. № 4; 1985. № 2; Förderern und Heben. Deutsche Hebe- und Fördertechnik, Baumaschine Bautechnik, Bauingenieur, Cranes today, IHI Engineering Review, Bouwmachines, Chantiers (1980—1985); VDBUM-information. 1985. N 1. P. 14—24.
36. Строительные машины: Справочник в 2 т./Под ред. В. А. Баумана. М.: Машиностроение, 1976. Т. 1. 502 с.; Т. 2. 496 с.

## IV.12. Общие сведения

Стреловые самоходные краны (железнодорожные, на пневмоколесном ходу, гусеничные и краны на тракторах) предназначены для универсального применения при монтажных и погрузочно-разгрузочных работах в строительстве, на промышленных предприятиях, в портах и на железных дорогах.

Наибольшая группа стреловых самоходных кранов должна удовлетворять требованиям ГОСТ 22827—85 «Краны стреловые самоходные общего назначения. Технические условия», который

устанавливает показатели качества в соответствии с ГОСТ 4.22—79. К ним относятся краны автомобильные КА (ходовое устройство включает шасси автомобиля, его силовую установку, трансмиссию и систему управления), пневмоколесные КП и гусеничные КГ (ходовое устройство содержит пневмоколесное или гусеничное шасси, приводимое в движение от силовой установки, расположенной на поворотной части крана), на специальном шасси КШ (шасси автомобильного типа, приспособленное для работы с крановой установкой) и короткобазовом шасси КК

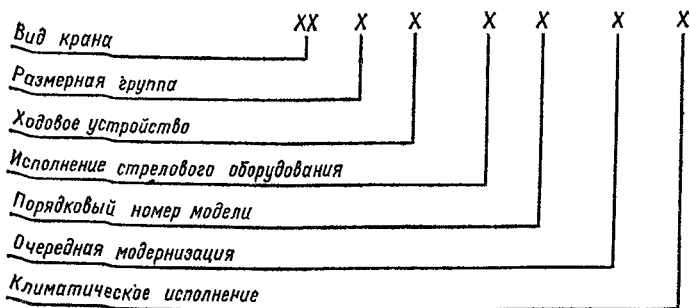


Рис. IV.5.1. Схема условных обозначений стреловых самоходных кранов общего назначения по ГОСТ 22827—85

И н д е к с а ц и я. Вид крана: кран стреловый самоходный общего назначения — КС. Размерная группа по грузоподъемности:

Размерная группа	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Грузоподъемность, т	4	6,3	10	16	25	40	63	100	> 100

Ходовое устройство: гусеничное с минимально допустимой поверхностью гусениц — 1; гусеничное с увеличенной поверхностью гусениц — 2; пневмоколесное — 3; специальное шасси автомобильного типа — 4; шасси грузового автомобиля — 5; трактор — 6; прицепное ходовое устройство — 7; короткобазовое шасси — 8; резерв — 9. Исполнение стрелового оборудования: с гибкой подвеской — 6; с жесткой подвеской — 7; резерв — 8, 9. Порядковый номер модели: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9. Очередная модернизация: первая — А; вторая — Б; третья — В и т. д. Климатическое исполнение: холодный климат — ХЛ; тропики — Т; тропики влажные — ТВ

(шасси, специально приспособленное для работы на неподготовленных площадках и в стесненных условиях). ГОСТ 22827—85 не распространяется на краны-трубоукладчики, краны-манипуляторы, краны на базе тракторов и экскаваторов, краны шагающие, рельсовые, железнодорожные, специальные и плавучие. Железнодорожные краны изготовляют в соответствии с ТУ 24.04.270—83.

На рис. IV.5.1 приведена схема условных обозначений кранов в соответствии с ГОСТ 22827—85. Пример условного обозначения крана стрелового самоходного общего назначения, 5-й размерной группы, на гусеничном ходовом устройстве с минимально допустимой площадью поверхности гусениц, с жесткой подвеской рабочего оборудования, второй модели, первой модернизации, в исполнении для тропиков: КС-5172АТ, ГОСТ 22827—85.

*Опорно-поворотное устройство* выполняют в виде шариковых или роликовых одно- или многорядных опорно-поворотных кругов, имеющих внешнее или внутреннее зацепление (см. п. VI.9). Эксплуатационная надежность опорно-поворотных устройств обеспечивается в основном требуемой жесткостью рамы шасси, для чего изготавливаются рамы специальных конструкций. Расчет на прочность от наибольших напряжений и на сопротивление усталости при эксплуатации кранов на выносных опорах (аутригерах), которыми краны снабжают для увеличения устойчивости, см. в работах [О.14, О.43, О.68, 1, 4].

По конструкции *стрелового оборудования* различают краны с гибкой (канатной) подвеской стрелы (см. рис. IV.5.2—IV.5.4, IV.5.7, а, IV.5.11, IV.5.12) и с жесткой подвеской — телескопические (см. рис. IV.5.5, IV.5.7, б, в), которые являются основным оборудованием для кранов с гидроприводом. В зависимости от условий работы краны снабжают стреловым оборудованием: основной стрелой, которая может быть постоянной длины и выдвигной (телескопической или с канатно-блочным механизмом выдвижения); удлиненной стрелой; стрелами с гуськами; различными модификациями башенно-стрелового оборудования [О.14, О.68, 1—5]. Удлиненная стрела отличается от основной тем, что в месте разъема основной стрелы устанавливают одну—три дополнительные секции. Расчет стрел см. в т. 1, п. III.13.

*Механизм изменения вылета* у кранов с гибкой подвеской стрелы — полиспастный, с жесткой подвеской — с помощью гидроцилиндров. В соответствии с Правилами [О.51] устанавливают упоры или другие устройства, предохраняющие стрелы от запрокидывания.

Номинальную грузоподъемность указывают при работе с основной стрелой на наименьшем вылете. При работе с дополнительным стреловым оборудованием грузоподъемность кранов снижается, изменяются его грузовые и высотные характеристики (см. рис. IV.5.2, IV.5.4, IV.5.11) [О.14, О.68, 2—5]; в этом случае для увеличения скорости подъема изменяют запасовку полиспаста. Для большинства кранов предусматривается работа грейфером, для дизель-электрических — магнитом.

*Привод стреловых самоходных кранов* могут иметь дизель-механический (см. рис. IV.5.6), дизель-электрический (см. рис. IV.5.8, IV.5.13, а также т. 1, п. II.11), дизель-гидравлический (см. рис. IV.5.9, описание типовой гидравлической схемы стрелового самоходного крана см. в т. 1, п. II.10) и комбинированный. Привод может быть индивидуальным и групповым [О.14, О.68, 1—5].

Управление механизмами кранов может быть механическим, пневматическим, электрическим, гидравлическим или комбинированным (см. т. 1, пп. II.13 и II.14). Новые тенденции в краностроении привели к созданию кранов с полностью застекленной кабиной водителя, выполненной как кабина автомобиля общего

использования. Поворачивая сиденье водителя на  $180^\circ$ , можно перейти от управления передвижением машины к управлению работой кранового оборудования.

Согласно Правилам [О.51] и ГОСТ 22827—85 стреловые самоходные краны должны быть оборудованы приборами безопасности: ограничителем грузového момента, имеющим устройство для переключения крана на работу в соответствии с выбранной грузовой характеристикой (см. пп. VI.17 и VI.18); прибором, включающим звуковой сигнал оповещения о приближении стрелы крана к находящимся под напряжением проводам электрической сети или линий электропередач; элементом, предотвращающим включение механизма поворота, если поворотная часть механически зафиксирована относительно шасси, и др. [О.14, О.43, О.68, 1—5].

Расчетные моменты и мощность привода отдельных механизмов крана определяют по соответствующим формулам разд. VI. Расчетную мощность привода крана находят как суммарную для одновременно работающих механизмов, в том числе и вспомогательных. В автомобильных кранах мощность двигателя внутреннего сгорания является заданной и при работе крана полностью не используется. В однодвигательных приводах мощность двигателя в основном определяется затратами энергии на передвижение крана (о выборе двигателей см. в т. 1, разд. II, гл. 1 и 2). При расчете элементов кранов на прочность от наибольших напряжений и сопротивление усталости см. т. 1 и разд. V. В соответствии с ГОСТ 25546—82 стреловые самоходные краны имеют следующие группы режимов работы: краны, используемые при монтаже промышленного и энергетического оборудования, грузоподъемностью свыше 100 т — 1К, от 25 до 100 т — 2К; краны, предназначенные для погрузочно-разгрузочных и монтажно-строительных работ, грузоподъемностью до 25 т — 3К.

Существенной трудностью при проектировании стреловых самоходных кранов являются ограничения Правил дорожного движения и Правил технической эксплуатации железных дорог Союза ССР по габаритным размерам и нагрузке на ось (до 206 кН для железнодорожных кранов и до 98 кН для кранов на пневмоколесном ходу).

Стреловые самоходные краны, предназначенные для строительного-монтажных работ, устанавливают в соответствии с проектом производства работ кранами, в котором должны предусматриваться мероприятия согласно Правилам [О.51] или Правилам технической эксплуатации железных дорог Союза ССР (о подготовке площадки для работы кранов см. в работах [1, 2, 5]). На ненасыпном грунте естественной влажности минимальные расстояния от ближайшей опорной поверхности крана до бровки откоса можно принимать по данным табл. IV.5.1.

Сумма углов уклона площадки и наклона крана за счет осадки основания не должна превышать значения, указанного в паспорте крана, обычно  $1—3^\circ$  (определение давлений на опоры безрельсо-

**IV.5.1. Допускаемые расстояния (м) между бровкой котлована и ближайшей опорой крана [0.51]**

Глубина выемки, м	Грунт (ненасыпной)				
	песчаный и гравийный	супесчаный	суглинистый	глинистый	лессовый сухой
1	1,5	1,25	1	1	1
2	3	2,4	2	1,5	2
3	4	3,6	3,25	1,75	2,5
4	5	4,4	4	3	3
5	6	5,3	4,75	3,5	3,5

Примечание. Для осеннего и весеннего периодов руководствоваться данными таблицы не рекомендуется.

вого хода, см. в т. 1, п. I.24, об устойчивости кранов — в т. 1, п. I.22). Для повышения устойчивости во время крановой работы стреловые самоходные краны снабжают выключателями упругих подвесок или стабилизаторами [0.14, 0.66, 0.68, 2, 4]. При установке стреловых кранов на объекте и их передвижении прочность основания монтажной площадки должна удовлетворять максимальному опорному давлению, создаваемому краном (см. табл. IV.5.3 и IV.5.4).

Прочностные данные грунтового основания приведены в т. 1, п. I.24. Значения углов осадки некоторых типов гусеничных кранов в зависимости от их нагружения и прочности грунта см. в работе [5].

### IV.13. Железнодорожные краны

Железнодорожные краны должны отвечать нормам конструирования и правилам эксплуатации железнодорожного подвижного состава, в частности ГОСТ 9238—83 «Габариты приближения строений и подвижного состава железных дорог колеи 1520 (1524) мм» и Правилам технической эксплуатации железных дорог Союза ССР. Стреловые краны на рельсовом ходу не удовлетворяют требованиям данных норм и правил и могут эксплуатироваться только на внутризаводских железнодорожных путях.

Железнодорожные краны изготовляют преимущественно со стрелой постоянной длины, реже — с телескопической. Краны с телескопическими стрелами могут работать под путевыми токопроводами без обесточивания токоведущих проводов и используются кроме железнодорожного строительства для ликвидации последствий железнодорожных аварий.

Дизель-электрический привод наиболее полно отвечает условиям эксплуатации железнодорожных кранов, так как во многих случаях работа обеспечивается от постороннего источника тока

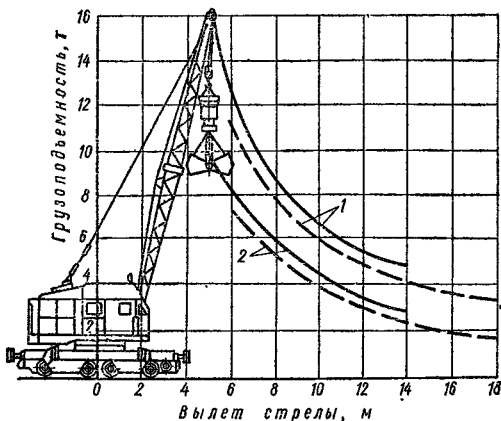
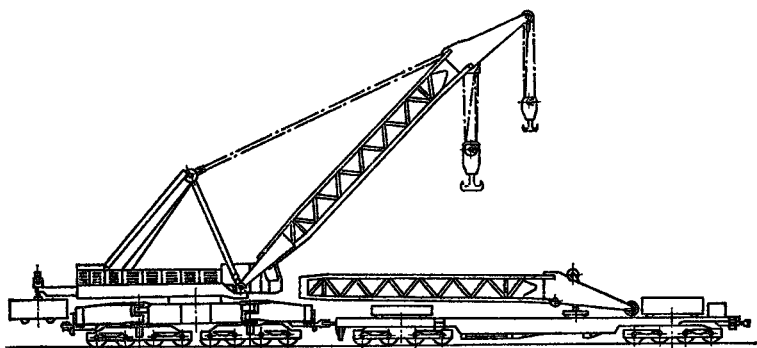


Рис. IV.5.2. Железнодорожный кран КДЭ-161 и его грузоподъемные характеристики при работе на выносных опорах 1 — с крюком; 2 — с грейфером; — — — стрела длиной 15 м; — — — то же 20 м

Рис. IV.5.3. Железнодорожный кран ЕДК-2000 грузоподъемностью 250 т (завод им. С. М. Кирова, ГДР)



#### IV.5.2. Технические характеристики железнодорожных кранов

Параметр	КДЭ-161	КДЭ-251
Грузоподъемность максимальная на выносных опорах (без выносных опор), т	16 (10)	25 (16)
Вылет при короткой стреле наименьший (наибольший), м	5 (14)	4,5 (14)
Наибольшая высота подъема при короткой стреле, м	14,2	13,5
Скорость подъема груза, м/мин	8,8	6,3
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2	1,5
Время подъема стрелы, с	37	60
Скорость передвижения крана:		
самоходом, м/мин	175	130
максимальная в составе поезда, км/ч		60
Мощность, кВт:		
дизеля		157
генератора		75
Масса укомплектованного крана, т	53	67

Примечание. Привод дизель-электрический.

<sup>2</sup> До 28,5 м с телескопической стрелой.

при наличии кабельной тележки, буксирного кабеля или токо-съемника. Энергозатраты при этом составляют 30—40 % затрат при использовании дизеля. Краны малой грузоподъемности снабжают иногда дизель-гидравлическим приводом.

Допускаемые нагрузки на ось у железнодорожных кранов в два раза превышают нагрузки кранов на пневмоколесном ходу, что позволяет использовать компактные короткие платформы, опирающиеся на четыре—восемь колесных осей. Приводные оси приводятся во вращение от специальных редукторов. В отдельных случаях при собственном приводе механизма передвижения кран может служить как маневровый локомотив.

Для перегрузочных работ применяют легкие и средние краны грузоподъемностью 16—80 т, которые могут быть оборудованы крюками, грейферами, электромагнитами (рис. IV.5.2). Стрелы кранов большой грузоподъемности (рис. IV.5.3) в транспортном положении располагают на специальной платформе, входящей в состав оборудования крана и предназначенной также для перевозки демонтированного противовеса. Стрелу в транспортном положении размещают на подвижной каретке, которая компенсирует изменение длины состава при движении по криволинейному участку пути и вызванное деформацией буферов сцепного устройства. Для свободного прохождения состава по криволинейным участкам пути шарнир стрелы, выполняемый подвижным, может изменять положение стрелы относительно поворотной части крана. Поворотную часть в этом случае жестко фиксируют.

Основные технические характеристики отечественных кранов КДЭ и кранов ЕДК производства ГДР приведены в табл. IV.5.2.

EDK-80/2	EDK-300	EDK-500	EDK-750	EDK-1000/2	EDK-2000
20 (15)	60 (30)	80 (50)	125 (40)	125 (125)	250 (—)
4 (25)	5,5 (14)	6,25 (21) *	6 (14)	8 (25)	8 (19)
11	13,7	17,5	9	22	17
8	3	3	2,9	2	1,1
1,55	1	1		0,5	
63	162	180	120	210	246
80	60		100	100	
	75			150	
58	102	125	160	160	316
				211	

Максимальная грузоподъемность железнодорожных кранов соответствует грузоподъемности крана ЕДК-2000.

Описание и технические характеристики кранов см. в работах [О.14, О.26, О.66, О.68, З, 4, 8].

#### IV.14. Краны на пневмоколесном ходу

**Автомобильные краны** (рис. IV.5.4, IV.5.5) (сюда не относятся краны по ГОСТ 24123—80 «Гидрокраны автомобильные консольные. Общие технические требования» и ГОСТ 23647—79 «Устройства грузоподъемные для контейнеров. Типы, основные параметры») состоят из поворотной платформы, на которой установлена

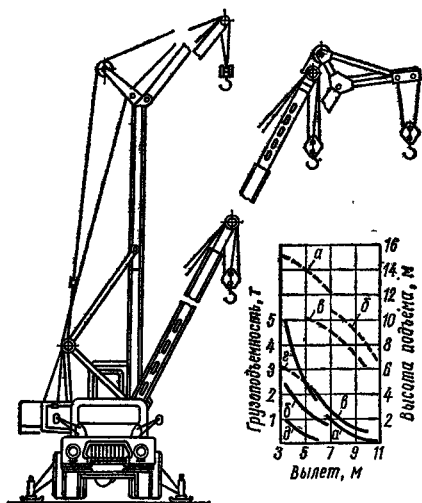


Рис. IV.5.4. Автомобильный кран КС-1562А с основным и дополнительным стреловым оборудованием и его грузы (—) и высоты (---) характеристики:

а — для башенно-стрелового оборудования; б — на стреле длиной 10,3 м с гуськом; в — на стреле длиной 10,3 м; г — на стреле длиной 6 м на выносных опорах; д — то же без выносных опор

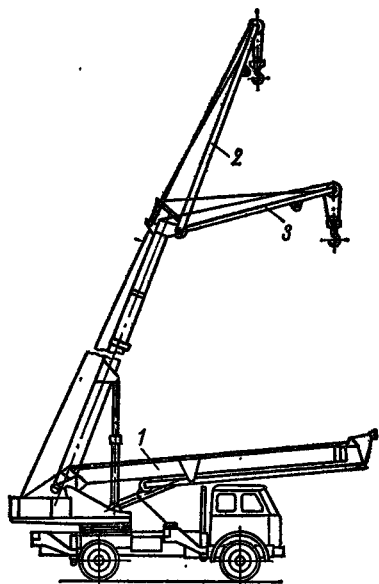


Рис. IV.5.5. Автомобильный кран КС-3571 с телескопической стрелой и гуськом  
1 — в транспортном положении; 2 — гусек как удлинитель стрелы; 3 — гусек

стрела и смонтированы рабочие механизмы, кабины машиниста, опорно-поворотного устройства и шасси грузового автомобиля. Для обеспечения устойчивости крана в конструкцию ходового устройства вводят дополнительную раму с выносными опорами (при работе без выносных опор грузоподъемность автомобильных кранов снижается до 80 %).

Серийно производит автомобильные краны грузоподъемностью 5—16 т (табл. IV.5.3) с дизель-механическим, электрическим и гидравлическим приводами (по ГОСТ 22827—85Q = 4; 6,3; 10; 16; 25 т). На выпускаемых в настоящее время автомобильных



кранах с механическим приводом применены приводы с реверсивно-распределительным механизмом. Кинематическая схема на рис. IV.5.6, а обеспечивает одновременную работу грузовой лебедки либо со стреловой лебедкой, либо с механизмом поворота, при этом реверсирование любого механизма вызывает реверсирование второго. Схема на рис. IV.5.6, б обеспечивает любое совмещение операций и независимое реверсирование механизмов. Для улучшения характеристик дизельного привода иногда применяют гидротрансформаторы [О.14, О.43, О.47].

Дизель-электрический привод — постоянного или переменного тока. В последнем случае часто предусматривают питание от внешней сети, что наряду с увеличением моторесурса двигателя внутреннего сгорания облегчает работу машиниста в холодное время, когда возникают трудности с запуском двигателя. Скорость при этом можно регулировать с помощью коробки передач, двухдвигательного привода с планетарным редуктором, командоконтроллерами.

Краны с механическим и электрическим приводами оборудуют всеми видами стрелового оборудования. На кранах с гидроприводом основным стреловым оборудованием является телескопическая стрела, которая может быть с гуськом. Стрелу можно выдвигать с грузом в соответствии с грузовой характеристикой.

Передвижение крана с грузом определенной массы допускается при условии, что стрела расположена над поперечной балкой задних аутригеров крана вдоль его продольной оси симметрии, а груз поднят на высоту не более 0,5 м.

Устройство и технические характеристики см. в работах [О.14, О.43, О.47, О.66, О.68, 1—3, 6], а грузовые характеристики с различным стреловым оборудованием — в работах [2, 3].

*Пневмоколесные краны* (рис. IV.5.7) снабжены ходовым устройством в виде специального шасси, изготовляемого с применением сборочных единиц от автомобилей, или оригинальной конструкции. Отечественные краны имеют от двух до пяти осей, в том числе две ведущие. На тяжелых машинах мосты собираются в балансирные тележки. Подвеска колес жесткая, что определяет скорость передвижения не выше 18 км/ч.

В пневмоколесных кранах силовую установку монтируют на поворотной части. Отечественные краны выпускают с дизель-электрическим приводом (рис. IV.5.8), реже — с механическим, в основном — с решетчатыми стрелами. В качестве дополнительного стрелового оборудования применяют удлиненные стрелы с гуськами и без них и несколько модификаций башенно-стрелового оборудования (с высотой подъема до 82 м по ГОСТ 22827—85).

В настоящее время отечественная промышленность выпускает краны грузоподъемностью 16—100 т (по ГОСТ 22827—85  $Q = 16; 25; 40; 63; 100$  т). В транспортном положении они могут иметь габаритные размеры, превышающие нормативные по Правилам

IV.5.3. Технические характеристики автомобильных, пневмоколесных и на специальном шасси автомобильного типа стреловых кранов

Параметр	Краны							
	автомобильные							
	КС-1562А	КС-2561Е	КС-3561А	КС-2571А	КС-3571	КС-3575А	КС-4571	КС-4561А
Грузоподъемность при вылете наименьшем (наибольшем), т:	5 (1,5)	6,3 (1,7)	10 (1,6)	6,3 (2,2)	10 (3)	10 (2,4)	16 (3,7)	16 (2,1)
	1 (0,25)	1,1 (0,16)	2,5 (0,4)	2 (0,2)	2,5 (0,5)	3 (0,5)	5 (1)	4,4 (1)
на выносных опорах				1,6	2,5	2,9	6	4,4
без выносных опор	1	1,6	2,5		2,5			
при передвижении с грузом на крюке	6	8	10	7,3 (11,3)	8 (14)	9,5 (15,5)	9,75 (21,75)	10
Длина стрелы *, м								
Вылет наименьший (наибольший), м	3,2 (6)	3,3 (7)	4 (10)	3,6 (6,8)	4 (7,2)	4 (8,6)	3,8 (8,45)	3,75 (10)
Высота подъема крюка наибольшая **, м	6	8	10	7,4 (12)	8 (14,2)	10,2 (16,2)	10,6 (22)	10
Скорость подъема крюка наибольшая (наименьшая), м/мин	12,6 (0,36)	13,1 (0,97)	10 (0,4)	13 (0,4)	10 (0,18)	15 (0,4)	8 (0,1)	7,2 (2,7)
Частота вращения наибольшей (наименьшая), мин <sup>-1</sup>	2,5 (0,075)	2,74 (0,39)	1,15 (0,065)	2 (0,3)	1,6 (0,3)	1,6 (0,4)	1,6 (0,1)	1,5 (0,3)
Скорость, м/мин: изменения вылета	14,8	13,7	—	—	15	—	10	4,3
телескопирования стрелы	—	—	—	8	—	20	—	—

Скорость передвижения крана, км/ч: рабочая	75	85	50	85	5	77	70	18	65
	14	20	20	20	14	16			
Преодолеваемый уклон пути, °									
Привод		Механический			Дизель-гидравлический				Дизель-электрический
	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	МАЗ-5334	ЗИЛ-130	МАЗ-5334	ЗИЛ-133ГЯ	Кра З-257К		
Базовое шасси ***							6X4		
Колесная формула			4X2						
Мощность двигателя шасси (поворотной части), кВт	85	110	135	110	135	155		175	
	80 (56)	105 (64)	192 (96)	110 (77)	216 (99)	-- (108)	123 (96)		183 (93)
Наибольшая нагрузка на выносную опору (ходовую ось), кН									
	8,35	10,6	13,2	9,5	9,8	11,3	11,57		14,02
Размеры в транспортном положении, м:									
	длина	2,45	2,5		2,49	2,5	2,67		2,5
ширина	3,35	3,65	3,8	3,2	3,38	3,27	3,35		3,8
высота									
Масса крана, т	7,4	8,7	13,8	10,68	14,96	15,61	24,4		22,7

Параметр	Краны						
	пневмоколесные			на специальном шасси			
	КС-4361А	КС-5363А	КС-8362	КС-5473	КС-6471		
Грузоподъемность при вылете наименьшем (наибольшем), т:					КС-8471		
на выносных опорах	16 (3,4)	25 (3,5)	100 (9)	25 (7)	40 (10)	63 (18)	100 (34)
без выносных опор	9 (2,3)	14 (2)	26 (7)	5 (1)	10 (0,8)	15,2 (2)	20 (0,6)
при передвижении с грузом на крюке	10	14	26	8	10	15,2	20
Длина стрел *, м	10,5	15		10 (24)	11 (27)	12,6 (38,5)	13,7 (47,7)
Вылет наименьший (наибольший), м	3,8 (10)	4,5 (13,8)	5,2 (15)	3,2 (8)	3,5 (9)	3,5 (10)	3,5 (11)
Высота подъема крюка наибольшая **, м	10	14	18	10 (22,6)	10,6 (26,7)	12,3 (38,5)	12,7 (47,7)
Скорость подъема крюка наибольшая (наименьшая), м/мин	20 (0)	6 (0,3)	3 (0,4)	11,6 (0,25)	9 (0,1)	10 (0,16)	7,2 (0,15)
Частота вращения наибольшей (наименьшей), мин <sup>-1</sup>	2,8 (0,4)	1,2 (0,1)	0,45 (0,05)	1,5 (0,1)		0,75 (0,05)	0,5
Скорость, м/мин: изменения вылета	—	—	—	—	—	—	—
гидроскопирования стрелы	—	—	—	12—25,8	6—12	5,3—10,6	4
Скорость передвижения крана, км/ч:							

рабочая транспортная	3	1,7	1	2,5	1,5
Преодолеваемый уклон пути,	18	17	8—20	60	50
Привод	15	13	10	15	12
Базовое шасси ***	—	—	—	—	—
Колесная формула	4×4	—	—	—	—
Мощность двигателя шасси (поворотной части), кВт	59	132,5	—	—	—
Наибольшая нагрузка на выносную опору (ходовую ось), кН	203 (155)	480 (190)	1110 (345)	270 (110)	397 (145)
Размеры в транспортном положении, м:	14	14,1	21,9	12	16
длина	3,15	3,37	3,56	2,5	2,75
ширина	3,93	3,9	4,3	3,6	3,8
высота	1,4	4	14; 30	1,5	4,8
Масса, т:	23	33	98; 114	27,8	44
противовеса	—	—	—	—	—
крана	—	—	—	—	—

\* В скобках указана длина полностью выдвинутых телескопических стрел.

\*\* В скобках приведена высота подвеса при полностью выдвинутых телескопических стрелах.

\*\*\* Характеристики базовых шасси см. в работе [2].

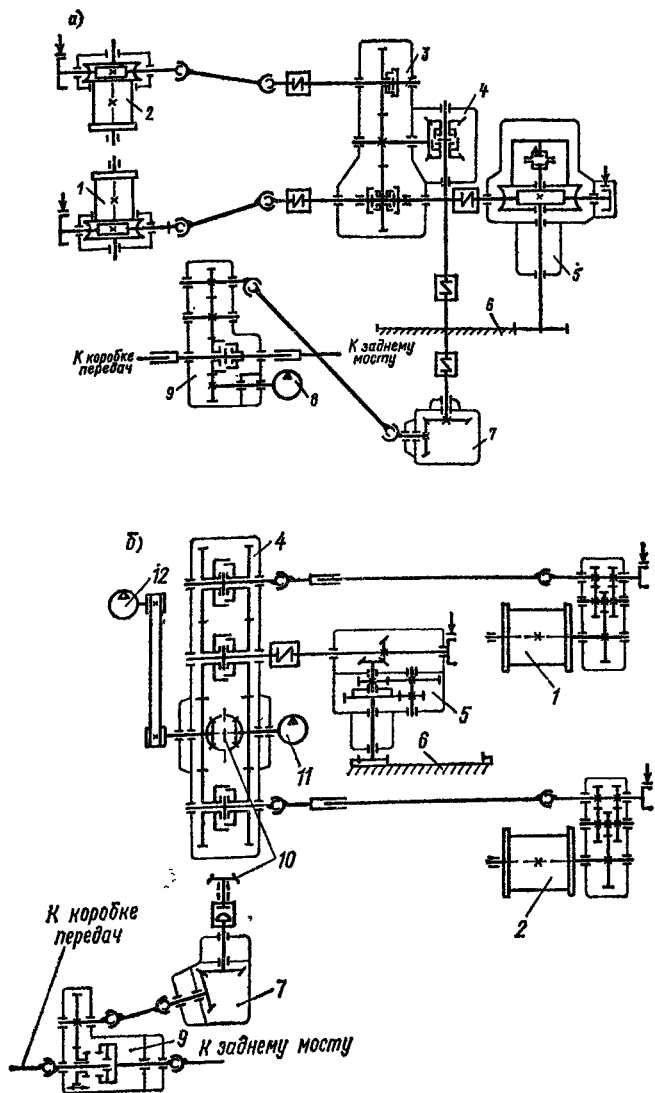


Рис. IV.5.6. Кинематические схемы кранов: а — КС-2561Е с гидравлическим приводом выносных опор; б — КС-1562А

1 — барабан механизма подъема стрелы; 2 — барабан механизма подъема груза; 3 — распределительная коробка; 4 — реверсивный механизм; 5 — механизм поворота; 6 — опорно-поворотное устройство; 7 — нижний конический редуктор; 8 — гидронасос; 9 — коробка отбора мощности; 10 — конические шестерни; 11 — насос подачи масла в компрессор; 12 — компрессор системы управления.

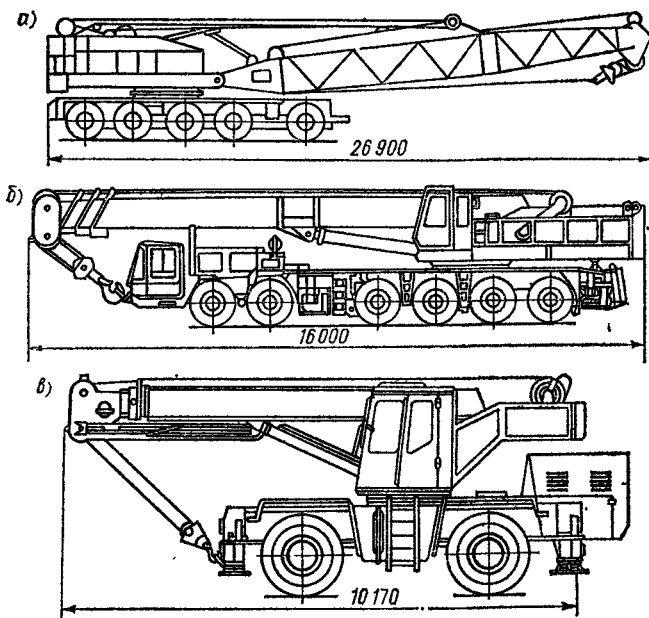


Рис. IV.5.7. Пневмоколесные краны КС-8362 (а), на специальном шасси автомобильного типа КС-7471 (б), на короткобазовом шасси КС-4372 (в)

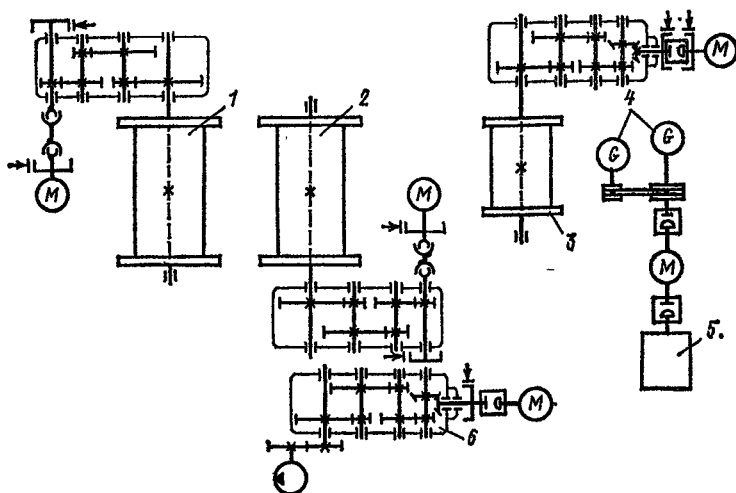


Рис. IV.5.8. Кинематическая схема механизмов крана КС-8362; расположенных на поворотной платформе

1 — барабан механизма главного подъема груза; 2 — барабан механизма вспомогательного подъема груза; 3 — барабан механизма подъема стрелы; 4 — генераторная группа; 5 — дизель; 6 — механизм поворота; М — электродвигатель

дорожного движения, в связи с чем требуется выбирать маршрут их транспортировки.

Краны на специальном шасси автомобильного типа, приспособленном к условиям работы крана, имеют два конструктивных исполнения. В первом случае конструкция кранов этого типа грузоподъемностью 25 и 40 т (см. табл. IV.5.3) аналогична конструкции автомобильных кранов. Во втором случае (при грузоподъемности 63 и 100 т) привод крановых механизмов осуществляется от отдельной силовой установки, расположенной на поворотной платформе (рис. IV.5.7, б); передвижением кранов управляют из кабины шасси.

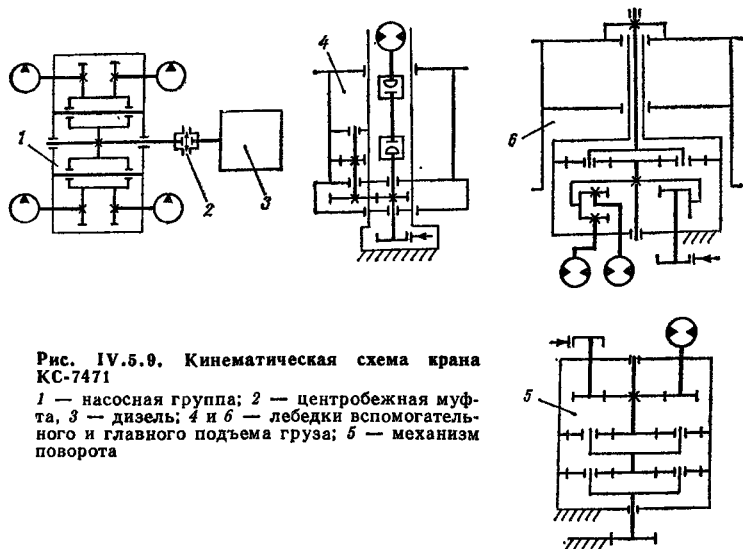


Рис. IV.5.9. Кинематическая схема крана КС-7471

1 — насосная группа; 2 — центробежная муфта, 3 — дизель; 4 и 6 — лебедки вспомогательного и главного подъема груза; 5 — механизм поворота

Многоосное шасси, обычно скомпонованное по тележечной схеме, с ведущими и управляемыми осями, имеющими жесткую и балансирующую подвеску, обеспечивает движение кранов по дорогам различной категории со скоростью до 60 км/ч (в отличие от тихоходных пневмоколесных кранов). По сравнению с автомобильными кранами они имеют лучшие грузовые характеристики при работе без выносных опор.

Все отечественные краны снабжены гидравлическим приводом (рис. IV.5.9), выносными опорами, телескопическими стрелами. Сменное стреловое оборудование — телескопические стрелы с удлинителями, управляемыми и неуправляемыми гуськами. Телескопирование секций стрелы можно производить с грузом в соответствии с грузовой характеристикой

Габаритные размеры и высокие мобильные свойства кранов КШ позволяют им двигаться в составе транспортных потоков. По железной дороге их транспортируют в собранном виде на четырех-



осной платформе, при этом с крана снимают кабину машиниста и закрепляют ее на раме шасси.

Отечественная промышленность выпускает краны КШ грузоподъемностью от 25 до 100 т (по ГОСТ 22827—85 предусмотрены  $Q = 25; 40; 63; 100; 160; 250$  т; наибольшая высота подъема со сменным рабочим оборудованием до 93 м).

Устройство и технические характеристики кранов КП и КШ см. в работах [О.14, О.66, О.68, 1—3, 5, 9], грузовые характеристики со сменным стреловым оборудованием — в работах [2, 3].

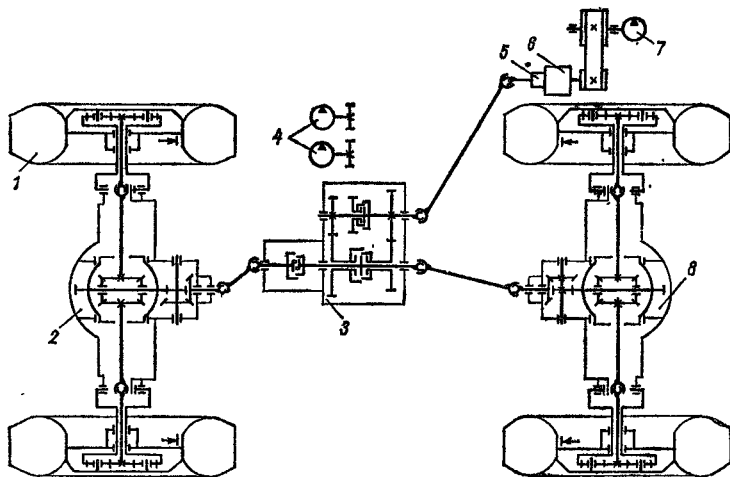


Рис. IV.5.10. Кинематическая схема ходового устройства крана КС-4372  
 1 — пневматическое колесо; 2 и 8 — передний и задний мосты; 3 — раздаточная коробка; 4 — гидронасосы; 5 — коробка передач; 6 — дизель;  
 7 — насос

Краны на короткобазовом шасси (см. рис. IV.5.7, в) обладают высокой маневренностью и проходимостью благодаря обим ведущим и управляемым мостам (рис. IV.5.10) (в зарубежных конструкциях система управления позволяет крану двигаться боком) и предназначены для работы в условиях стесненных и бездорожья. Транспортная скорость — до 40 км/ч.

Отечественной промышленностью выпущены опытные образцы короткобазовых кранов, в частности кран КС-4372. Эти краны снабжают гидроприводом и телескопическими стрелами, обычно они имеют одну кабину на поворотной платформе. По ГОСТ 22827—85 для этих кранов  $Q = 10; 16; 25; 40$  т. Конструкции этих пользующихся большим спросом кранов интенсивно развиваются как внедорожные и высокой проходимости. Описание и технические характеристики см. в работах [1, 9].

## IV.15. Гусеничные краны и краны на тракторах

Гусеничные краны по исполнению делятся на две группы: стреловые самоходные краны КГ по ГОСТ 22827—85, выполненные из оригинальных сборочных единиц типов МКГ, ДЭК, СКГ, КС (рис. IV.5.11, IV.5.12 и табл. IV.5.4; в табл. IV.5.4 приведены старые обозначения кранов, принятые до введения

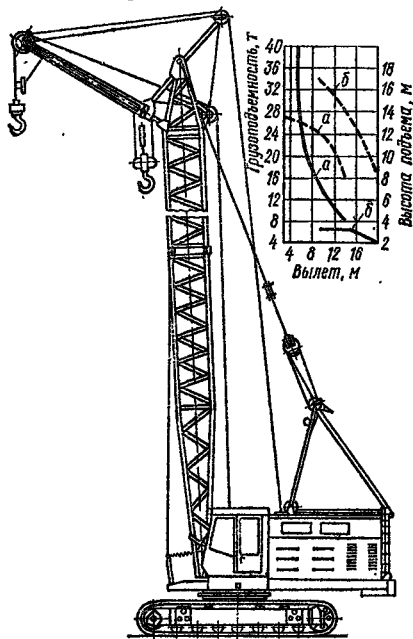


Рис. IV.5.11. Гусеничный кран МКГ-40 и его характеристики на стреле длиной 15,8 м для основного (а) и вспомогательного (б) подъемов

Характеристики: ———— высотные;  
- - - - - грузовые

Гусеничные краны имеют, как правило, дизель-электрический привод с возможностью питания электроэнергией от внешней сети (рис. IV.5.13). В странах Западной Европы и США применяют в основном комбинированный привод — гидропривод для неповоротной части и электропривод для поворотной.

В качестве основного стрелового оборудования краны КГ снабжают короткими и удлиненными стрелами с гуськами (в перспективе будут выпускать краны с телескопическими стрелами), башенно-стреловым оборудованием (с высотой подъема по ГОСТ 22827—85 до 110 м). По ГОСТ 22827—85 грузоподъемность кранов КГ  $Q = 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250$  т.

На короткие расстояния (до 10 км) гусеничные краны передвигаются самоходом со скоростью 3—0,7 км/ч, перевозятся на трейлерах (до 100 т) и железнодорожных платформах. Краны грузо-

ГОСТ 22827—85); краны, изготовленные на базе универсальных экскаваторов типа Э, например Э-1258Б, Э-2505, Э-2508. Универсальные экскаваторы-краны выпускают в небольших количествах и используют в основном на погрузочно-разгрузочных работах с небольшим объемом монтажных работ, где не требуется большой точности наводки груза [0.14, 1—3, 5].

Гусеничные краны среди безрельсовых кранов обладают наиболее высокой проходимостью и маневренностью (за исключением короткобазовых кранов). Низкое удельное давление на грунт (от 0,06 до 0,2 МПа), значительный опорный контур обеспечивают возможность движения машины по грунтовым площадкам. Недостаток их — большие удельные сопротивления передвижению и малые скорости.

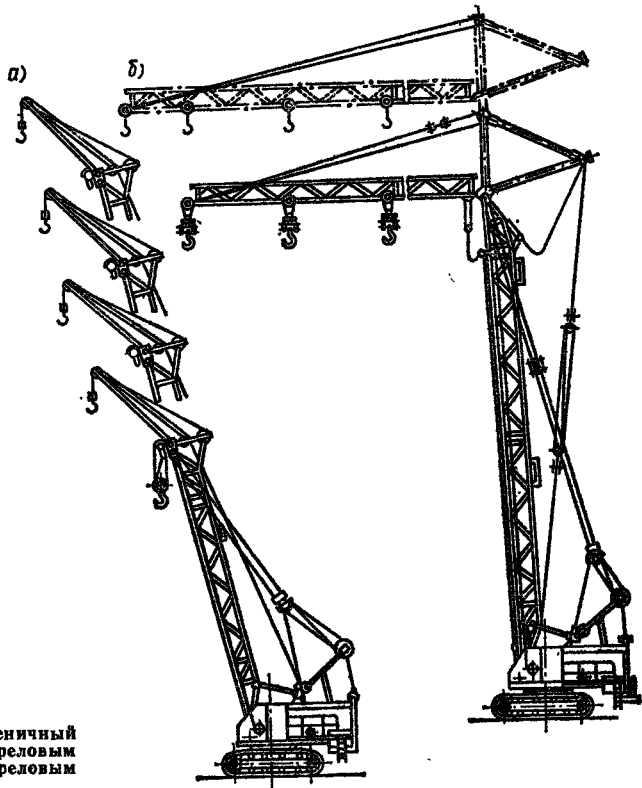


Рис. IV.5.12. Гусеничный кран СКГ-40/63 со стреловым (а) и башенно-стреловым (б) оборудованием

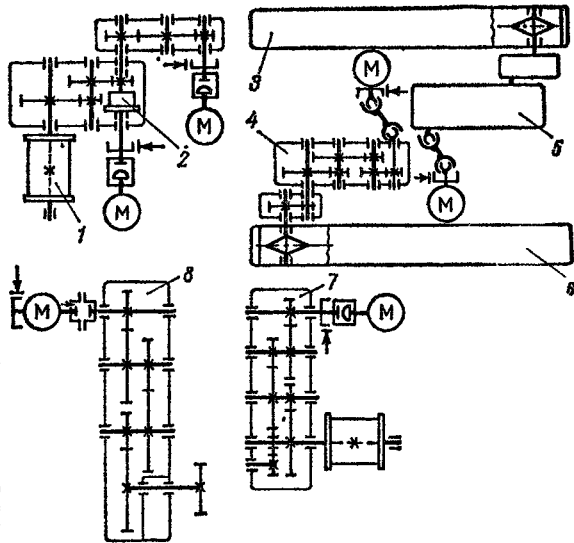


Рис. IV.5.13. Кинематическая схема крана СКГ-40/63  
 1 — барабан механизма главного подъема груза;  
 2 — планетарный редуктор;  
 3, 6 — гусеницы; 4, 5 — механизмы передвижения;  
 7 — лебедки вспомогательного подъема груза и подъема стрелы; 8 — механизм поворота

IV.5.4. Технические характеристики гусеничных кранов

Параметр	МКГ-25БР	ДЭК-251	МКГ-40	СКГ-40/63	ДЭК-50	СКГ-63/100	КС-8162
Грузоподъемность при вылете наименьшем (наибольшем), т: без выносных опор	25 (3,8)	25 (4,3)	40 (8)	40/63 (9/15)	50 (14,8)	63/100 (17/29)	90 (16,5)
при передвижении с грузом на крюке *	25			40	50	63	100
Длина стрелы, м	13,5	14	15,8	15/11,6	15	15,7/12	20
Вылет наименьший (наибольший), м	5 (13)	4,75 (14)	5 (14)	5/3,3 (14/10)	6 (14)	5,1/4 (14/10)	6 (18)
Высота подъема крюка наибольшая, м		13,5		14/11,2	13,3	15/10,7	19,6
Скорость подъема крюка наибольшая (наименьшая), м/мин	7,2 (0,36)	9,6 (0,6)	5 (0,24)	5,6 (0,42)	15,6 (5,3)	5 (0,4)	8,4 (3)
Частота вращения наибольшая (наименьшая), мин <sup>-1</sup>	1 (0,3)				0,3		
Скорость передвижения, км/ч	0,85	1	0,8	1	0,43	0,75	0,5
Преодолеваемый уклон пути, °	15		10	15	15	12	15
Мощность двигателя, кВт	79,5		81	88,5	79,5	110	118
Среднее давление на грунт, кПа: при работе	100	117	85	145	175	160	100
» движения без груза	60	72		86	113	98	—
Размеры в транспортном положении, м:							
длина гусениц	4,6	4,9	5,46	4,93	6	6,5	9,5
ширина	3,2-4,3	4,4	4,3	4,1	5	5,11	6,3
высота	3,9	4,3	4,27	4,3	5,3	4,3	4,67
Задний габарит, м	4,38	4,4	4,7	4	5	4,57	5,7
Масса, т:							
противовеса	5,6	7,2	16,5	29,7	14,4	29,2	29,5
крана	38,9	36,1	59,7	73,5	90,8	98,5/95,9	130

Примечание. Привод дизель-электрический

\* Движение с полным грузом разрешается при соблюдении особых условий, оговоренных в инструкции по эксплуатации, в остальных случаях грузоподъемность принимается равной 50 % наибольшей на данном вылете крюка.

IV.5.5. Технические характеристики стреловых кранов на тракторах

Параметр	КТС-5	КТС-5Э	МКТ-6	МКТ-6,3	КМТ-6,3
Грузоподъемность при наименьшем (наибольшем) вылете стрелы, т	5 (1,15)	5 (1,05)	6 (1,95)	6,3 (1,95)	6,3 (1,9)
Длина основной стрелы, м	10	12,4		6	
Вылет наименьший (наибольший), м	3 (10)			2,6 (6,5)	
Высота подъема при наименьшем (наибольшем) вылете, м	11 (6)	11,4 (6,8)	9 (5,5)	7,5 (5,5)	7,2 (3)
Скорость подъема, м/мин	13	6,4	3,8	5,8	4
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2	1	1,2	1	0,9
Скорость передвижения крана, км/ч: передний ход	2,25—9,6	2,4—10,1	2,25—7,4		3,16; 10,5
задний »	2,25—9,6	2,8—6,3	2,25—7,4		3,16; 10,5
Марка трактора		C-100		T-1000M	T-130
Привод	Механический		Дизель-электрический		
Мощность, кВт: дизеля		73,6		79,5	103
генератора				25	
Среднее удельное давление на грунт, кПа	71	90	80	200	130—250
Масса крана в рабочем состоянии, т	16,1	21,5	20,1	21,4	21

IV.5.6. Технические характеристики кранов-грубоуладчиков

Параметр	ТГ-61	ТГ-62	ТГ-123	ТГ-201	Т-3560М	ТГ-502
Грузоподъемность, т	6,3		12,5	20	35	50
Момент устойчивости, кН·м	160		340	490	736	1226
Вылет наибольший (наименьший), м	5 (1,5)		6 (1,5)	6 (1,5)		7,5 (1,5)
Высота подъема, м	4,85		5	5,4	5,8	7,3
Глубина опускания, м	3					
Скорость подъема (опускания) крюка, м/мин	8,3		8 (16,2)	5,8 (11,9)	8 (15)	9
Скорость передвижения, км/ч:						
вперед	1,84—6,5		2,16—6,3	2,05—6,75	2,09—6,37	0—10,6
назад	2,3—4,8		2,64—7,34	1,97—5,5	2,94	0—8,83
Среднее давление гусеницы на грунт (наибольшее), кПа	120	67	207	186	245	304
Максимальный диаметр поднимаемых труб, мм	426		720	1020	1220	1420
Марка базового трактора	ДТ-75Р-С3		Т-130Б	Т-130	Д804МХ,ЛК	ТТ-330
Привод		Дизель-Гидравлический			Механический	Дизель-гидравлический
Мощность двигателя, кВт	58,8		117		132	242
Габаритные размеры с придвинутой стрелой, м:						
длина	4,4		5,1	4,8	5,22	6,775
ширина	3,5	4,915	3,91	4,2	4,9	5,79
высота	6,2		6,92	7,27	7,86	9,99
Масса конструктивная, т	14,1	15,15	22	28	37	66,3

подъемностью до 25 т перевозят по железной дороге без разборки со снятой стрелой. Краны большой грузоподъемности перевозят с разборкой на сборочные единицы: поворотную платформу с механизмами и кабиной (должна вписываться в габарит I-T по ГОСТ 9238—83), ходовую раму, гусеничные тележки, стрелы, гуськи, вставки, противовес.

Технические характеристики и описание этих кранов см. в работах [О.14, О.66, О.68, 1—3, 5, 7].

*Стреловые краны на тракторах* представляют собой группу машин небольшой грузоподъемности (табл. IV.5.5). В качестве базы кранов обычно используют серийные гусеничные краны. На короткие расстояния или с объекта на объект краны переезжают собственным ходом (до 15 км/ч), при транспортировании на большие расстояния применяют трейлеры или железнодорожные платформы. Технические характеристики и описание этих кранов см. в работах [О.14, 3].

*Кран-трубоукладчик* состоит из базовой машины — гусеничного трактора, навесного подъемно-транспортного оборудования, системы управления и предназначен для удержания трубопровода при его очистке и изоляции, укладки трубопроводов в траншеи и т. д.

В отличие от других стреловых кранов трубоукладчик оборудуют боковой стрелой А-образной формы, грузовой момент на которой уравнивается обычно откидным контргрузом. Стрела трубоукладчика имеет два движения — подъем и опускание. Трубоукладчик может передвигаться с полной нагрузкой, соответствующей данному вылету.

Тракторные краны-трубоукладчики работают в режиме, отличном от режима работы обычных подъемных кранов. Так, основное условие их работы — это подъем несколькими трубоукладчиками одновременно сваренной плети трубопровода. Нагрузка, приходящаяся на каждый трубоукладчик, зависит не только от погонного веса трубопровода и расстояния между трубоукладчиками, но и от того, на какую высоту поднят груз, так как при этом меняется распределение нагрузки между отдельными машинами. На краны-трубоукладчики не распространяются Правила [О.51].

Технические характеристики кранов-трубоукладчиков приведены в табл. IV.5.6, их описание см. в работах [О.14, 5].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Епифанов С. П., Поляков В. И. Пневмоколесные и гусеничные краны. М.: Высшая школа, 1985. 312 с.
2. Зайцев Л. В., Улитенко И. П. Строительные стреловые самоходные краны. М.: Машиностроение, 1984. 256 с.
3. Машины для монтажных работ и вертикального транспорта/В. И. Поляков, А. И. Альперович, М. Д. Полосин, А. Т. Чистяков; Под ред. С. П. Епифанова. М.: Стройиздат, 1981. 381 с.

4. Мужичков В. И., Редников В. А. Грузоподъемные краны на железнодорожном ходу. М.: Транспорт, 1978. 433 с.

5. Трофимов А. П. Землеройные и подъемно-транспортные машины. Киев: Будівельник, 1978. 368 с.

#### *Автомобильные краны*

6. Строительные и дорожные машины. 1984, № 9; Cranes Today. 1982, N 115; Baupraxis. 1982. Vol. 34. N 12; Сумитомо дзюкикай гихо. Tech. Rev. 1984. Vol. 32. N 95; Chant. Fr. 1985. N 183; Fördern und Heben. 1985. Vol. 35. N 8; Tiefbau—Ing-Strassenbau. 1985. N 1; Constr. Tech. ed organiz. cant. 1986. Vol. 35. N 362.

#### *Гусеничные краны*

7. Технология и организация монтажа оборудования. М., 1984, Cranes Today. 1982. N 108; 1986. N 150; Baupraxis. 1982. Vol. 34. N 12; Tiefbau-Berufsgenoss. 1983. Vol. 95. N 2; Const. Plant and Equip. 1985. Vol. 13. N 4; Petrole et entrep. 1985. N 20; Int. Constr. 1985. Vol. 24. N 2; Int. Railway J. 1985. Vol. 25. N 9; Dtsch. Hebe und Fördertech. 1985. Vol. 31. N 12; Сумитомо дзюкикай гихо. Tech. Rev. 1985. Vol. 33. N 98. Baumaschinendienst. 1985. Vol. 21. N 11; 1986. Vol. 22. N 4; Chant. Fr. 1986. N 188.

#### *Железнодорожные краны*

8. Bundesbahn. 1982. Vol. 58. N 10; Transp. Dienst. 1985. Vol. 58. N 13; ETR: Eisenbahntech. Rdsch. 1986. Vol. 35. N 13.

#### *Краны пневмоколесные, на специальном шасси автомобильного типа и короткобазовом шасси*

9. Строительные и дорожные машины. 1984. № 7; 1985, № 7; Baupraxis. 1982. Vol. 34. N 12; Fördern und Heben. 1983, N 2; 1985. N 1, 9, 12; Transp. ind. 1984. Vol. 30. N 310; Cranes Today. 1984, N 133; Ind. — Anz. 1984. Vol. 106. N 93; Baumaschinen dienst. 1984. Vol. 20. N 11; 1986. Vol. 22. N 4; Dtsch. Hebe und Fördertech. 1985. Vol. 31. N 10; Chant. Fr. 1985. N 184; 1986, N 188; Quarry und Constr. 1985. Vol. 23. N 10; Verkehrsrun dschau. 1985. N 39; Kraftverkehr. 1985. Vol. 28. N 6; Int. Const. 1985. Vol. 24. N 2; 1985. Vol. 11. N 8.

## Глава 6

## Судовые и плавучие краны

---

### IV.16. Судовые краны

Судовые краны устанавливают в большинстве случаев стационарно на палубе транспортных судов и судов технического флота (например, на палубе тяжелых плавучих кранов, см. рис. IV.6.9) для работы со штучными (реже — сыпучими) грузами, перевозимыми на судах, и для вспомогательных операций.

В зависимости от типа судна судовые краны подведомственны Регистру СССР [0.50] или Речному Регистру [1].

*Судовые стреловые краны* (рис. IV.6.1) бывают электрическими (краны, изготавливаемые в СССР, имеют индекс КЭ) и электрогидрав-



лическими (КЭГ). Типы и параметры отечественных кранов (в частности, завода ПТО им. С. М. Кирова и Пролетарского завода [2]) даны в табл. IV.6.1.

Преобладающий тип стрелового устройства — прямая стрела с уравнительным полиспастом без противовеса, с полиспастным, винтовым или гидравлическим механизмом изменения вылета (см. разд. VI, гл. 5). Стрелу иногда выполняют с ломаной осью для возможности подъема груза большого габарита на малых вылетах. За рубежом имеются двухзвенные стрелы, каждое звено которых управляется своим гидроцилиндром, а также телескопические стрелы.

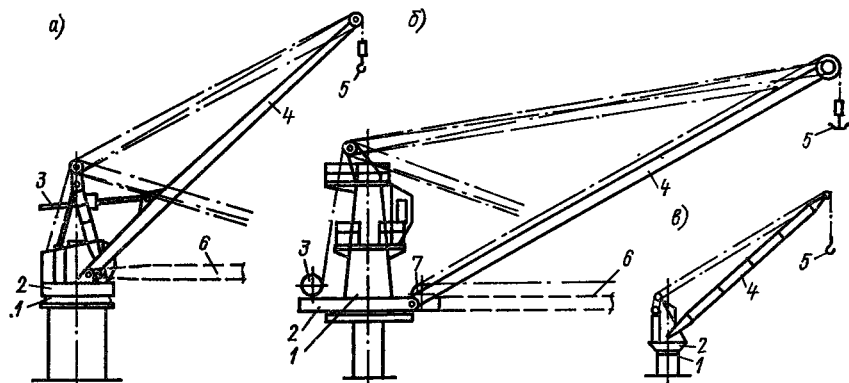


Рис. IV.6.1. Судовые краны: *а, б* — электрические; *в* — электрогидравлический; *а, в* — на опорно-поворотном круге; *б* — на колонне  
 1 — опорно-поворотный круг (*а, в*), колонна (*б*); 2 — платформа; 3 — механизм изменения вылета: винтовой (*а*), полиспастный (*б*); 4 — стрела; 5 — подвеска; 6 — стрела поперечному; 7 — механизм подъема

Наиболее распространенные на современных судовых кранах типы опорно-поворотного устройства — шариковый или роликовый опорно-поворотный круг (рис. IV.6.1, *а*) и неповоротная колонна (рис. IV.6.1, *б*) (см. разд. VI, гл. 4).

Механизмы подъема — обычного типа. В особых случаях применяют лебедки следящего действия для операций с грузом в условиях качки судна (см. разд. VI, гл. 2).

С 1 января 1986 г. введен ГОСТ 25938—83 «Краны поворотные палубные с переменным вылетом стрелы», распространяемый на электрические (КЭ), гидравлические (КГ) и электрогидравлические (КЭГ) краны, устанавливаемые на открытой палубе морских судов.

Примеры условного обозначения крана:

1) кран одинарный с электрогидравлическим приводом грузоподъемностью 12,5 т с наибольшим вылетом стрелы 18 м: *КЭГ 12518, ГОСТ 25938—83*;

2) то же для сдвоенного крана (два одинарных крана на общей платформе со стрелами, развернутыми в противоположные стороны): *2КЭГ 12518, ГОСТ 25938—83*.

IV.6.1. Основные параметры отечественных судовых кранов

Индекс крана	Грузоподъемность, т	Вылет наибольшей, м	Скорость		Суммарная установленная мощность, кВт	Масса, т
			подъема	изменения вылета		
м/с (м/мин)						
КЭ 32-2		14	1 (60)	0,416 (25)	0,167 (1,6)	55
КЭ 32-8	3,2	12	0,167 (10)	0,23 (10)	0,083 (0,8)	20
КЭ 45		14	1,08 (65)	0,187 (11,2)	0,167 (1,6)	55
КЭ 16-6 *	12,5	16	0,23 (14) 0,01 (0,6)	0,1 (6)		62
КЭ 29-1 *	8	15	0,23 0,025 (1,5)	0,1	0,052 (0,5)	40
КЭ 39 *	16	15	0,2 (12)	0,093 (5,6)		61
КЭ 39-2 *	16	20	0,013 (0,8)	0,175 (10,5)		61
КЭГ 5	1	9	0,333 (20)	0,167 (10)	0,131 (1,25)	14,5
КЭГ 8014	8	14	0,46 (28)			47
КЭГ 8018	8		0,46	0,4 (24)	0,125 (1,2)	47
КЭГ 12518	12,5	18	0,6 (36)			85
2КЭГ 12518	2×12,5		0,6		0,063 (0,6) **	2×85
КЭГ 63028 ***	63/25/15 10/5	12/25/28 35/39	0,266 (16) 1,16 (96)	0,19 (11,4)	0,052 (0,5)	200

\* Скорость подъема: в числителе — основная, в знаменателе — посадочная.

\*\* При двоянной работе.

\*\*\* Значения над чертой соответствуют главному подъему, под чертой — вспомогательному подъему.

ГОСТ 25938—83 предусматривает номинальные грузоподъемности: одинарных кранов — 1,6; 3,2; 5; 8; 12,5; 16; 20; 25 т, сдвоенных кранов —  $2 \times 8$ ;  $2 \times 12,5$ ;  $2 \times 16$ ;  $2 \times 20$ ;  $2 \times 25$  т. Скорость подъема и спуска малых грузов и порожнего крюка должна вдвое превышать номинальную скорость, минимальная (посадочная) скорость спуска номинального груза — не более 10 % номинальной. Краны должны быть работоспособными при крене судна  $5^\circ$ , дифференте  $2^\circ$  (см. т. 1, п. 1.22), ветровом давлении в продольном и поперечном направлениях 400 Па, бортовой качке с амплитудой до  $2^\circ 30'$  и периодом не менее 8 с (см. т. 1, п. 1.9).

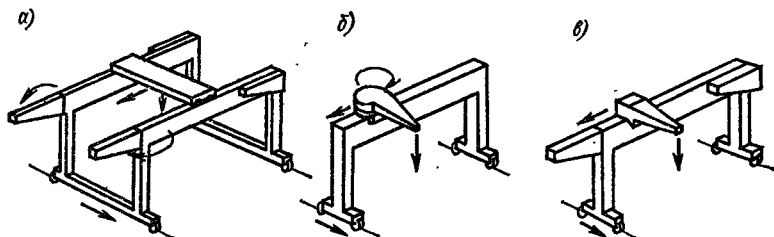


Рис. IV.6.2. Судовые контейнерные краны фирмы «Хэгглюндс» (Hägglunds; Швеция): *а* — с двухбалочным мостом с откидными консолями; *б* — с однобалочным мостом (двухстоечным порталом) без консолей и угловой тележкой с поворотной стрелой; *в* — с однобалочным мостом с откидными консолями и угловой тележкой

В конструкции должна быть предусмотрена возможность укладки по-походному. Краны должны сохранять работоспособность после длительного воздействия крена до  $15^\circ$ , дифферента до  $5^\circ$ , силы ветра 11 баллов, ветрового давления до 2000 Па, бортовой качки с амплитудой до  $40^\circ$ , температуры до  $-50^\circ\text{C}$ . Отклонение траектории груза от горизонтали при изменении вылета при положении судна на ровном киле  $\pm 3,5\%$  диапазона изменения вылета. Конструкция должна обеспечивать неограниченный угол поворота. В зависимости от расположения крана на судне допускается ограничение угла поворота.

На судовые краны речных судов ГОСТ 25938—83 не распространяется. Конструкции судовых кранов речных судов принципиально не отличаются от рассмотренных. Известны также судовые краны на катучем портале, перемещающиеся вдоль судна (см., например, работу [0.47]). Описание судовых кранов см. в работе [3].

Судовые контейнерные краны устанавливают на судах-контейнеровозах для независимой от портовых средств погрузки и выгрузки контейнеров. Эти краны имеют мост (портал), перемещаемый по рельсам на палубе судна, с откидными консолями (рис. IV.6.2, *а*, *в*) или без них (*б*), с опорной (рис. IV.6.2, *а*) или угловой (рис. IV.6.2, *б*, *в*) тележкой, часто имеющей поворотную стрелу (рис. IV.6.2, *б*), что позволяет делать портал без консолей. Известны также краны с передвижным двухстоечным рамно-

башенным порталом без консолей (типа представленного на рис. III.3.1, в в т. 1) и поворотной стрелой, опирающейся на короткую башню, установленную в середине ригеля портала. Грузоподъемность и скорость судовых контейнерных кранов аналогичны складским контейнерным перегружателям (см. п. IV.10). Иногда применяют механизм разворота спредера, сохраняющий его ориентировку параллельно диаметральной плоскости судна при любом угле поворота стрелы.

#### IV.17. Плавающие краны

Плавающие краны состоят из верхнего строения и понтона. На плавающих кранах предусмотрены помещения для команды и ремонтных мастерских. Краны, имеющие грузоподъемность 5—25 т, предназначены для массовых перегрузочных работ, а большой грузоподъемности — для перегрузки тяжеловесов, строительных, монтажных, судостроительных и аварийно-спасательных работ.

Верхние строения плавающих кранов поворотные или (реже) неповоротные. Поворотное верхнее строение при вращении не должно выходить за габариты понтона.

Плавающие краны могут быть самоходными и несамоходными. Привод плавающих кранов — дизель-электрический, реже — дизельный, иногда — паровой. Возможно также питание электроэнергией с берега. Дизель-электрическую станцию устанавливают чаще на понтоне с питанием поворотной части через кольцевой токоприемник.

Понтоны преимущественно стальные, редко — железобетонные. Чаще они имеют прямоугольную форму с плоским горизонтальным или наклонным днищем. Размеры понтонов принимают из условий ограничения углов крена и дифферента (см. т. 1, п. I.22). Для поворотных кранов с высокой угловой скоростью, кроме того, учитывают рыскливость (способность понтона вращаться под действием вращающего момента) [О.6, 4]. Ширина понтона часто ограничена размерами каналов и шлюзов и обычно равна 0,35—0,6 его длины. Для улучшения остойчивости центр тяжести (ц. т.) верхнего строения должен быть возможно ниже. Понтоны оборудуют швартовными и якорными устройствами (брашпилями, шпильями, лебедками) [О.32], которые используют во время работы для передвижения кранов на малые расстояния.

*Плавающие краны для массовых перегрузочных работ* (рис. IV.6.3, IV.6.4) несамоходные имеют грузоподъемность 5—25 т, постоянную по вылету, и наибольший вылет 30—36 м. Их применяют для перегрузки сыпучих и штучных грузов, погрузки на суда подводных строительных материалов и для очистки акватории. Перегрузочные плавающие краны, работающие на внутренних водных путях, подведомственны Речному Регистру [1]. Поворотную часть обычно устанавливают стационарно (чаще — ближе к краю, реже — посередине понтона), изредка [О.59] делают катушей.

Основные параметры, в частности скорость механизмов перегрузочных плавучих кранов (табл. IV.6.2), технические требования и нормы безопасности должны соответствовать ГОСТ 5534—79 «Краны плавучие. Технические требования», распространяемому

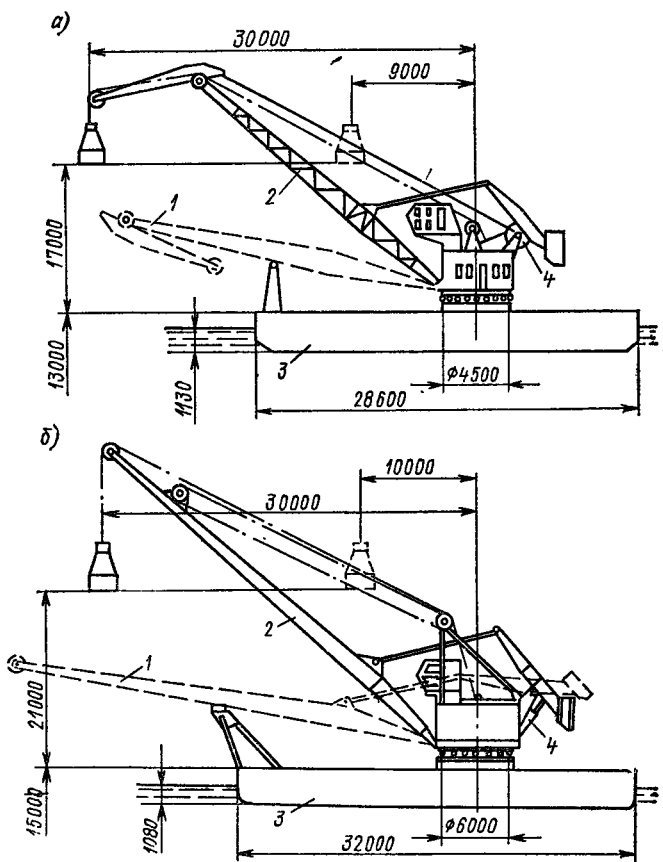


Рис. IV.6.3. Перегрузочные плавучие краны грузоподъемностью 5 (а) и 16 т (б); спроектированные Ленгипроречтрансом по ГОСТ 5534—79

1 — стреловое устройство по-походному; 2 — стреловое устройство; 3 — понтон; 4 — механизм изменения вылета

на самоходные грейферно-крюковые полноповоротные краны, верхнее строение которых не перемещается по понтону.

Пример условного обозначения плавучего крана грузоподъемностью 16 т: *Кран плавучий 16, ГОСТ 5534—79.*

Плавучие грейферные краны грузоподъемностью 25 т со скоростью подъема 100 м/мин [7] имеют большую производительность. О выборе оптимальных скоростей грейферных плавучих кранов см. в работе [7].

На перегрузочных плавучих кранах применяют уравновешенные шарнирно-сочлененные стреловые устройства (рис. IV.6.3, а, IV.6.4) и прямые стрелы с уравнительным полиспастом (рис. IV.6.3, б) с близкой к горизонтальной траекторией груза при изменении вылета (см. т. 1, п. III.11, разд. VI, гл. 5). На кранах последних лет выпуска чаще применяют листовые коробчатые стрелы. Во избежание утяжеления стрелы и противовеса на кранах грузоподъемностью 5 т вместо коробчатых стрел используют решетчатые (рис. IV.6.3, а) [О.55], а для разгрузки стрелы

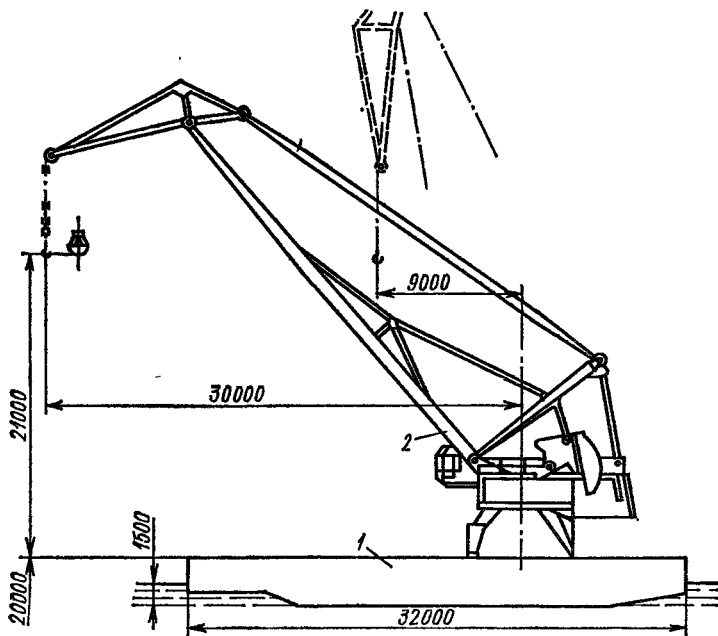


Рис. IV.6.4. Перегрузочный плавучий кран грузоподъемностью 16 т («Ганц», Венгрия)  
1 — понтон; 2 — стреловое устройство

от кручения предусматривают универсальный шарнир стрелохобот, допускающий поворот хобота (коробчатого) относительно продольной оси стрелы. Конструкцию шарнира см. в работе [О.58].

Опорно-поворотные устройства перегрузочных кранов — многокатковые (рис. IV.6.3, а, б) и с поворотной колонной (рис. IV.6.4).

Механизмы подъема — грейферные лебедки с независимыми барабанами и дифференциальными переключателями (см. п. VI.4). Согласно ГОСТ 5534—79, предусмотрена уменьшенная скорость посадки грейфера на груз, составляющая 20—30 % основной скорости. Возможна замена грейфера крюковой подвеской.

Механизмы поворота (один или два) чаще имеют цилиндрические редукторы с многодисковыми муфтами предельного мо-

#### IV.6.2. Основные параметры перегрузочных плавучих кранов

Параметр	Краны по ГОСТ 5534—79			«Ганц» (Ganz)	«Блейхерт» (Bleichert)
	5	16	25	16	15
Грузоподъемность, т					
Вылет, м:					
наибольший		30			25
наименьший	9	10	11	9	8
Высота подъема крюка от уровня воды, м, не менее	18,5	22,5	25	21 *	15 *
Глубина опускания грейфера ниже уровня воды, м, не менее	11	13	20	20 *	12 *
Высота в походном положении от уровня воды, м, не более	10		12	9	12
Ширина понтона, м	12		16	15,6	13,98
Осадка крана, м, не более	1,15	1,3		1,5	1,8
Скорость, м/с (м/мин):					
подъема	1,17 (70)	0,75 (45)		0,83 (50)	0,75
посадки, не более		0,25 (15)			
изменения вылета	1 (60)	0,75 (45)		0,137 (1,3)	0,67 (40)
Частота вращения, с <sup>-1</sup> (мин <sup>-1</sup> )		0,125 (1,2)			0,147 (1,4)
Класс судна [1]			0		М
Масса верхнего строения **, т	92,5	186,6	Нет данных	227	182
Водоизмещение с полным запасом топлива **, т	348	499	То же	634	847
Режим работы двигателя механизма и ПВ **, %:			*		
подъема	Т, 40	ВТ, 60		ВТ, 65	ВТ, 60
изменения вылета	С, 25	Т, 60		Т, 40	
поворота	Т, 40			ВТ, 60	Т

\* От палубы понтона.

\*\* ГОСТ 5534—79 не регламентируется, приводится по данным работы [О, 55].

мента и открытую зубчатую или цевочную передачу (см. разд. VI, гл. 4).

Механизм изменения вылета — секторный с установкой секторов на рычаге противовеса (рис. IV.6.3, а, IV.6.4) или гидравлический с гидроцилиндром, соединенным с платформой, и штоком, соединенным с рычагом противовеса (рис. IV.6.3, б). Известны краны с винтовым механизмом изменения вылета [О.55]. Конструкции механизмов изменения вылета см. в п. VI.14.

Плавучие перегрузочные грейферные краны в речных и морских портах эксплуатируют весьма интенсивно. Для механизмов

подъема значения ПВ достигают 75—80 %, механизмов поворота — 75 %, механизмов изменения вылета — 50 %, число включений в час — 600 [9, с. 167—168].

В случае транспортировки по внутренним водным путям габаритная высота крана в походном состоянии должна соответствовать ГОСТ 5534—79 и назначаться с учетом подмостных размеров и возможности прохода под воздушными линиями электропередач (см. табл. IV.6.2).

Описание плавучих перегрузочных кранов см. в работах [О.55, 13].

*Плавучие краны большой грузоподъемности* бывают самоходными, с крыльчатыми движителями или гребными винтами. Крыльчатые движители не требуют рулевого устройства и могут перемещать кран вперед, назад, вбок (лагом) или разворачивать на месте [9, с. 122—125]. Скорость движения обычно 11—13 км/ч, иногда 20 км/ч. Эти краны имеют высокие мореходные качества, допускают укладку стрелы по-походному, размеры палубы рассчитаны на транспортировку тяжелых грузов. Мореходные краны имеют понтоны с судовыми обводами, на ряде тяжелых кранов применены катамаранные понтоны («Кер-оглы» грузоподъемностью 250 т; кран фирмы «Вяртсиля», Финляндия, грузоподъемностью 600 т и др.) [9, с. 47—50].

Краны различаются в зависимости от их назначения [9, с. 17—25].

1. Универсальные краны выполняют перегрузку тяжеловесов в портах, монтажные и строительные работы при постройке судов, судоремонте и строительстве ГЭС, аварийно-спасательные работы. Эти краны имеют полноповоротные верхние строения. Грузоподъемность — от 60 (кран «Астрахань», рис. IV.6.5) до 500 т, например: «Черноморца» — 100 т (рис. IV.6.6), «Севастопольца» — 140 т (рис. IV.6.7), «Богатыря» — 300 т (рис. IV.6.8), «Богатыря-М» — 500 т.

2. Специализированные краны для судоподъемных и аварийно-спасательных работ и монтажа крупногабаритных тяжеловесных конструкций, как правило, неповоротные. Примерами таких кранов могут служить: «Волгарь»,  $Q = 1400$  т; «Витязь»,  $Q = 1600$  т (рис. IV.6.9), подъем груза весом 1600 т производят с привлечением лебедки 3 палубных талей, «Магнус» (*Magnus*, ФРГ) грузоподъемностью от 200 до 1600 т (рис. IV.6.10), «Балдер» (*Balder*, Голландия),  $Q = 2000-3000$  т (рис. IV.6.11). Об использовании плавучих кранов для подъема затонувших судов см. в работе [12].

3. Крановые суда для снабжения морских нефтепромыслов и строительства нефте- и газопромысловых сооружений на шельфе обычно имеют поворотные верхние строения, значительные вылет и высоту подъема и способны обслуживать стационарные буровые платформы. К таким кранам относятся, например, «Якуб Казимов» ( $Q = 25$  т), «Кер-оглы» ( $Q = 250$  т) [О.59]. В связи с освое-



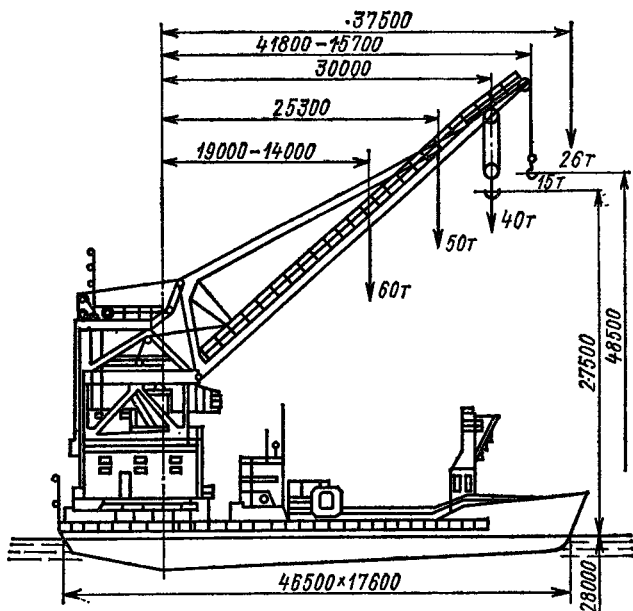


Рис. IV.6.5. Плавающий кран «Астрахань» грузоподъемностью 60 т (завод ПТО им. С. М. Кирова)

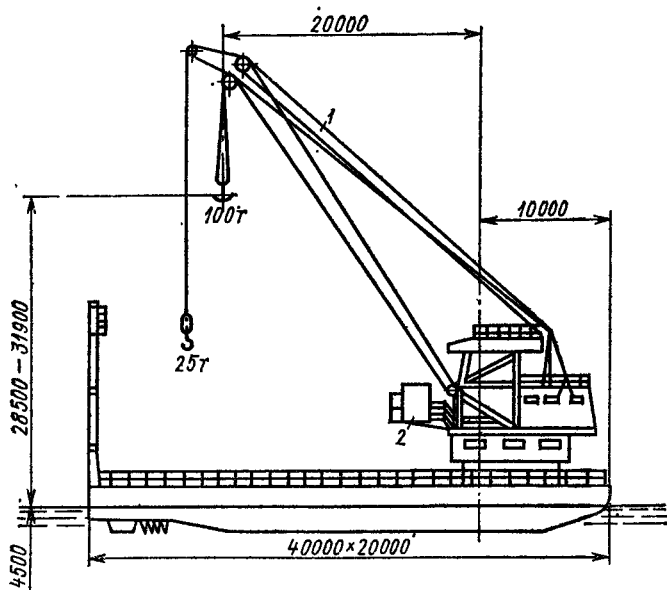


Рис. IV.6.6. Плавающий кран «Черноморье» грузоподъемностью 100 т (Севастопольский морской завод им. С. Орджоникидзе)  
1 — полиспастный механизм изменения вылета; 2 — кабина управления

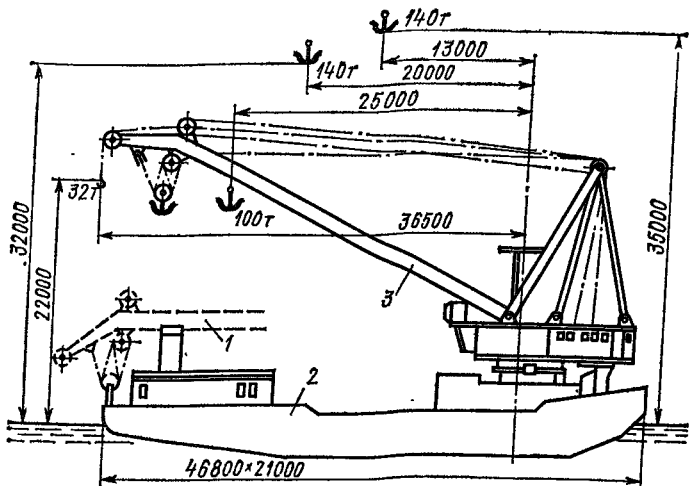


Рис. IV.6.7. Плавающий кран «Севастополь» грузоподъемностью 140 т (Севастопольский морской завод им. С. Орджоникидзе)  
 1 — стрела по-походному; 2 — понтон; 3 — стрела

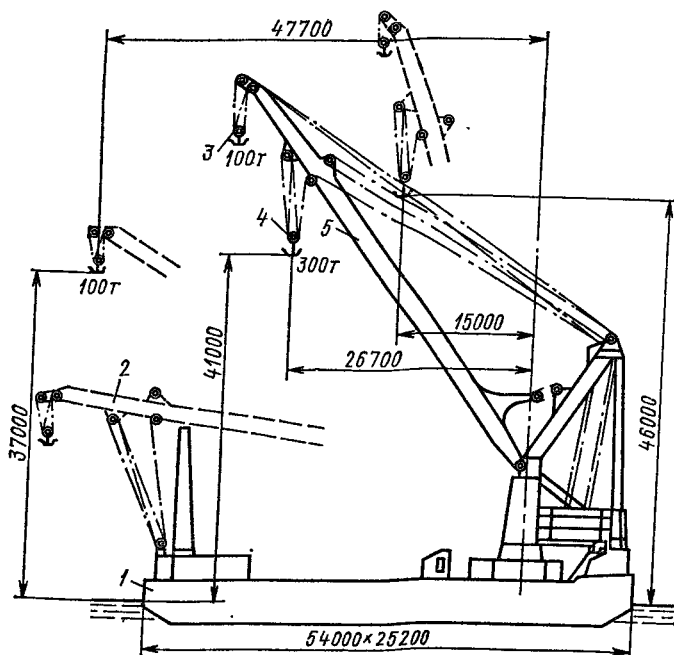


Рис. IV.6.8. Плавающий кран «Богатырь» грузоподъемностью 300 т (Севастопольский морской завод им. С. Орджоникидзе)  
 1 — понтон; 2 — стрела по-походному; 3 — подвеска вспомогательного подъема; 4 — подвеска главного подъема; 5 — стрела

нием континентального шельфа отмечается тенденция к росту параметров кранов этой группы (грузоподъемности — до 2000—2500 т и более) [9, с. 44—46].

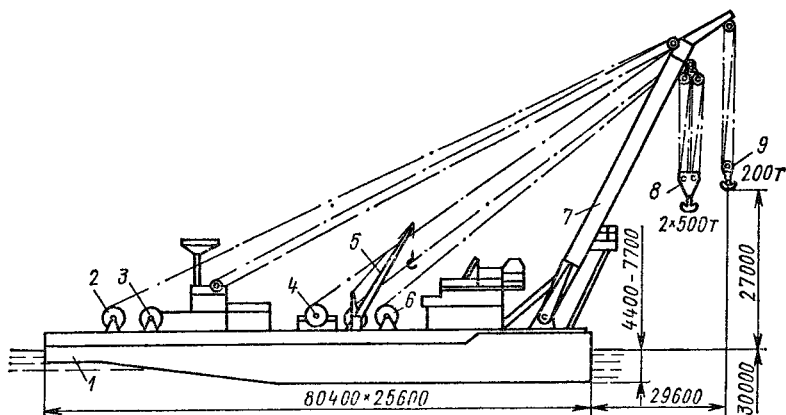


Рис. IV.6.9. Плавающий кран «Витязь» грузоподъемностью 1600 т (Севастопольский морской завод им. С. Орджоникидзе)

1 — понтон; 2 — лебедка изменения вылета; 3 — лебедка палубных талей грузоподъемностью  $2 \times 200$  т, используемая при подъеме грузов весом 1600 т; 4 — лебедка вспомогательного подъема; 5 — судовой кран; 6 — лебедка главного подъема; 7 — стрела; 8 — подвеска главного подъема; 9 — подвеска вспомогательного подъема

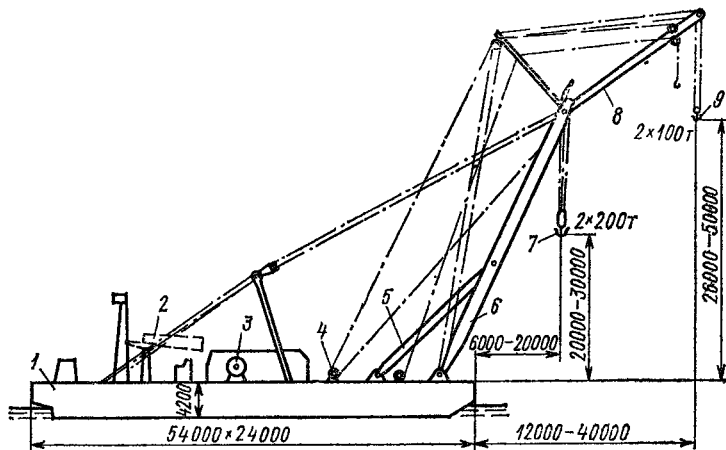


Рис. IV.6.10. Плавающий кран «Магнус» грузоподъемностью 800 т (HDW, ФРГ)

1 — понтон; 2 — стрела по-походному; 3 — палубная лебедка; 4 — лебедка на-клона гуська; 5 — подкос; 6 — стрела; 7 — подвеска главного подъема; 8 — гу-сек; 9 — подвеска вспомогательного подъема

Для отечественного краностроения характерно стремление к созданию универсальных кранов [6], а для зарубежного — узкоспециализированных кранов [9, с. 17—21]. Плавающие краны большой грузоподъемности подведомственны Регистру СССР [О.50]. Об их динамических испытаниях см. в работе [8].

Основные параметры плавучих кранов, изготовленных Севастопольским морским заводом им. С. Орджоникидзе и Ленинградским заводом ПТО им. С. М. Кирова, даны в табл. IV.6.3.

Преобладающий тип стрелового устройства плавучих кранов большой грузоподъемности — прямая стрела с уравнильным

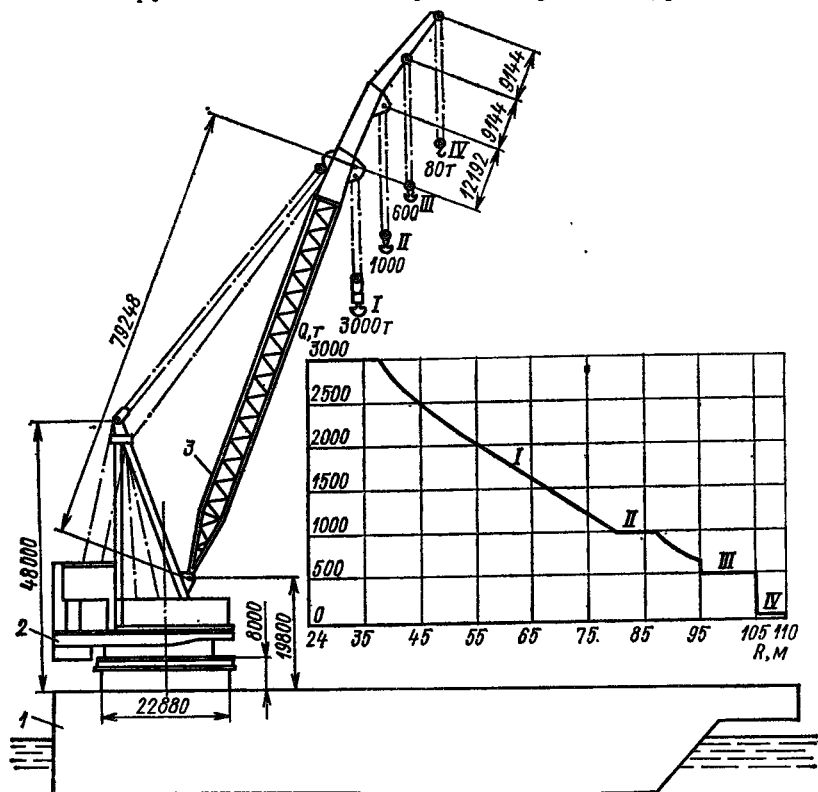


Рис. IV.6.11. Плавучий кран «Балдер» грузоподъемностью 3000 т («Густо», Голландия) и график изменения допустимой грузоподъемности  $Q$  в зависимости от вылета  $R$

1 — понтон; 2 — поворотная платформа; 3 — стрела; I — IV — крюковые подвески

полиспастом; реже, на некоторых зарубежных кранах применяют шарнирно-сочлененные стреловые устройства (см. т. 1, п. III.11). Для исключения запрокидывания прямых стрел морских кранов при волнении, под действием сил инерции и ветра, а также при обрыве или сбросе груза стрелы оснащают предохранительными устройствами в виде ограничительных упоров или специальных систем уравнивания [11]. У кранов «Магнус» стрела с грузом удерживается жестким подкосом (см. рис. IV.6.10). Применение шарнирно-сочлененных стрел для морских плавучих кранов сопряжено с трудностями укладки их по-походному.

По мере развития конструкций стрел был осуществлен переход от решетчатых и безраскосных стрел к сплошностенчатым (коробчатым, реже — трубчатым) стрелам (см. т. 1, п. III.11) в балочном или вантовом исполнении. Известны, однако, решетчатые стрелы некоторых зарубежных кранов очень большой грузоподъемности (рис. IV.6.11). При модернизации кранов базовые стрелы часто удлиняют дополнительными вантовыми стрелами (рис. IV.6.12), что позволяет значительно увеличить наибольшие вылет и высоту подъема и одновременно обеспечить широкую унификацию с базовой моделью [10].

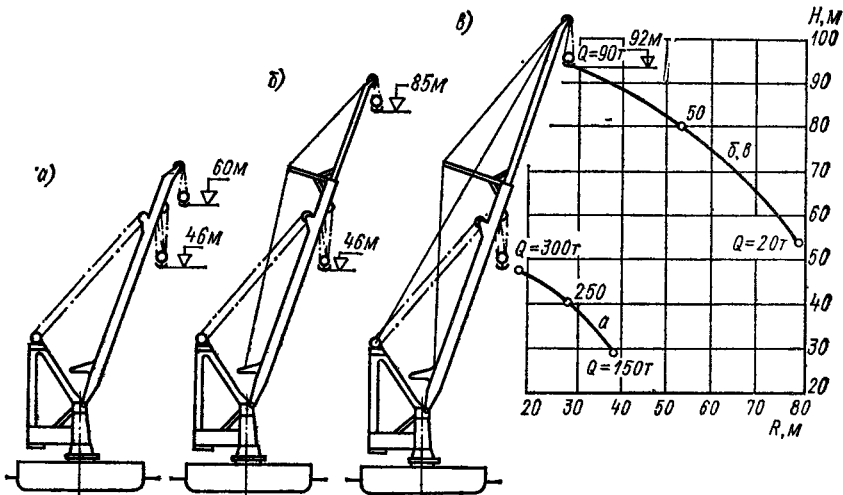


Рис. IV.6.12. Плавающие краны: а — «Богатырь»; б — «Богатырь-3» с дополнительной стрелой; в — «Богатырь-6» с удлиненной дополнительной стрелой  
 Q — допустимая грузоподъемность на вылете R; H — высота подъема

Основные типы опорно-поворотных устройств плавающих кранов большой грузоподъемности — поворотная и неповоротная колонна, многокатковый поворотный круг, опорно-поворотный круг в виде двухрядного роликового подшипника (см. п. VI.9). Отмечается тенденция к росту применения опорно-поворотных кругов в виде роликовых подшипников на кранах грузоподъемностью до 500 т. На более тяжелых кранах пока используют многокатковые поворотные круги, ведутся работы по созданию для таких кранов сегментных роликовых подшипников [9, с. 150—154]. Типы конструкций механизмов плавающих кранов большой грузоподъемности см. в разд. VI, гл. 2, 4, 5].

Для механизмов подъема плавающих кранов очень большой грузоподъемности (рис. IV.6.13) характерна большая канатоместимость (несколько километров). При ограниченной длине поставляемых канатов (до 1000 м) это приводит к сложным канатным системам с уравнительными балансиром 1, уравнительными барабанами 3, полиспастами 2 большой кратности. Навивка ка-

### IV.6.3. Основные параметры плавучих кранов большой грузоподъемности

Параметр	«Якуб Кязимов»	«Астрахань»	«Черноморец»
Грузоподъемность, т:			
главного подъема	25	60	100
вспомогательного подъема	—	15	25
Наименьший вылет главного подъема от оси вращения, м	9	14	
Наибольший вылет от оси вра- щения главного подъема с наи- большим грузом, м:			
стрела вдоль понтона	15	19	20
стрела поперек понтона	15	—	20
(от борта)			
вспомогательного подъема	—	41,8	30
Высота подъема от уровня воды при наибольшем вылете, м:			
главного подъема			
стрела вдоль понтона	10	37,9	28,5
стрела поперек понтона	10	37,9	28,5
вспомогательного подъема	—	48,5	35
Скорость подъема, м/с (м/мин):			
главного			
номинальная	0,32 (19)	0,095 (5,7)	0,063 (3,8)
посадочная	—	0,008 (0,5)	—
вспомогательного			
номинальная	—	0,36 (21,6)	0,2 (11,7)
посадочная	—	0,032 (1,9)	0,02 (1,2)
Частота вращения, с <sup>-1</sup> (мин <sup>-1</sup> )	0,16—0,21 (1,5—2)	0,024 (0,23)	0,035 (0,33)
Скорость движения крана, км/ч	20	11	11,5
Длина понтона, м	53,95	46,5	40
Ширина понтона, м	14,48	17,6	20
Высота борта, м	3,7	3,83	3,4
Осадка понтона с полными за- пасами воды и топлива и с гру- зом на палубе, м	2,1	2,7	2,02
Высота крана по-походному от уровня воды, м	12,5	22,5	12,3
Автономность плавания, сут	10	Нет данных	20
Численность экипажа	14	»	20
Допускаемое волнение моря при работе крана, балл		3	Нет данных
Водоизмещение порожнего пон- тона, т	1220	993	950
Масса груза, перевозимого на палубе, т	250	200	300

Примечания. 1. Вылет и высота подъема даны без учета крана и дифферента. Дифферента — 0,7—1,2 м, изменение высоты подъема за счет крана — 1,2—5 м, за счет и веса груза. 2. Вылет 12 м при грузоподъемности 1000 т, 14 м при грузоподъемности

- \* При совместных главном и вспомогательном подъемах.
- \*\* При совместной работе всех лебедок, входящих в состав механизма.
- \*\*\* От оси качания стрелы.
- \*\*\*\* От края понтона. (См. примечание 2.)
- \*\*\*\*\* От привального бруса.

«Севастополец»	«Богатырь»	«Богатырь-М»	«Волгарь»	«Витязь»
140	300	500 *	1400 **	1000/800/300
32	100	150	250 **	200
13	15	11	23 ***	11 ****
	26,7	9,5 *****	32,2 ***	12/14/22 ****
18	18,8	3 *****		
36,5	47,7	21—26,5 *****	67 ***	29 ****
32	41	41,5 *	60	35,5/34/28
33	46	45 *		
22		37	96	40
0,128 (7,7)	0,05 (3)	0,042 (2,5)	0,02 (1,2)	
0,008 (0,5)	0,001 (0,06)	0,008	0,006 (0,36)	0,007 (0,4)
0,25 (15)	0,15 (9)	0,083 (5)	0,08 (5)	0,05 (3)
0,026 (1,56)	0,007 (0,43)	0,005 (0,3)	0,024 (1,4)	0,017 (1)
0,037 (0,35)		0,004 (0,25)		
13	11,3	13	Несамоходный	17,5
46,8	54	65,2	85,6	80,4
21,6	25,2	25,85	33,6	25,6
4	4,5	5,4	7	7,75
2,6	2,78	3,3	4,2	4,4 в корму (без груза); 7,7 в нос (с грузом)
16	32	36,3	16,4	25,5
30			10	30
	20	20	23	18
2—3		22	Тихая вода	2—3
		3		
1495	2112	3025	10 000	4718
	900	1000		

Для крана «Богатырь» изменение вылета за счет крана составляет 2,9—4,3 м, за счет дифферента — 0,7—0,8 м в зависимости от номинального (без учета наклонов) вылета 800 т, 22 м при грузоподъемности 30 т.

натов на барабаны 4 должна быть многослойной, в связи с чем требуется применять канатоукладчики [О.32], перематывающие лебедки [О.32, О.59], навивку одновременно двух канатов на барабан в два слоя или другие специальные системы укладки канатов [9, с. 155—158]. Для уменьшения раскачиваний груза точки крепления полиспастов к стреле обычно размещают на больших расстояниях друг от друга. Это приводит к сложным

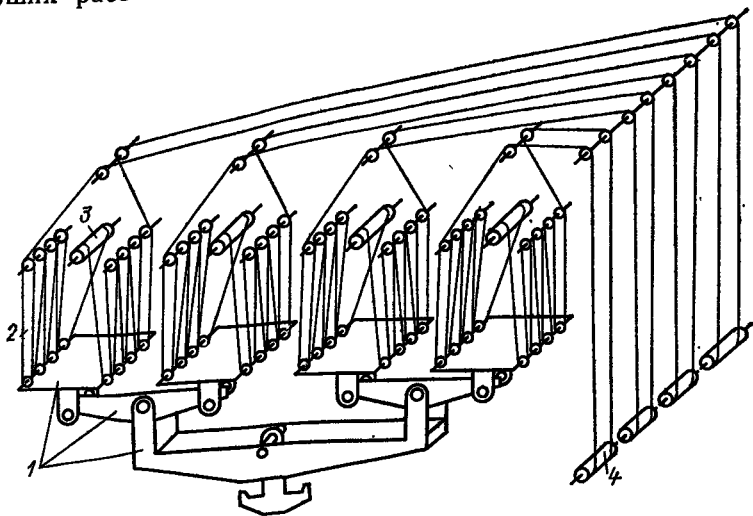


Рис. IV.6.13. Канатная система механизма подъема плавучего крана грузоподъемностью 2000 т  
1 — уравнительные балансиры; 2 — полиспаст; 3 — уравнительный барабан;  
4 — барабан подъемной лебедки

пространственным подвесам груза, что необходимо учитывать в расчетах устойчивости [5]. Краны для судоподъема оборудуют специальными грузозахватами грузоподъемностью в десятки и сотни тонн [9, с. 159—160]. Нередко тяжелые плавучие краны дополнительно оснащают грейфером вместимостью до 15 м<sup>3</sup>, что позволяет обходиться без привлечения грейферных плавучих кранов.

Описание плавучих кранов большой грузоподъемности см. в работах [14]. О плавучих козловых кранах см. в работах [О.47, О.59].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Судовые краны*

1. Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания (Речной Регистр РСФСР). М.: Транспорт, 1984—1985. Т.1. 301 с.; Т. 5. 327 с.
2. Резчик Ю. Н. Состояние и перспективы развития судовых грузовых кранов//Судостроение. 1986. № 2. С. 17—20.



3. Судовые краны (описание). Судостроение. 1982. № 2 (КЭГ 63028); Antrieb. 1978. N 6, Cranes Today. 1979. N 72, 79; 1984. N 127; Hansa. 1975. N 2, 11; 1980. N 7; Hebezeuge und Fördermittel. 1977. N 1; Mechanical Handling. 1975. N 8; Schiff und Hafen. 1975. N 5; 1984. N 9.

#### *Плавающие краны*

4. Алейнер Л. А. Пути снижения нагрузок швартовых канатов плавучих кранов.//Тр. ЛИВТ. 1974. № 149. С. 49—52.

5. Берхин И. М. Влияние пространственного подвеса груза на остойчивость плавучих кранов//Судостроение. 1983. № 6. С. 13—14.

6. Великосельский Н. Д., Берхин И. М. Отечественная конструкция тяжелого плавучего крана//Судостроение. 1973. № 4. С. 17—21.

7. Мальцев В. Н. Оптимальные рабочие скорости грейферных плавучих кранов//Тр. Горьк. ин-та инж. водного транспорта. 1980. № 127. Ч. 1. С. 100—103.

8. Мохов Ю. Н. Динамические испытания плавучих кранов//Судостроение. 1980. № 8. С. 15—17.

9. Основные направления развития отечественного морского плавкраностроения: Сб. статей/Под общ. ред. Н. Д. Великосельского. Л.: Судостроение, 1979. 228 с.

10. Рудак Г. И. Совершенствование плавкранов типа «Богатырь»//Судостроение. 1983. № 6. С. 6—8.

11. Рудак Г. И. Устройства для предотвращения запрокидывания стрел морских плавкранов//Судостроение. 1983. № 6. С. 17—19.

12. Шлисс Э. Л., Карев В. И., Шарапов В. М. Подъем земснаряда «Двина»//Техн.-эконом. инф. Сер. «Аварийно-спасательные и подводно-технические работы». 1971. № 1 (14). М.: ЦБНТИ ММФ СССР. С. 3—20.

13. Перегрузочные плавучие краны (описание): Deutsche Hebe- und Förder-technik. 1974. № 10; 1975. № 9.

14. Плавающие краны большой грузоподъемности (описание): Морской флот. 1978. № 7 («Витязь»), Судостроение. 1967. № 9 («Черноморец»); 1968. № 8 («Кероглы»); 1970. № 3 («Астрахань»); 1971. № 6 («Якуб Кязимов»); 1978. № 6 («Богатырь»); 1983. № 6 («Севастопольц», «Богатырь-М»); 1986. № 6 («Волгарь», «Витязь»); Cranes Today. 1984. N 134 (краны грузоподъемностью 2500 т для буровых установок); Deutsche Hebe- und Fördertechnik. 1977. N 7 («Блом унд Фосс» грузоподъемностью 2000 т); 1979. № 12 (кран грузоподъемностью 350 т облегченной конструкции); 1980. N 11 (кран грузоподъемностью 100 т); Fördern und Heben. 1983. N 2 (краны грузоподъемностью 600 т для буровых установок); Schweissen und Schneiden. 1973. N 9 (кран грузоподъемностью до 1000 т для спасательных работ).



## V.1. Зубчатые, червячные и цевочные передачи

В крановых механизмах чаще всего применяют зубчатые, реже червячные и цевочные, изредка цепные передачи.

Зубчатые передачи используют для всех механизмов и применяют, как правило, в редукторах; открытые зубчатые передачи применяют реже, в основном по условиям компоновки механизма, при окружной скорости не более 1,5 м/с. Используют передачи как рядовые (геометрические оси зубчатых колес неподвижны), так и планетарные (с подвижными геометрическими осями зубчатых колес). При параллельных осях зубчатых колес в основном применяют цилиндрические эвольвентные передачи, иногда — передачи с зубьями кругового профиля (передачи Новикова). При пересекающихся осях используют конические передачи, чаще всего с межосевым углом  $90^\circ$ . Червячные передачи, как и конические, служат для передачи движения на валы, оси которых перекрещиваются под углом  $90^\circ$ . Эти передачи встречаются в механиз-

## V.1.1. Основные стандарты в области зубчатых и червячных передач

Объект стандартизации	зубчатые	
	цилиндрические	реечные
	Основные термины, определения, обозначения Расчет геометрии	ГОСТ 16531—83 ГОСТ 16532—70 (внешнее зацепление), ГОСТ 19274—73 (внутреннее зацепление)
Модули Исходный контур	ГОСТ 9563—60 ГОСТ 13755—81	—
Основные параметры Допуски Расчет на прочность Правила выполнения чертежей	ГОСТ 2185—66 ГОСТ 1643—81 ГОСТ 21354—75 ГОСТ 2.403—75	— ГОСТ 10242—81 ГОСТ 2.404—75

мах поворота и передвижения кранов мощностью до 60 кВт при повторно-кратковременных режимах работы.

Цевочные передачи применяют в крановых механизмах поворота и изменения вылета при окружной скорости до 0,6 м/с взамен зубчатых колес с диаметрами обычно более 3 м и зубчатых реек с модулем более 16 мм, для изготовления которых требуется крупногабаритное оборудование.

Цепные передачи используют в основном как кинематические при больших расстояниях между валами.

В табл. V.1.1 приведены основные стандарты в области зубчатых и червячных передач.

Проектирование и расчет передач серийного производства необходимо проводить, используя специальную литературу [1, 6, 7, 9—16].

Ниже приводятся методики расчета, которые допускается использовать для передач кранов индивидуального или мелкосерийного производства. Единицы физических величин: напряжения и модули упругости в МПа, моменты в Н·м, силы в Н, частоты вращения в с<sup>-1</sup>, линейные размеры, диаметры, модули в мм, коэффициент теплообмена в Вт/(м<sup>2</sup>·К), мощность в кВт.

**Расчетные нагрузки.** Цилиндрические зубчатые и червячные передачи рассчитывают на контактную и изгибную долговечность по усталостным характеристикам материала от эквивалентных нагрузок и на прочность по статическим характеристикам материала от максимальных нагрузок. В червячных передачах как правило, а в зубчатых при необходимости проводят проверку на нагрев. Червяк как стержень проверяют на прочность и жесткость. Цевочные передачи рассчитывают на контактную прочность, кроме

Передачи		
конические	червячные	
	цилиндрические	глобоидные
ГОСТ 16530—83	ГОСТ 18498—73	
ГОСТ 19325—73	ГОСТ 19650—74	ГОСТ 17696—80
ГОСТ 19624—74 (пря-	ГОСТ 19672—74	—
мозубые),	ГОСТ 19036—81	ГОСТ 24438—80
ГОСТ 19326—73 (с кру-	ГОСТ 2144—76	ГОСТ 9369—77
говыми зубьями)	ГОСТ 3675—81	ГОСТ 16502—70
ГОСТ 13754—81,	—	—
ГОСТ 16202—81,	ГОСТ 2.406—75	ГОСТ 2.407—75
ГОСТ 12289—76		
ГОСТ 1758—81		
ГОСТ 2.405—75		

того, цевку тоже как стержень проверяют на долговечность и прочность при изгибе.

При известном законе распределения нагрузок в механизме в качестве исходных при расчетах на долговечность принимают наибольшие длительно действующие нагрузки из числа подводимых к передаче: на контактную долговечность — вращающий момент  $T_{1H}$  с числом циклов перемен напряжений более  $5 \cdot 10^6$ , на изгибную долговечность — вращающий момент  $T_{1F}$  с числом циклов перемен напряжений более  $5 \cdot 10^4$  [6, 7]. По максимальным нагрузкам  $T_{1M}$  с числом циклов перемен напряжений менее указанных производят расчет передачи на прочность (см. также т. 1, разд. 1, гл. 4).

Если закон распределения нагрузок неизвестен, то в расчетах передач на контактную и изгибную долговечность на стадии эскизно-технического проектирования принимают соответственно  $T_{1H} = \varphi_a M_{ном} u$  и  $T_{1F} = \varphi_a M_{ном} u$ , а на прочность  $T_{1M} = M'_{max} u$ , где  $M_{ном}$  — номинальный вращающий момент приводного двигателя;  $M'_{max}$  — максимальный вращающий момент двигателя по каталогу, ограниченный электрической (см. т. 1, разд. II, гл. 1) или механической защитой, например муфтой предельного момента (см. разд. V, гл. 2);  $u$  — передаточное число между двигателем и рассчитываемой передачей;  $\varphi_a$  — коэффициент режима работы (см. т. 1, п. I. 18 и табл. I.4.7). При отсутствии каталожных данных по параметрам двигателя на стадии эскизно-технического проектирования используют соотношение  $M_{max} = \alpha_m M_{ном}$ . Значения коэффициента  $\alpha_m$  приведены в табл. V.1.2.

#### V.1.2. Коэффициент $\alpha_m$ (по материалам ВНИИПТмаш)

Механизм	Тип двигателя	$\alpha_m$
Подъема, вылета с неуравновешенной стреловой системой Поворота, передвижения, вылета с уравновешенной стреловой системой	Крановый постоянного или переменного тока	1,3
	Крановый короткозамкнутый	3
	Крановый постоянного тока, переменного с контактными кольцами	2,5
	Асинхронный общепромышленного типа	1,7

Классы нагружения и использования механизмов по ГОСТ 25835—83 (см. т. 1, п. I.5), специфика расчетов передач на контактную и изгибную долговечность и прочность учитываются (см. ниже) при определении допускаемых напряжений соответствующих типов передач. При использовании коэффициента режима работы  $\varphi_a$ , коэффициенты долговечности  $K_{HL}$ ,  $K_{FL}$  (см. табл. V.1.5 и V.1.30) для расчета допускаемых напряжений принимают равными 1.

**Материалы, способы термообработки.** Выбор материалов и способов их термообработки для всех видов передач определяется условиями компоновки и обслуживания механизма, технологическими возможностями изготовителя, заданным режимом работы. Рекомендуются наиболее распространенные марки сталей для зубчатых передач, а также способы их термообработки указаны в табл. V.1.3.

Для изготовления зубчатых колес диаметром от 600 мм и более используют, как правило, литейные стали в нормализованном состоянии, поскольку из-за больших размеров и связанных с ними усложнений формы (спицы, ребра и т. д.) при высокой термообработке трудно обеспечить равномерную твердость, возможны значительные внутренние напряжения и трещины. Если прочность материала зубьев должна быть выше той, которую обеспечивают литейные стали, то применяют бандажирование крупных зубчатых колес, используя для бандажа улучшаемые кованные или прокатанные ободья.

Мало- и средненагруженные зубчатые колеса небольших размеров изготавливают цельными из улучшаемых сталей. Эти стали характеризуются хорошей прокаливаемостью, возможностью чистовой механической обработки зубьев после термической обработки, высокой прирабатываемостью передачи в процессе работы.

При жестких требованиях к габаритным размерам привода и при необходимости обеспечения повышенной долговечности предусматривают высокую поверхностную твердость зубьев — поверхностную закалку или цементацию. Поверхностная закалка с использованием нагрева ТВЧ (токами высокой частоты) для колес с модулем  $m \leq 3$  мм обеспечивает закаленный слой на всю высоту зуба и часть обода, прилегающую к зубьям на глубину  $(0,1 \div 1) m$ ; для колес с модулем  $m > 3$  мм толщина закаленного слоя в пределах  $(0,25 \div 0,4) m$  [6]. Твердость поверхности при охлаждении в воде или масле достигается в пределах 52—58 HRC, на воздухе — 48—52 HRC.

При цементации глубина закаленного слоя для колес с модулем  $m \leq 20$  мм обеспечивается в пределах  $(0,28 \div 0,007 m^2) \pm 0,2$  мм, обычно конструктор назначает ее в пределах 1—1,5 мм [6]. Твердость поверхности выше, чем при поверхностной закалке, и составляет 56—63 HRC. Нагрузочная способность по долговечности также выше в 1,3—1,6 раза, по прочности — в 1,1 раза. Недостаток цементации — необходимость финишного шлифования зубьев, обусловленная короблением деталей в процессе термохимической и термической обработки. Поэтому для колес диаметром более 600 мм предпочтителен метод поверхностной закалки, дающий минимальное искажение исходной геометрии зубьев.

Большое распространение получили зубчатые передачи, в которых поверхностной закалке или цементации подвергают только зубья шестерни, а колесо изготавливают из термически улучшенной стали с твердостью 223—311 НВ. Такие передачи с высоким

В.1.3. Марки сталей для кантовых зубчатых передач и их характеристики [5—7, 14]

Марка	Сечение, мм	Термо- обра- ботка	Твердость		$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_H$ lim b	$\sigma_F^0$ lim b	$\sigma_F$ lim M
			поверхности	сердцевины					
55Л 35ХМЛ	—	Н	174—217 НВ 187—229 НВ		600	350			
					630	420			
55Л	—		223—262 НВ		860	470			
					$\geq 700$	$\geq 550$			
					$\geq 850$	$\geq 700$			
40Х, 38ХА 18ХГТ, 35ХМ 30ХГСА 40ХН, 30ХГТ	До 30 » 80 50—120 50—160 50—200	У							4,8ННВ
40Х, 38ХА	До 30								
40ХН, 18ХГТ, 30ХГСА	До 80	У	262—311 НВ						1,8ННВ
35ХМ 30ХГТ 34ХНЗМ	50—120 50—160 80—200								

МПа

Продолжение табл. V.1.3

Марка	Сечение, мм	Термо-обработка	Твердость		$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_H$ лкм b	$\sigma_F$ лкм b	$\sigma_F$ лкм M
			поверхности	сердцевины					
40X, 38XA 40XH 35XM 34XH3M	До 30 » 80 50—120 80—200	ПЗ	48—58 HRC	262—311 HB			17HRC+ +200	500 (600)	2500 (2200)
								600 (700)	2800 (2500)
								500 (600)	2500 (2200)
								600 (700)	2800 (2500)
20XHHP	25 50 75 100 150		56—63 HRC		1440	1340			
					1290	1180			
					1160	1100			
					1060	950			
12XH3A	40 60	Ц	58—63 HRC	30—45 HRC	1000	850	23H HRC	950	3100
					850	700			
					900	700			
					1250	1070			
20XH3A	100		58—63 HRC		1100	850			
20XH4A	50 150				1250	1070		820	
					1100	850			

Условные обозначения способов термообработки: Н — нормализация и отпуск; У — улучшение; ПЗ — поверхностная закалка с нагревом ТВЧ; Ц — цементация.

Примечания. 1. Стали марок 55Л, 35ХМЛ — по ГОСТ 977—75, сталь 45 — по ГОСТ 1050—74, остальные марки сталей — по ГОСТ 4543—71. 2. Значения  $\sigma_F$  лкм b даны при односторонней нагрузке. При двусторонней нагрузке их следует уменьшить в 1,5 раза при нормализации и улучшении, в 1,3 — при остальных способах термообработки. Если концентрация углерода в поверхностном слое (от 0,75 до 1,1 %) при цементации не контролируется, значение  $\sigma_F$  лкм b снижается на 15 %. 3. Значения  $\sigma_F$  лкм b и  $\sigma_F$  лкм M в скобках указаны для случая, когда при поверхностной закалке закаленный слой повторяет очертания впадины, без скобов — когда закаленный слой распространяется на всю высоту зуба и часть обода. 4. Обозначения параметров см. в табл. V.1.5.

перепадом твердостей сохраняют за счет колеса удовлетворительную прирабатываемость, поэтому изготавливать их можно с более низкой точностью, чем высокотвердые пары, а также применять в тех механизмах, где вследствие конструктивных особенностей высокая точность зацепления не может быть обеспечена.

Такие методы поверхностного упрочнения зубьев, как азотирование, нитроцементацию, в крановых передачах применяют реже. Объясняется это тем, что при указанных методах термохимической обработки закаленный поверхностный слой сравнительно тонкий (примерно 0,1 м, но не более 0,5—0,7 мм), слабая его связь с сердцевинной, возможно отслаивание, высока чувствительность к ударным и динамическим нагрузкам, при изготовлении и сборке передач требуется более высокая точность, чем при других методах поверхностного упрочнения.

Венцы колес червячных передач изготавливают из материалов, указанных в табл. V.1.4. Для высоконагруженных червяков используют цементируемые стали или стали с поверхностной закалкой с нагревом ТВЧ (см. табл. V.1.3); в обоих случаях червяки необходимо шлифовать и полировать, иначе неизбежен интенсивный износ червячного колеса. Твердость поверхностей

V.1.4. Рекомендуемые марки материалов для изготовления венцов червячных колес [6, 9, 12]

Марка	Отливка	$\sigma_{B2}$	$\sigma_{T2}$	$E_2 \times 10^{-5}$	$H_2$ , НВ	$V_{СК}$ (max), м/с	$\sigma'_{HP}$ , МПа		$\sigma'_{FP}$ , МПа	
		МПа					>45 HRC	≤320 НВ	Нагрузка	
				нерев- сивная					рев- сивная	
БрОНФ	Ц	290	170	0,98	100	35	260	220	66	46
БрО10Ф1 (ГОСТ 613—79)	П	200	140	0,74	80	25	180	150	51	32
	К	250	150	1,01	100	25	225	200	58	40
БрА9ЖЗЛ (ГОСТ 493—79)	П	400	200	1	110	5	300— 25V <sub>сн</sub>	250— 25V <sub>сн</sub>	82	64
	К	500		1	110				90	80
	Ц	500		1,2	120				90	80

Условные обозначения: Ц — центробежный способ отливки; П — в песчаные формы; К — в кокиль;  $\sigma_{B2}$  — предел прочности;  $\sigma_{T2}$  — предел текучести;  $E_2$  — модуль упругости;  $H_2$  — твердость поверхности;  $V_{СК}$  — скорость скольжения; остальные обозначения см. в табл. V.1.30.

Примечания. 1. Значение  $V_{СК}$  рассчитывают по формуле

$$V_{СК} = \pi d_1 n_1 / \cos \gamma \approx 0,02 n_1^3 \sqrt{M_{НОМ} \mu}$$

2. Напряжения  $\sigma'_{HP}$  при >45 HRC даны для шлифованных и полированных червяков, при ≤320 НВ — для шлифованных червяков.



витков цилиндрического червяка рекомендуется при этом не менее 45 НРС. В менее нагруженных передачах червяки изготавливают из улучшенных сталей (см. табл. V.3.1), здесь также рекомендуется шлифование.

Звездочки цевочных передач, как правило, изготавливают из сталей марок 40X, 40XH, 20XГНР, подвергая их соответственно улучшению, поверхностной закалке или цементации. Для цевок используют стали марок 45, 40X, 40XH с поверхностной закалкой.

Рекомендуется выдерживать соотношение между твердостью поверхности  $HВ_1$  шестерни (звездочки) и  $HВ_2$  колеса (рейки):  $HВ_1 = HВ_2 + (30 \div 40)$ . Для повышения долговечности целесообразно обеспечивать самоустановку зубчатых колес (звездочки относительно цевок рейки).

**Расчет зубчатых цилиндрических эвольвентных передач.** Это наиболее распространенный тип передач. Используют их при параллельных осях зубчатых колес в виде прямо-, косозубых и шевронных передач. По сравнению с прямозубыми косозубые передачи имеют более высокую нагрузочную способность, плавность вращения; их основной недостаток — возникновение в зацеплении осевых усилий. Шевронные передачи, колеса которых состоят из двух жестко соединенных между собой косозубых венцов с противоположным направлением линий зубьев, при обеспечении самоустанавливаемости зубчатых колес лишены этих недостатков. Зубчатые передачи применяют с внешним или с внутренним зацеплением. Последние обладают повышенной нагрузочной способностью и меньшими размерами. Зубчатые колеса передач с внутренним зацеплением имеют одинаковые направления вращения, с внешним — противоположное.

Порядок расчета зубчатых цилиндрических эвольвентных передач следующий: 1) задание исходных данных, определение вспомогательных и нагрузочных коэффициентов (табл. V.1.5—V.1.7, V.1.9—V.1.13); 2) определение параметров для расчета допускаемых напряжений, а также значений допускаемых напряжений на контактную и изгибную долговечность и прочность (табл. V.1.5, V.1.6, V.1.14—V.1.19); 3) расчет значений начальных диаметров шестерни  $d_{w1}$  и колеса  $d_{w2} = d_{w1}u$  (индексом 1 всегда обозначают шестерню, индексом 2 — колесо), модуля  $m$  (табл. V.1.6), определение межосевого расстояния по формуле  $a_w = 0,5(d_{w2} \pm d_{w1})$  с последующим округлением значений  $a_w$  и  $m$  до стандартных (табл. V.1.7); 4) определение остальных основных геометрических параметров передачи (табл. V.1.8). Расчет ведется методом последовательных приближений, при необходимости исходные данные корректируются.

**Особенности расчета зубчатых прямозубых реечных передач.** Обозначения параметров, рекомендации по их выбору, расчетные формулы см. в табл. V.1.5, V.1.6 и V.1.8, при этом:

составляющие  $u \pm 1$  и  $u$  исключаются;

угол наклона зубьев  $\beta = 0$ ;

V.1.5. Параметры для расчета зубчатых передач и рекомендации по их выбору [6, 7, 11, 14]

Обозначение	Наименования параметров, рекомендации по их выбору
<i>Исходные данные *</i>	
$T_{1H}, T_{1F},$ $T_{1M}$ $n_1$ $u$	<p>Расчетные нагрузки на шестерне</p> <p>Частота вращения шестерни</p> <p>Передаточное число</p> <p>Открытая передача: рекомендуется <math>u \leq 3,5</math> при <math>n_1 \leq 1 \text{ с}^{-1}</math>; в механизмах поворота и механизмах намотки кабеля порталных и башенных кранов используют передачи с <math>u = 6 \div 12</math> при <math>n_1 \leq 0,2 \text{ с}^{-1}</math></p> <p>Редукторы одноступенчатые: <math>1,6 \leq u \leq 8</math>; при поверхностном упрочнении сталей <math>2 \leq u \leq 6,3</math></p> <p>Редукторы двухступенчатые: <math>7,1 \leq u \leq 50</math>, предпочтительно <math>8 \leq u \leq 40</math>. Из условия минимизации габаритов в плоскости расположения колес передаточное число быстроходной ступени определяют по формуле</p> $u_6 \approx K_{т.р} \sqrt[3]{u^2} \leq u_{\max},$ <p>где <math>K_{т.р}</math> — коэффициент типа редуктора: для редукторов с развернутой схемой и редукторов с раздвоенной быстроходной ступенью <math>K_{т.р} = 0,82 \div 0,85</math>, для редукторов с соосной схемой и внешними зацеплениями <math>K_{т.р} = 0,9</math>, то же с внутренним зацеплением на тихоходной ступени <math>K_{т.р} = 0,95</math>; <math>u_{\max} = 8</math> (в соосных редукторах 10) при твердости поверхности зубьев <math>\leq 350 \text{ НВ}</math>, при поверхностном упрочнении сталей до 56—63 HRC указанные значения <math>u_{\max}</math> ниже на 25 %</p> <p>Из условия минимизации массы двухступенчатых редукторов с развернутой схемой или раздвоенной быстроходной ступенью передаточной число тихоходное ступени определяют по формуле</p> $u_т \approx 0,9 \sqrt{u} < u'_{\max},$ <p>где <math>u'_{\max} = 6,3</math> при твердости поверхности зубьев <math>\leq 350 \text{ НВ}</math> и <math>u'_{\max} = 5,6</math> при 56—63 HRC</p> <p>Редукторы трехступенчатые: <math>25 \leq u \leq 250</math>, предпочтительно <math>31,5 \leq u \leq 180</math>. Из условия минимизации габаритов передаточное число тихоходной ступени определяют по формуле</p> $u_т \approx 1,17 \sqrt[3]{u} \leq u'_{\max}$ <p>Из условия минимизации массы редуктора</p> $u_т \approx 1,7 \sqrt[3]{u} \leq u'_{\max}$
$z_1, z_2$	<p>Оставшуюся часть передаточного отношения распределяют так же, как в двухступенчатом редукторе</p> <p>Ряд стандартных значений <math>u</math> см. в табл. V.1.7</p> <p>Числа зубьев шестерни, колеса. Предпочтительные интервалы <math>z_1</math>: 15—30 и 18—35 при твердости поверхности зубьев <math>&gt; 350 \text{ НВ}</math> и <math>\leq 350 \text{ НВ}</math> соответственно. Для передач со смещением <math>z_{1 \min} = 12 \div 14</math>, без смещения см. в табл. V.1.9</p>

Обозначение	Наименования параметров, рекомендации по их выбору
<p><math>\beta</math></p>	<p>Угол наклона зубьев                      В прямозубых передачах <math>\beta = 0</math>. В косозубых передачах <math>\beta = 8 \div 16^\circ</math> и должен соответствовать условию <math>b_w \sin \beta / \pi m \geq 1,1 \div 1,2</math>. В шевронных передачах <math>\beta = 25 \div 40^\circ</math>                      При нарезании долбяками угол наклона зуба должен соответствовать углу наклона зубьев долбяка. Стандартные долбяки имеют номинальные углы наклона зубьев 15 и 23°                      При необходимости округления межосевых расстояний до стандартных значений</p> $\beta = \arccos(z_{\Sigma} m / 2a_w)$ <p>При <math>a_w = 50m</math> угол наклона зубьев <math>\beta</math> определяют из зависимости <math>\cos \beta = z_{\Sigma} / 100</math>. При <math>z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 99, 98, 97</math> находят соответственно <math>\beta = 8,1096; 11,4783; 14,0698^\circ</math></p>
<p><math>\epsilon_{\alpha}</math></p>	<p>Коэффициент торцового перекрытия                      При <math>\beta = 0</math> <math>\epsilon_{\alpha} \geq 1,2</math>; при <math>\beta &gt; 0</math> <math>\epsilon_{\alpha} \geq 1</math>                      При <math>x_1 = x_2 = 0</math> значение <math>\epsilon_{\alpha}</math> см. в табл. V.1.10. При <math>x_1 \neq 0</math> и <math>x_2 \neq 0</math> значение <math>\epsilon_{\alpha}</math> определяют по ГОСТ 16532—70, однако допускается при расчете модуля <math>m</math> (см. табл. V.1.6) принимать ориентировочное значение <math>\epsilon_{\alpha}</math> также по табл. V.1.10</p>
<p><math>x_1, x_2, x_{\Sigma}</math></p>	<p>Коэффициенты смещений шестерни, колеса, суммарный                      Для передач с внешним зацеплением: при <math>\beta = 0, z_1 \geq 21</math>  <math>x_1 = x_2 = 0</math>; при <math>\beta = 0, 14 &lt; z_1 \leq 20, u \geq 3,5</math> <math>x_1 = 0,3</math> и <math>x_2 = -0,3</math>; при <math>\beta &gt; 0, z_1 \geq z_{\min} + 2</math> (<math>z_{\min}</math> см. в табл. V.1.9)  <math>x_1 = x_2 = 0</math>; при <math>\beta &gt; 0, z_1 \leq z_{\min} + 1, u \geq 3,5, \leq 390</math> НВ<sub>1</sub>, <math>\leq 320</math> НВ<sub>2</sub> <math>x_1 = 0,3</math> и <math>x_2 = -0,3</math>                      При <math>x_1 + x_2 = 0</math> <math>d_{w1} = d_1, d_{w2} = d_2</math>                      Для рядовых передач с внутренним зацеплением, особенно открытых, в большинстве случаев принимают <math>x_1 = x_2 = 0</math></p>
<p><i>Вспомогательные и нагрузочные коэффициенты</i></p>	
<p><math>K_d</math></p>	<p>Вспомогательный коэффициент                      При <math>\beta = 0</math> <math>K_d = 716</math>, при <math>\beta &gt; 0</math> <math>K_d = 642</math> [6]</p>
<p><math>K_{H\alpha}, K_{F\alpha}</math></p>	<p>Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями                      При <math>\beta = 0</math> <math>K_{H\alpha} = 1</math> и <math>K_{F\alpha} = 1</math>, при <math>\beta &gt; 0</math> значения <math>K_{H\alpha}</math> и <math>K_{F\alpha}</math> см. в табл. V.1.11</p>
<p><math>K_{H\beta}, K_{F\beta}</math></p>	<p>Коэффициенты, учитывающие неравномерность нагрузки по ширине венца</p>
<p><math>K_{HV}, K_{FV}</math></p>	<p>Коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении                      Приближенно <math>K_{H\beta} K_{HV} = 1,2 \div 1,35, K_{F\beta} K_{FV} = 1,3 \div 1,5</math> (большие значения при несимметричном или консольном расположении колес относительно опор и <math>&gt; 350</math> НВ)</p>

Обозначение	Наименования параметров, рекомендации по их выбору
$\Psi_{bd}$	Относительный коэффициент ширины венца шестерни, $\Psi_{bd} = b_w/d_{w1}$ (см. табл. V.1.12)
$Y_F$	Коэффициент, учитывающий форму зуба Для внешнего зацепления см. рис. V.1.1, для внутреннего — табл. V.1.13
$Y_\beta$	Коэффициент, учитывающий наклон зуба Для прямозубых передач $Y_\beta = 1$ , для косозубых и шевронных $Y_\beta = 1 - \beta/140$ . При $\beta > 42^\circ$ $Y_\beta = 0,7$
<i>Параметры для расчета допускаемых напряжений</i>	
$K_{HL 1,2}$	Коэффициенты долговечности
$K_{FL 1,2}$	Рассчитывают по табл. V.1.14—V.1.16 отдельно для шестерни и колеса
$K_{xH}, K_{xF}$	Коэффициенты, учитывающие размеры зубчатых колес (см. табл. V.1.17, V.1.18)
$S_H, S_F$	Коэффициенты безопасности Для зубчатых колес с однородной структурой $S_H = 1,1$ , с поверхностным упрочнением $S_H = 1,2$ . Коэффициент $S_F = 1,7$
$Y_S$	Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (см. табл. V.1.19)
$\sigma_{HF 1,2}$ $\sigma_{FP 1,2}$	Допускаемые напряжения при расчетах на контактную и изгибную долговечность для шестерни и колеса
$\sigma_{HFM 1,2}$ $\sigma_{FRM 1,2}$	Допускаемые напряжения при расчетах на контактную и изгибную прочность для шестерни и колеса
$\sigma_{H \lim b}$ $\sigma_{F \lim b}^o$	Пределы контактной и изгибной долговечности зубьев, соответствующие базовому числу циклов перемены напряжений (см. табл. V.1.3 и V.1.16)
$\sigma_{F \lim M}$	Предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба (см. табл. V.1.3)

\* К исходным данным относятся также режим работы механизма (см. т. 1, п. 1.5), вид передачи (прямозубая, косозубая, шевронная), нагрузка на зубья, (одно- и двухсторонняя), расположение зубчатых колес относительно опор (консольное, симметричное, несимметричное), материалы и способ термообработки зубчатых колес.

V.1.6. Формулы для расчета цилиндрических эвольвентных зубчатых передач [6, 7]

Вид расчета		на изгибную	
на контактную		долговечность	прочность
$d_{\text{вкл}} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_{1H} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u \pm 1)}{i \Psi_{bd} \sigma_{HR}^2}}$		$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^8 T_{1F} K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}}{2 \Psi_{bd}} \left( \frac{Y_F}{\sigma_{FR}} \right) \times \dots}$	
<p><math>\sigma_{HR1,2} = \sigma_{H \text{ lim } b} K_{HIL} K_{xH} / S_H</math></p> <p>В формулу для определения <math>d_{\text{вкл}}</math> следует подставлять:</p> <p><math>\sigma_{HR} = \min(\sigma_{HR1,2})</math> при <math>\beta = 0</math>,</p> <p>а также при <math>\beta &gt; 0</math> и <math>HB_{1,2} &gt; 350</math>;</p> <p><math>\sigma_{HR} = \sqrt{0,5(\sigma_{HR1}^2 + \sigma_{HR2}^2)} \leq 1,18 \times</math>  <math>\times \min(\sigma_{HR1,2})</math> при <math>\beta &gt; 0</math> и <math>HB_2 &lt; 350</math></p>		<p><math>T_{1H} = T_{1M}</math></p> <p><math>\sigma_{HR} = \sigma_{HRM}</math></p> <p><math>\sigma_{HRM1,2} = 2,8\sigma_{T1,2}</math> при нормализации и улучшении зубьев</p> <p><math>\sigma_{HRM1,2} = 40H_{HRCS1,2}</math> при поверхностной закалке и цементации зубьев</p> <p><math>\sigma_{FR1,2} = \sigma_{F \text{ lim } b}^0 K_{FL} K_{xFS} Y_{SFS}</math></p> <p><math>\sigma_{FR} = \sigma_{FRM}</math></p> <p><math>\sigma_{FRM1,2} = \sigma_{F \text{ lim } M} \times</math>  <math>\times K_{xFS} Y_{SFS}</math></p> <p>при <math>\beta = 0</math> <math>\cos^3 \beta Y_{\beta} = 1</math></p> <p><math>T_{1F} = T_{1M}</math></p> <p><math>\sigma_{FR} = \sigma_{FRM}</math></p> <p><math>\sigma_{FRM1,2} = \sigma_{F \text{ lim } M} \times</math>  <math>\times K_{xFS} Y_{SFS}</math></p>	
<p>Примечания. 1. Значения <math>\sigma_T</math> и <math>H_{HRCS}</math> см. в табл. V.1.3. 2. Знак «+» — для внешнего зацепления, знак «-» — для внутреннего. 3. В формуле для определения модуля <math>m</math> следует принимать большее из значений <math>Y_{F1}/\sigma_{FR1}</math> или <math>Y_{F2}/\sigma_{FR2}</math>. 4. Остальные обозначения см. в табл. V.1.5.</p>			

**V.1.7. Предпочтительные номинальные значения  $a_w$  и  $u$  (ГОСТ 2185—66),  $m$  (ГОСТ 9563—60)**

Параметр	Численные значения
$a_w$	80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200
	220; 250; 280; 315; 400; 500; 630; 800; 1000
$u$	1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5
$m$	2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 16; 20; 25

Примечания. 1. Допустимое отклонение фактического передаточного числа от номинального не более чем на 2,5 % при  $u \leq 4,5$  и на 4 % при  $u > 4,5$ . 2. Для конических передач с прямыми зубьями внешний окружной модуль  $m_e = m$ .

**V.1.8. Основные геометрические зависимости зубчатых цилиндрических эвольвентных передач при  $x_2 \pm x_1 = 0^*$**

Параметр	Расчетные формулы	Параметр	Расчетные формулы
Межосевое расстояние * $a_w$	$0,5 (z_2 \pm z_1) m / \cos \beta$	вершин зубьев	
Передаточное число $u$	$z_2 / z_1$	шестерни $d_{a1}$	$d_1 + 2 (1 + x_1) m$
Диаметр: делительный шестерни $d_1$	$m z_1 / \cos \beta$	колена ** $d_{a2}$	$d_2 + 2 (1 + x_2) m$ $d_2 - 2 (0,8 - x_2) m$
колена $d_2$	$m z_2 / \cos \beta$	впадин шестерни $d_{f1}$	$d_1 - 2 (1,25 - x_1) m$
начальный * шестерни $d_{w1}$	$2 a_w / (u \pm 1)$	колена ** $d_{f2}$	$d_2 - 2 (1,25 - x_2) m$ $d_2 + 2 (1,25 + x_2) m$
колена $d_{w2}$	$2 a_w u / (u \pm 1)$	Рабочая ширина венца $b_w$	$d_{w1} \Psi b d$

\* Знак «+» относится к внешнему зацеплению (ГОСТ 16532—70), «-» — к внутреннему (ГОСТ 19274—73).  
\*\* Первая из двух формул относится к внешнему зацеплению, вторая — к внутреннему.

**V.1.9. Зависимость между  $z_{\min}$  и  $\beta$  (по ГОСТ 16532—70)**

$\beta, ^\circ$	До 12	13—17	18—21	22—24	25—28	29—31	31—34	35 и более
$z_{\min}$	17	16	15	14	13	12	11	10

**V.1.10. Составляющие коэффициента торцового перекрытия передачи**  
 $\epsilon_{\alpha} = \epsilon_{\alpha 1} + \epsilon_{\alpha 2}$  при  $x_1 = x_2 = 0$  (по ГОСТ 16532—70)

$\beta, ^\circ$	$z_1, z_2$												
	12	14	16	18	20	25	30	40	50	60	80	100	140
	$\epsilon_{\alpha 1}, \epsilon_{\alpha 2} \times 10^2$												
0	71	73	75	77	78	81	83	86	88	89	91	92	94
8	70	72	74	76	77	79	82	84	87	88	90	91	93
15	68	70	72	73	75	77	79	82	84	85	87	88	89
25	63	65	67	68	69	71	73	74	76	77	78	79	80
30	60	62	63	64	65	67	68	70	71	72	73	74	75
35	57	58	59	60	61	62	63	65	66	67	67	68	69
40	52	53	54	54	55	56	57	58	59	60	61	61	62

**V.1.11. Коэффициенты  $K_{H\alpha}$  и  $K_{F\alpha}$  [6]**

Окружная скорость, м/с	Степень точности по нормам плавности (ГОСТ 1643—81)		
	7	8	9
5	1,05/1,1	1,09/1,2	1,16/1,35
10	1,07/1,16	1,13/1,3	—
15	1,09/1,22	—/1,4	—

Примечание. В числителе — значения  $K_{H\alpha}$ , в знаменателе —  $K_{F\alpha}$ .

**V.1.12. Коэффициент  $\psi_{bd}$  [6, 14]**

Расположение колеса относительно опор	Значения $\psi_{bd}$ при твердости поверхности зубьев колеса	
	$350 > HB_1 > 350, \leq 350 HB_2$	$> 350 HB_1, > 350 HB_2$
Симметричное. Несимметричное при высокой жесткости конструкции	1—1,15	0,8—0,9
Несимметричное	0,8—1	0,55—0,65
Консольное	0,5—0,6	0,35—0,45

Примечание. Большие значения рекомендуется принимать для хорошо приработавшихся передач.

**V.1.13. Коэффициент  $Y_F$  для эвольвентных зубчатых колес с внутренним зацеплением при  $x_1 = x_2 = 0$  [6]**

Параметр	Численное значение			
$z_0$	20		30	
$z_p$	40—200	50—70	71—90	91—200
$Y_F$	3,52—3,58	3,62—3,72	3,73—3,78	3,79—3,85

Примечания. 1.  $z_0$  — число зубьев долбяка; рекомендуется  $z_0 \max \leq (0,4 \div 0,5) z_p$ , где  $z_p$  см. на рис. V.1.1. 2. При использовании долбяков с ними  $z_0$  пересчет производят по формуле

$$Y_{Fi} = Y_F \sqrt[3]{z_{0i}/z_0}$$

3. Большие значения  $Y_F$  соответствуют большим значениям зубьев колеса  $z_p$ .

**V.1.14. Коэффициенты долговечности  $K_{HL}$ ,  $K_{FL}$  для зубчатых передач [6, 7]**

Вид расчета на долговечность		
контактную	изгибную при твердости поверхности зубьев	
	$\leq 350$ НВ	$> 350$ НВ *
$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{Ho}}{\mu_3 \sum N}}$ <p>Для однородной структуры материала  <math>1 &lt; K_{HL} \leq 2,6</math>                      Для поверхностного упрочнения  <math>1 &lt; K_{HL} \leq 1,8</math></p>	$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^8}{\mu_6 \sum N}}$ <p><math>1 &lt; K_{FL} \leq 2,08</math></p>	$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^8}{\mu_9 \sum N}}$ <p><math>1 \leq K_{FL} \leq 1,63</math></p>
$\sum N = K_1 n n_w \sum t_i,$		
<p>где <math>K_1 = 3600</math> для передач с односторонней нагрузкой на зубья и <math>K_1 = 1800</math> — с двухсторонней.</p>		
<p>Условные обозначения: <math>N_{Ho}</math>, <math>\mu_3</math>, <math>\mu_6</math>, <math>\mu_9</math> — см. в табл. V.1.15, V.1.16; <math>\sum N</math> — суммарное число циклов переменных напряжений; <math>n</math> — частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса, <math>c^{-1}</math>; <math>\sum t_i</math> — норма времени работы передачи по ГОСТ 25835—83, ч; <math>n_w</math> — число зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым.</p>		
<p>* Нешлифованная переходная поверхность.</p>		



**V.1.15. Базовое число циклов перемены напряжений  $N_{НО} = 30N_{НВ}^{2,4}$  [7]**

НВ	До 200	250	300	350	400	450	500	550	565 и более
$N_{НО} \times 10^{-6}$	10	17	26	38	53	70	90	113	120

**V.1.16. Параметры интенсивности режима нагружения [6, 7, 9]**

Классы нагружения	Контактная долговечность			Изгибная долговечность	
	Передачи				
	зубчатые		червячные	$\mu_5$	$\mu_9$
	$K_9$	$K = \mu_3$	$\mu_4$		
B1	0,4	0,063	0,037	0,013	0,004
B1, B2	0,5	0,125	0,083	0,038	0,016
B2	0,56	0,18	0,13	0,065	0,038
B2, B3	0,63	0,25	0,21	0,143	0,1
B3	0,8	0,5	0,42	0,3	0,2
B4	1	1	1	1	1

Условные обозначения:  $\mu_3, \mu_4, \mu_5, \mu_9$  — коэффициенты интенсивности режима для зубчатых передач по ГОСТ 21354—75;  $\mu_4$  — то же для червячных передач.

Примечания. 1. Классы нагружения механизмов и коэффициент нагружения  $K$  (ГОСТ 2585—83) см. в т. 1, п. 1.5. 2. При расчете на контактную долговечность зубчатых передач коэффициент эквивалентной нагрузки  $K_9 = \sqrt[3]{\mu_9}$ , в остальных случаях  $K_9 = \sqrt[m]{\mu_m}$ , где  $m = 4, 6, 9$  соответственно.

**V.1.17. Коэффициент  $K_{xH}$  [7]**

Начальный диаметр $d_w$ , мм	$\leq 700$	Свыше 700 до 1500	Свыше 1500 до 2500	Свыше 2500 до 3500	Свыше 3500 до 4500
$K_{xH}$	1	0,96	0,9	0,85	0,8

**V.1.18. Коэффициент  $K_{xF}$  [7]**

Диаметр вершин зубьев $d_a$ , мм	$\leq 500$	Свыше 500 до 750	Свыше 750 до 1200	Свыше 1200 до 1700	Свыше 1700
$K_{xF}$	1	0,95	0,9	0,85	0,8

**V.1.19. Коэффициент  $Y_S$  [7]**

$m$	2	3	4	5	6	8	10	16	20	25
$Y_S$	1,04	1	0,98	0,96	0,94	0,92	0,9	0,88	0,86	0,85

для равномерного износа зубьев рекомендуется выбирать  $x_1 = -x_2$  в зависимости от  $z_1$  по табл. V.1.20; коэффициент  $\psi_{bd} = 0,4 \div 0,8$  [11];

коэффициент  $Y_{F2} = 3,6$  (при  $z_v = \infty$  по рис. V.1.1).

Особенности расчета зубчатых конических передач с прямыми зубьями. Межосевой угол  $\Sigma = 90^\circ$ . Значения прочности и геометрических параметров рассчитывают по формулам табл. V.1.21, V.1.22; при этом:

для крановых передач рекомендуется передаточное число  $u$  1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3,2, реже 4; 5; 6,3;

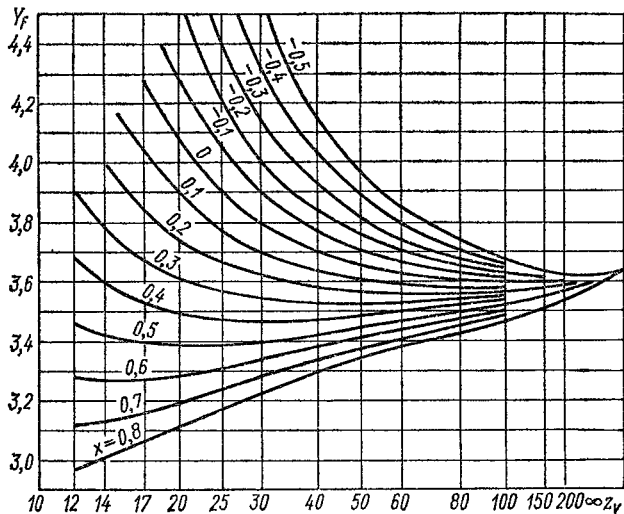


Рис. V.1.1. Определение коэффициента  $Y_F$  для эвольвентных зубчатых колес с внешним зацеплением

Эквивалентное число зубьев  $z_v$  для передач: косозубых  $z_v = z/\cos^3 \beta$ ; конических  $z_v = z/\cos \delta$

$m_e$  — внешний окружной модуль (ряд значений см. в табл. V.1.7);

рекомендуется  $z_1 \geq 25$ , а  $z_{1 \min} \geq 18,4 \cos \delta_1$  [6, 15]; при  $z_1 \leq 17$  минимально допустимое число зубьев  $z_{2 \min}$  регламентировано ГОСТ 19624—74 (табл. V.1.23); при цементации  $z_1$  определяют по рис. V.1.2; термически улучшенные конические зубчатые колеса можно выполнять с тем же или увеличенным числом зубьев на 10—20%; в большинстве случаев  $z_1 + z_2 \leq 70 \div 80$ ;

передачи с  $u \geq 1$  рекомендуется выполнять со смещением (табл. V.1.24),  $x_2 = -x_1$ ; при  $u \geq 2,5$  зубчатые колеса рекомендуется выполнять не только со смещением, но и с различной толщиной зуба исходного контура шестерни и колеса (см. ГОСТ 19624—74);

**V.1.20. Коэффициент  $x_1$  для реечных передач [1]**

$z_1$	10	12	15	20	25	30	40
$x_1$	0,61	0,56	0,5	0,43	0,37	0,33	0,28

Примечание. Промежуточные значения  $x_1$  находят линейной интерполяцией.

**V.1.21. Формулы для расчета зубчатых конических передач с прямыми зубьями, межосевым углом  $\Sigma = 90^\circ$  [6]**

Вид расчета на долговечность	Расчетная формула
Контактную	$d_{e1} = 1720 \sqrt[3]{\frac{T_1 n K_H \alpha K_{H\beta} K_{HV}}{u \sigma_{HP}^2}}$
Изгибную	$m_e = \frac{3190 T_1 F K_{F\beta} K_{FV}}{d_{e1} b} \left( \frac{Y_F}{\sigma_{FP}} \right)$

Примечания. 1. Определение допускаемых напряжений и расчеты на контактную и изгибную прочность см. в табл. V.1.6. 2. Формула для расчета  $d_{e1}$  приведена при  $b/R_e = K_{\delta e} = 0,285$ . 3. В формуле для расчета  $m_e$  следует принимать большее из значений  $Y_{F1}/\sigma_{FP1}$  или  $Y_{F2}/\sigma_{FP2}$ .

**V.1.22. Основные геометрические зависимости прямозубой конической передачи с межосевым углом  $\Sigma = 90^\circ$  (по ГОСТ 19624—74)**

Параметр	Расчетная формула, указания
Число зубьев плоского колеса $z_c$	$\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Внешнее конусное расстояние $R_e$	$0,5 m_e z_c$ или $d_{e1}/2 \sin \delta_1$
Ширина зубчатого венца $b$	$b \leq 0,3 R_e$ ; $b \leq 10 m_e$
Передаточное число $u$	$z_2/z_1$
Угол делительного конуса: шестерни $\delta_1$ колеса $\delta_2$	$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1/z_2 = 1/u$ $90^\circ - \delta_1$
Внешний делительный диаметр: шестерни $d_{e1}$ колеса $d_{e2}$	$m_e z_1$ $m_e z_2$ или $d_{e1} u$
Внешняя высота: головки зуба шестерни $h_{ae1}$ колеса $h_{ae2}$	$(1 + x_1) m_e$ $2 m_e - h_{ae1}$
ножки зуба шестерни $h_{fe1}$ колеса $h_{fe2}$	$h_{ae2} + 0,25 m_e$ $h_{ae1} + 0,25 m_e$
Внешний диаметр вершин зубьев: шестерни $d_{ae1}$ колеса $d_{ae2}$	$d_{e1} + 2 h_{ae1} \cos \delta_1$ $d_{e2} + 2 h_{ae2} \cos \delta_2$

**V.1.23. Минимально допустимое число зубьев прямозубой конической передачи с межосевым углом  $\Sigma = 90^\circ$  (по ГОСТ 19624—74)**

$z_1$	12	13	14	15	16	17
$z_2 \text{ min}$	30	26	20	19	18	17

**V.1.24. Коэффициент смещения  $x_1$  прямозубой конической передачи с межосевым углом  $\Sigma = 90^\circ$  (по ГОСТ 19624—74)**

$z_1$	$x_1$ при $u$							
	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3 и выше
12	—	—	—	0,5	0,53	0,56	0,57	0,58
13	—	—	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,56
14	—	0,34	0,42	0,47	0,5	0,52	0,53	0,54
15	0,18	0,31	0,4	0,45	0,48	0,5	0,51	0,52
16	0,17	0,3	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,5
18	0,15	0,28	0,36	0,4	0,43	0,45	0,46	0,47
20	0,14	0,26	0,34	0,37	0,4	0,42	0,43	0,44
25	0,13	0,23	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,4
30	0,11	0,19	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,35
40	0,09	0,15	0,2	0,22	0,24	0,26	0,27	0,28

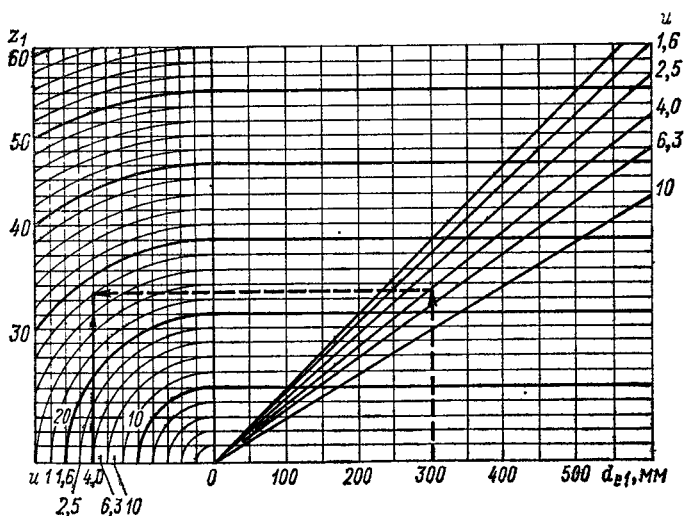


Рис. V.1.2. Номограмма для определения рекомендуемого числа зубьев конической шестерни при цементации по ГОСТ 19624—74 ( $\alpha = 20^\circ$ ,  $\Sigma = 90^\circ$ )

Пример. Дано  $d_{e1} = 300$  мм,  $u = 4$ . Согласно номограмме  $z_1 = 28$

коэффициент  $Y_F$  выбирают по рис. V.1.1 с увеличением значений на 20 % [6].

Обозначения и рекомендации по выбору остальных параметров см. в табл. V.1.5.

**Особенности расчета планетарных передач.** Основные характерные особенности планетарных передач [6, 10, 11] — широкое использование эффектов многopotочности (в зацеплении с одним центральным зубчатым колесом находятся одновременно три или более зубчатых колес — сателлитов), внутреннего зацепления,

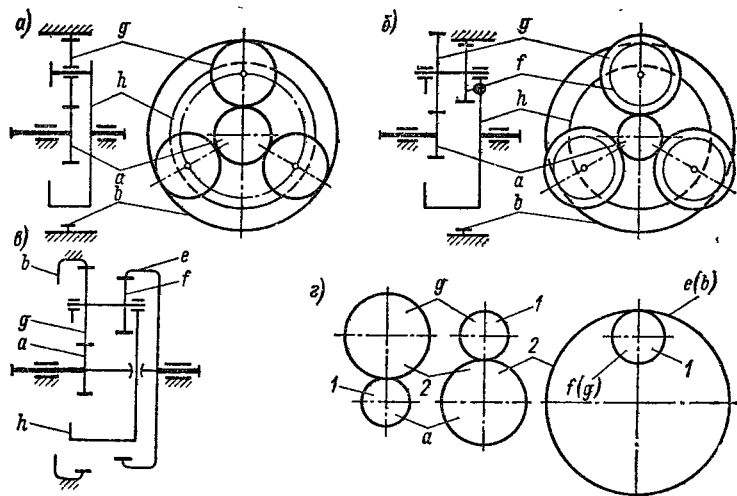


Рис. V.1.3. Схемы планетарных передач: *a* — тип 2К-*h*, схема А; *б* — тип 2К-*h*, схема В; *в* — тип 3К; *г* — примеры условного обозначения зубчатых колес *a* — центральные зубчатые колеса с внешними зубьями; *b, e* — то же с внутренними зубьями; *g, f* — сателлиты; *h* — водило; 1 — шестерня; 2 — колесо

самоустановки зубчатых колес. Эти факторы при одинаковых исходных данных позволяют уменьшить габариты, массу и трудоемкость изготовления планетарных передач по сравнению с рядовыми [3]. Для меньших диаметров зубчатых колес легче обеспечить более высокую степень точности изготовления, целесообразнее использовать более качественные материалы и совершенные виды термообработки, что, в свою очередь, позволяет еще больше уменьшить габариты и массу планетарных передач или увеличить их несущую способность.

Наибольшее распространение в крановом машиностроении получили передачи с одновенечными сателлитами, входящими в одно внешнее и одно внутреннее зацепления (передача типа 2К-*h*, схема А, рис. V.1.3, *a*). Реже применяют передачи с двухвенечными сателлитами, входящими в одно внешнее и одно внутреннее зацепления (передача типа 2К-*h*, схема В, рис. V.1.3, *б*), а также передачи с двухвенечными сателлитами, входящими в одно

внешнее и два внутренних зацепления (передача типа 3К, рис. V.1.3, в). Все эти передачи включают зубчатые прямозубые центральные колеса  $a$ ,  $b$ ,  $e$ , сателлиты  $g$ ,  $f$  и водило  $h$ , в котором закреплены оси сателлитов.

Расчет долговечности, прочности и геометрии планетарных передач производят отдельно для каждого зацепления с учетом условий их связанности. Например, отдельно рассчитывают внешнее зацепление  $a-g$  и внутреннее  $b-g$  в схеме А, внешнее  $a-g$ , внутренние  $b-g$  и  $e-f$  в передаче типа 3К. Расчет ведется при условно остановленном водиле. Каждому зубчатому колесу помимо буквенных обозначений присваивают индексы: 1 — меньшему, 2 — большему зубчатому колесу (рис. V.1.3, в). Значения передаточных чисел, частот вращения и вращающих моментов в зацеплениях планетарных передач приведены в табл. V.1.25. В планетарном механизме может быть остановлено любое из соосных звеньев из числа  $a$ ,  $b$ ,  $h$ . В связи с этим при определении передаточного числа указывают направление движения, например:  $i_{ah}^b$  — передаточное отношение от ведущего звена  $a$  к ведомому  $h$  при остановленном  $b$ . При остановленном водиле  $h$   $i_{ab}^h$ .

П л а н е т а р н а я о д н о р я д н а я п е р е д а ч а т и п а 2К- $h$ , с х е м а А. Эта передача получила наибольшее распространение вследствие простоты изготовления, возможности передачи любых мощностей и скоростей, высокого КПД (0,99—0,97). Выполняется она чаще всего с числом сателлитов  $n_w = 3 \div 4$ . При неподвижном водиле  $h$  передаточное отношение  $i_{ah}^h$  имеет знак минус. В расчетах удобно использовать обозначение  $|i_{ah}^h| = p$ . Передаточные числа  $i_{ah}^b$  и  $p$  связаны зависимостью  $i_{ah}^b = 1 + p$ . Значения  $p$  зависят от числа сателлитов и числа зубьев колес с внешними зубьями. Для получения рациональной конструкции рекомендуется  $2 \ll p \leq 9$  [10], обычно  $p \geq 3$ .

Расчет передач начинают с предположения, что лимитирует контактная долговечность зацепления  $a-g$ . При расчетах используют формулы, приведенные в табл. V.1.6; при этом  $u = u_a$  и  $T_{1H} = T_1$ , определение  $u_a$  и  $T_1$  см. в табл. V.1.25. Коэффициент ширины шестерни относительно диаметра  $\psi_{ba} = (b_w/d_{w1}) \leq 0,75$ . Вместо коэффициента  $K_{H\beta}$  подставляют коэффициент неравномерности распределения нагрузки  $K_{H\Sigma}$ , при числе сателлитов  $n_w = 3 \div 4$   $K_{H\Sigma} \approx 1,25$ . При расчете допускаемых контактных напряжений число циклов определяют исходя из частоты вращения, взятой относительно водила (см. табл. V.1.14 и V.1.25).

Необходимо учесть некоторые особенности при расчете сателлита  $g$ . Величину  $\sigma_{F_{lim}^g}$  (см. табл. V.1.3) следует принимать как при двусторонней нагрузке, поскольку зубья сателлита  $g$  при изгибе работают в симметричном цикле. В то же время зубья сателлита входят в зацепление с центральными колесами  $a$  и  $b$  разными сторонами, поэтому при определении числа циклов перемены напряжений  $\sum N n_w = 1$  и  $K_1 = 3600$  (см. табл. V.1.14).

V.1.25. Формулы для расчета передаточных чисел, частот вращения и вращающих моментов в зацеплениях планетарных передач [10]

Тип и схема передачи	Зацепление a-g	Зацепление b-g	Зацепление e-f
2K-h, А	$p = z_b/z_a =  i_{ab}^h $ $p \geq 3:$ $u_a = 0,5(p-1) = z_g/z_a,$ $T_1 = T_a \Omega / n_{\omega},$ $d_{\omega 1} = (d_{\omega})_a,$ $(d_{\omega})_g = u_a (d_{\omega})_a,$ $z_1 = z_a$ $p \leq 3:$ $u_a = 2/(p-1) = z_a/z_g$ $T_1 = T_a \Omega / (u_a n_{\omega})$ $d_{\omega 1} = (d_{\omega})_g$ $(d_{\omega})_a = u_a (d_{\omega})_g$ $z_1 = z_g$	$u_b = 2p/(p-1) = z_b/z_g$ $T_1 = T_a \Omega p / u_b n_{\omega}$ $(d_{\omega})_b = p (d_{\omega})_a$	—
<p>При <math>n_b = 0</math> <math>n_h = n_a/(p+1)</math>; <math>T_h = T_a(p+1)</math>  <math>n_g = (n_a - n_h)/u_a</math>; <math>T_b = T_a p</math></p>			
2K-h, В	$u_a - \text{см. табл. V.1.27}$ $T_1 = T_a \Omega / n_{\omega}$	$u_b = (i-1)/u_a$ $T_1 = T_a (i-1) \times \Omega / (u_b n_{\omega})$	—
<p>При <math>n_b = 0</math> <math>n_h = n_a/i</math>; <math>T_h = T_a i</math>; <math>i = i_{ah}^b = 1 + u_a u_b</math>  <math>n_g = n_f = (n_a - n_h)/u_a</math>; <math>T_b = T_a (i-1)</math></p>			
3K	$u_a = 0,5(p-1) = z_g/z_a$ $T_1 = T_a \Omega_a / n_{\omega}$ $p = p_1 (i-1)/(p_1+1) = z_b/z_a$	$u_b = 2p/(p-1) = z_b/z_g$ $T_1 = T_b \Omega_b / (n_{\omega} u_b)$	$u_e = 2p_1 (p_1 + i)/i (p_1 - 1) = z_g/z_f$ $T_1 = T_e \Omega / (n_{\omega} u_e)$
<p><math>p_1</math> — см. табл. V.1.28; <math>p_1 = z_e z_g / (z_f z_a)</math>; <math>n_a = n_e i</math>; <math>n_h = n_a / (1+p)</math>  <math>n_g = n_f = (n_e - n_h) u_e</math>; <math>T_b = T_e (i-1)</math>; <math>T_a = T_e / i</math>;  <math display="block">i = i_{ae}^b = \frac{1+p}{1-u_b u_e}</math></p>			
<p>Примечания. 1. Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки между сателлитами: <math>\Omega = 1,05 \div 1,15</math>; <math>\Omega_a = 2 \div 2,5</math>; <math>\Omega_b = 1,15 \div 1,25</math>. 2. Остальные обозначения см. на стр. 199—204.</p>			

Для зацепления  $b-g$  находят  $b_w = \psi_{bd} d_{w1}$  и  $(d_w)_b$ , затем подбирают твердость центрального колеса с внутренними зубьями. С достаточной для практики точностью [рекомендация ЛИВТ]

$$(HB)_b \geq \frac{0,435 (\sigma_{H \text{ lim } b})_a}{\sqrt{\rho}} - 35.$$

Изгибную долговечность передач рассчитывают по формулам табл. V.1.6, V.1.25. Вместо коэффициента  $K_{F\beta}$  подставляют  $K_{F\epsilon} \approx 1,3$ .

По расчетным значениям  $d_{w1}$  и  $m$  подбирают числа зубьев колес с помощью ЭВМ [4], таблиц [4, 16] или вручную [10]. При подборе чисел зубьев и модуля из стандартного ряда предпочтительны те комбинации, при которых удастся получить диаметры зубчатых колес, мало отличающиеся от расчетных.

При  $p \geq 3$  предварительно определяют  $z_a = (d_w)_a/m$  и затем  $z_b = pz_a$ . Проверяют выполнение условия  $(z_a + z_b)/n_w$  — целое число. При невыполнении его изменяют  $z_b$  на 1—2 зуба. При этом фактическое значение  $p$  может несколько отличаться от заданного. Если отклонение превысит допустимое, то переходят к другому  $z_a$  и расчет повторяют. Рекомендуется, чтобы  $z_a$  и  $z_b$  не были кратными  $n_w$ , не имели общих множителей. Число зубьев на сателлите  $g$  определяют по формуле  $z_g = 0,5(z_b - z_a) + v$ , где вспомогательный коэффициент  $v = 0; \pm 0,5; \pm 1$ .

При  $p \leq 3$  рациональнее задаваться числом зубьев на сателлите  $z_g = (d_w)_g/m$ . В этом случае  $z_a = 2z_g/(p - 1)$ . Дальнейший расчет аналогичен случаю  $p \geq 3$ .

При коэффициенте  $v = 0$  можно использовать несмещенные зубчатые колеса, а также колеса, для которых справедливо соотношение коэффициентов смещения  $x_b - x_g = x_a + x_g$ . При  $v = \pm 0,5$  расширяется число возможных вариантов передаточных отношений благодаря тому, что разность  $z_b - z_a$  может быть нечетной. При  $v = \pm 0,5; \pm 1$  смещение исходного контура обязательно. Рекомендуется  $x_a = x_g = 0,5$ ; в этом случае наименьшее число зубьев шестерни должно соответствовать данным табл. V.1.26.

При проектировании двухступенчатых планетарных редукторов для тихоходной ступени принимают  $p_\tau = 1,86 \sqrt[4]{u} - 1$  [2], в быстроходной ступени  $p_\sigma = [u/(p_\tau + 1)] - 1$ , где  $u$  — передаточное отношение редуктора. Значение конструктивного параметра тихоходной ступени трехступенчатого редуктора принимают  $p_\tau = 3 \div 4$ . Оставшуюся часть передаточного отношения можно распределить как в двухступенчатом редукторе. Общее передаточное отношение трехступенчатого редуктора  $u = (1 + p_\sigma)(1 + p_\sigma)(1 + p_\tau)$ , где  $p_\sigma$  — передаточное число промежуточной ступени.

П л а н е т а р н а я п е р е д а ч а т и п а 2K-h, схема В. Эта передача более сложна в изготовлении и сборке, чем передача



**V.1.26. Наименьшее число зубьев  $z_1$  прямозубой шестерни в планетарной передаче типа  $2K-h$  схемы А для случая  $x_a = x_g = 0,5$  (по рекомендациям ЛИВТ)**

$p$	2—2,2	2,2—2,5	2,5—2,8	2,8—3,3	3,3—3,6
$z_1$	14	15	16	17	16
$p$	3,6—4	4—4,5	4,5—5	5—6	Свыше 6
$z_1$	15	14	13	12	11
Примечание. При $p > 3$ $z_1 = z_a$ , при $p < 3$ $z_1 = z_g$ .					

по схеме А. Применяют ее при передаточных отношениях  $10 \leq i_{ah}^b \leq 36$ , КПД =  $0,99 \div 0,97$ . Расчет, как и в передаче по схеме А, начинают с предположения, что размеры передачи лимитирует контактная долговечность зацепления  $b-g$ . Расчетные формулы см. в табл. V.1.6. Рекомендуемое передаточное число внешнего зацепления  $u_a$  см. в табл. V.1.27, внутреннего  $u_b$  — в табл. V.1.25. В формулах табл. V.1.6  $u = u_b$ ; так как рассчитывают внутреннее зацепление, то используют множитель  $(u - 1)$ ;  $\Psi_{bd} \leq 0,75$ ;  $T_{IH} = T_1$  (по табл. V.1.25);  $K_{H\beta} = K_{H\alpha} \approx 1,25$ .

**V.1.27. Рекомендуемое передаточное число  $u_a$  внешнего зацепления  $a-g$  в планетарной передаче типа  $2K-h$  схемы В в зависимости от общего передаточного числа  $i_{ah}^b$  (по рекомендациям ЛИВТ)**

$i = i_{ah}^b$	10	12,5	16	20	25	31,5	30
$u_a$	2,4	2,8	3,4	4	4,7	5,5	6,2

При расчете модуля  $m$  коэффициент  $K_{F\beta} = K_{F\alpha} \approx 1,3$ . Остальные величины см. в табл. V.1.5. Выбранные числа зубьев для передач без смещения должны удовлетворять: условию соосности  $m_a(z_a + z_g) = m_b(z_b - z_f)$ , где  $m_a$  и  $m_b$  — стандартные модули; условию сборки  $(z_a/n_w) + (z_g z_b / z_f n_w) - Q_2 z_g / z_f = Q_1$ , где  $Q_1$  и  $Q_2$  — целые числа, причем допустимо  $Q_2 = 0$ . Рекомендации по подбору чисел зубьев для схемы В приведены в работе [4].

Планетарная передача типа  $3K$ . Используют ее при необходимости реализации передаточных чисел  $36 \leq i_{ac}^b \leq 160$ , КПД =  $0,9 \div 0,7$ . Расчет начинают с предположения, что размеры передачи лимитирует контактная долговечность зацепления  $e-f$ . Расчетные формулы см. в табл. V.1.6;

при этом  $u = u_e$ ,  $T_{1M} = T_1$ ,  $\psi_{ba} = b_{wf}/d_{wf} = 0,35$ ;  $K_{НВ} = K_{НЭ} \approx 1,1$  для конструкции с неподвижным зубчатым колесом  $b$  и плавающим центральным колесом  $e$ . При расчете модуля  $m$  коэффициент  $K_{ФВ} = K_{ФЭ} = 1,15 \div 1,2$ . Остальные величины см. в табл. V.1.5, V.1.25 и V.1.28. Диаметры зубчатых колес в зацеплениях  $a-g$  и  $b-g$  определяют по значению модуля, найденному из расчета зацепления  $e-f$ . Сочетание чисел зубьев см. в работе [10].

**V.1.28. Рекомендуемое передаточное число  $p_1$  в планетарной передаче типа 3К (по рекомендациям ЛИВТ)**

$i = i_{ae}^b$	36	40	50	63	80	100	125
$p_1$	5,2	5,6	6	6,5	7,3	8	9

**Расчет червячных передач.** Наиболее распространены в крановых механизмах червячные цилиндрические передачи с эвольвентным и архимедовым червяками. В редукторах по ГОСТ 2144—76 рекомендуется применять эвольвентный червяк с твердостью поверхности зубьев  $\geq 45$  НРС, в передачах с твердостью поверхности зубьев  $\leq 320$  НВ используют архимедов червяк.

Исходные данные для расчета червячных передач аналогичны тем, которые задаются для зубчатых цилиндрических эвольвентных передач. При проектировании задаются также числом заходов червяка  $z_1$ , числом зубьев червячного колеса  $z_2$ , коэффициентом диаметра червяка  $q$  16, 9, 121:  $z_2 = z_1 u$ ,  $q = 0,33z_2 \pm 2$ .

Рекомендуется для передаточных чисел  $u = 8 \div 16$   $z_1 = 4$ ,  $u = 16 \div 31,5$   $z_1 = 2$ ,  $u = 31,5 \div 80$   $z_1 = 1$ ;  $28 \leq z_2 \leq 80$ .

По формулам табл. V.1.29 и рекомендациям по выбору параметров в табл. V.1.30 рассчитывают делительный диаметр червячного колеса  $d_2$ , модуль  $m$ , затем определяют ориентировочно межосевое расстояние  $a_w$ :

$$a_w = 0,5 (q + z_2) m.$$

Межосевое расстояние можно найти и по формуле

$$a_w \approx 0,5 (z_2 + q) \sqrt[3]{3,4 \cdot 10^7 T_{2H} / (q z_2^2 \sigma_{HP}^2)}.$$

Предварительно выбранные параметры и их сочетание следует откорректировать до стандартных значений по ГОСТ 2144—76 (табл. V.1.31), а затем рассчитать остальные геометрические параметры передачи (табл. V.1.32); при необходимости вписывания в стандартное межосевое расстояние для выбранных  $m$ ,  $z_2$ ,  $q$  червячные передачи выполняют со смещением. На заключительном этапе червячную передачу проверяют на нагрев, а червяк — на прочность и жесткость по формулам табл. V.1.29; обозначения и

**В.1.29. Формулы для расчета червячных передач [6, 12, по данным ВНИИПТмаш]**

на контактную		на изгибную	
долговечность	прочность	долговечность	прочность
$d_2 \geq 610 \sqrt[3]{\frac{T_2 n_2 K_H K_{Hf}}{q_0^2 n_{P2}}} \quad (1)$ $\sigma_{H P2} = \sigma'_{H R K_{HL}}$ $T_{2H} = u T_{1H}$	<p>По формуле (1) при <math>T_{2H} = T_{2M} = u T_{1M}</math></p> $\sigma_{H P2} = \sigma'_{H R M2}$ <p>Для оловянистых бронз</p> $\sigma_{H R M2} = 4\sigma_{\tau 2}$ <p>Для безоловянистых бронз</p> $\sigma_{H R M2} = 2\sigma_{\tau 2}$	$m \geq \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 10^6 T_2 K_F \beta \times K_{Ff} \cos \gamma_U F}{q_0^2 \sigma_{F P2}}} \quad (2)$ $\sigma_{F P2} = \sigma'_{F R K_{FL}}$ $T_{2F} = u T_{1F}$	<p>При формуле (2) при <math>T_{2F} = T_{2M} = u T_{1M}</math></p> $\sigma_{F P2} = \sigma'_{F R M2}$ $\sigma_{F R M2} = 0,8\sigma_{\tau 2}$
Вид расчета			
передачи на нагрев	червяка		
$T_{2H} = \frac{115 K_{1F} \sigma_{0.пч}}{n_2 \text{ПВ} (1 - \eta)} \geq T_{2M}$ $F_{\sigma.п} = 20\sigma_{\tau 2}^2 + K_{\text{реб}} F_{\text{реб}}$	<p>на прочность</p> $\sigma_{1M} = \frac{10^8 T_{1M.н}}{0,1 d_{f1}^3}; \quad \tau_1 = \frac{10^8 T_{1M}}{0,2 d_{f1}^3}$ $T_{1M.н} = \sqrt{(P_1 t)^2 + (Rl + P_2 d_{\text{тол}})^2} / 40$ $P_1 = 2000 T_{1M} / d_{\text{тол}} = P_2 \text{tg} (\gamma + \rho)$ $P_2 = 2000 T_2 M / d_2$ $R = P_2 \text{tg} \alpha; \quad n = \frac{n_0 n_{\tau}}{\sqrt{n_0^2 + n_{\tau}^2}}$ $n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_{1M} K_{\sigma}); \quad n_{\tau} = \tau_{-1} / (\tau_1 K_{\tau})$		
		на жесткость	
		$f = \frac{f^3 \sqrt{P_1^2 + R^2}}{48 E_1 I_{\Phi}} \leq f_p$ $I_{\Phi} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} (0,36 + 0,64 \frac{d_{\sigma 1}}{d_{f1}})$	

Примечание. Обозначения см. в табл. В.1.30.

V.1.30. Параметры для расчета червячных передач и рекомендации по их выбору [6, 9, 12]

Обозначение	Наименование параметров, рекомендации по их выбору
<p><i>Параметры для расчета зубьев червячного колеса на контактную и изгибную долговечность и прочность</i></p> <p><math>K_{H\beta}</math>, <math>K_{F\beta}</math></p> <p><math>K_{H\alpha}</math>, <math>K_{F\alpha}</math></p> <p><math>K_{H_L}</math>, <math>K_{F_L}</math></p> <p><math>T_{1N}</math>, <math>T_{1F}</math>, <math>T_{1M}</math></p> <p><math>T_{2N}</math>, <math>T_{2F}</math>, <math>T_{2M}</math></p> <p><math>Y_F</math></p> <p><math>\sigma_{HFR2}</math>, <math>\sigma_{FFR2}</math></p> <p><math>\sigma'_{HFR}</math>, <math>\sigma'_{FFR}</math></p> <p><math>\sigma_{HFRM2}</math>, <math>\sigma_{FFRM2}</math></p> <p><math>\sigma_{F2}</math></p>	<p>Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий</p> <p>Средние значения: <math>K_{H\beta} \approx 1,1</math>, <math>K_{F\beta} \approx 1,05</math></p> <p>Коэффициенты точности (<math>K_{H\alpha} = K_{F\alpha}</math>)</p> <p>Определяются степенью точности передачи по ГОСТ 3675—81: для степени точности 7, 8, 9 равны соответственно 1,05; 1,1; 1,16</p> <p>Коэффициенты долговечности (табл. V.1.33)</p> <p>Расчетные нагрузки на валу червяка (см. стр. 182)</p> <p>То же, но на валу червячного колеса</p> <p>Коэффициент прочности зуба червячного колеса (табл. V.1.34)</p> <p>Допускаемые напряжения при расчетах на контактную и изгибную долговечность для червячного колеса, соответствующие эквивалентному числу циклов перемены напряжений</p> <p>То же, но соответствующие базовому числу циклов перемены напряжений (см. табл. V.1.4)</p> <p>Допускаемые предельные напряжения при расчетах червячного колеса на контактную и изгибную прочность</p> <p>См. табл. V.1.4</p>
<p><math>F_{0.п}</math>, <math>m^2</math></p> <p><math>F_{реб}</math>, <math>m^2</math></p> <p><math>K_t</math></p> <p><math>K_{реб}</math></p>	<p><i>Параметры для расчета передачи на нагрев</i></p> <p>Площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора</p> <p>Площадь поверхности ребер корпуса редуктора</p> <p>Коэффициент теплообмена</p> <p>При малой циркуляции воздуха <math>K_t = 8 \div 10</math> Вт/(м<sup>2</sup>·К), при интенсивной вентиляции помещения или на открытом воздухе <math>K_t = 14 \div 17</math> Вт/(м<sup>2</sup>·К)</p> <p>Коэффициент эффективности ребер</p> <p><math>K_{реб} = 0,5</math> при горизонтальном расположении ребер и <math>K_{реб} = 1</math> — при вертикальном</p>

Обозначение	Наименование параметров, рекомендации по их выбору
$n_3$ ПВ, % $T_{\text{шт}}$ $\eta$	Частота вращения червячного колеса Относительная продолжительность включения привода редуктора Допускаемый момент по нагреву на валу червячного колеса КПД червячной передачи (см. п. V.3)
$d_{a1}, d_f$ $E_1$	<p style="text-align: center;"><i>Параметры для расчета на прочность и жесткость</i></p> См. табл. V.1.32
$f, f_p, \text{мм}$ $l_{\text{ф}}, \text{мм}^4$	Модуль упругости стального червяка $E_1 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ Расчетный и допустимый прогибы червяка $f_p = (0,005 \div 0,01) m$
$K_{\sigma}, K_{\tau}$ $l$	Эквивалентный момент инерции фиктивного цилиндрического стержня, эквивалентного червяку по деформации Коэффициенты концентрации изгиба и кручения у основания витка червяка: $K_{\sigma} = 1,2 \div 1,35; K_{\tau} = 1 + 0,6 (K_{\sigma} - 1)$
$n, n_{\sigma}, n_{\tau}$ $P_1$ $P_2$ $R$ $T_1 \text{ м. в}$ $\rho$ $\sigma_{\text{из}}, \tau_I$ $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$	Расстояние между опорами червяка Рекомендуются $l \approx 0,9d_2$ Коэффициенты безопасности общий (см. т. 1, табл. I.3.4), по напряжениям изгиба и кручения Окружная сила на червяке, равная осевой на колесе Окружная сила на колесе, равная осевой на червяке Радиальная сила Максимальный изгибающий момент на червяке Угол трения (табл. V.1.35)
	Расчетные напряжения соответственно изгиба и кручения в червяке Пределы выносливости материала червяка при изгибе и кручении (см. т. 1, п. I.3)

**V.1.31. Сочетания  $a_{\text{ш}}$ ,  $i_{\text{ном}}$ ,  $m$ ,  $q$ ,  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $x$  для цилиндрических червячных передач (по ГОСТ 2144—76)**

Номинальные передаточные числа $i_{\text{ном}}$	Параметры	Сочетания параметров при межосевом расстоянии $a_{\text{ш}}$ , мм								
		80	100	125	160	200	250	315	400	500
8; 16; 31,5	$z_2/z_1 = u$	32 : 4 = 8; 32 : 2 = 16; 32 : 1 = 32								
	$m$	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	—
	$q$	8	8	8	8	8	8	8	8	—
	$x$	0	0	-0,16	0	0	0	-0,3	0	—
10; 20; 40	$z_2/z_1 = u$	40 : 4 = 10; 40 : 2 = 20; 40 : 1 = 40								
	$m$	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	—
	$q$	10	10	10	10	10	10	10	10	—
	$x$	+0,4	0	0	+0,397	0	0	+0,2	0	—
12,5; 25; 50	$z_2/z_1 = u$	50 : 4 = 12,5; 50 : 2 = 25; 50 : 1 = 50								
	$m$	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16
	$q$	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
	$x$	+0,75	+0,496	0	+0,75	+0,496	0	+0,25	+0,75	0
63	$z_2/z_1 = u$	63 : 1 = 63								
	$m$	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5
	$q$	16	16	16	16	16	16	16	16	16
	$x$	+0,5	+0,5	+0,18	+0,5	+0,5	+0,5	+0,182	+0,5	+0,5
80	$z_2/z_1 = u$	80 : 1 = 80								
	$m$	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10
	$q$	20	20	20	20	20	20	20	20	20
	$x$	0	0	0	+0,794	0	0	0	0	0

Примечание. В ГОСТ 2144—76 предусмотрены и другие сочетания параметров

V.1.32. Основные геометрические зависимости цилиндрических червячных передач (по ГОСТ 19650—74)

Параметр	Расчетная формула	Дополнительные указания
Коэффициент смещения червяка $x$	$\frac{a_w}{m} - \frac{z_2 + q}{2}$	$1 \geq x \geq -1$
Делительный диаметр червяка $d_1$	$qm$	—
Диаметр колеса $d_2$	$z_2 m$	—
Номинальный диаметр червяка $d_{w1}$	$(q + 2x) m$	—
Угол подъема: делительный $\gamma$	$\operatorname{tg} \gamma = z_1/q$	—
начальный $\gamma_w$	$\operatorname{tg} \gamma_w = z_1/(q + 2x)$	—
основной $\gamma_b$	$\cos \gamma_b = \cos \alpha_n \cos \gamma$	Для эвольвентного червяка
Угол профиля $\alpha_{nw}$	$\operatorname{tg} \alpha_{nw} = \operatorname{tg} \alpha_x \cos \gamma$	Для архимедова червяка
Коэффициент высоты витка червяка $h_1^*$	$2 + 0,2 \cos \gamma$	Для эвольвентного червяка
	2,2	Для архимедова червяка
Диаметр вершин: витков червяка $d_{a1}$	$d_1 + 2m$	—
зубьев колеса $d_{a2}$	$d_2 + 2(1 + x) m$	—
Ширина венца колеса $b_2$	—	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$ при $z_1 \leq 3$
Диаметр впадин витков червяка $d_{f1}$	$d_1 - 2(h_1^* - 1) m$	$b_2 \leq 0,67d_{a1}$ при $z_1 = 4$

Примечание. Углы профилей  $\alpha_n = \alpha_x = 20^\circ$  (по ГОСТ 19036—81).

V.1.33. Коэффициенты долговечности  $K_{HL}$ ,  $K_{FL}$  для червячных передач [6, 12]

Вид расчета на долговечность	
контактную	изгибающую
$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{\mu_4 \Sigma N}}$ <p>Для оловянистых бронз <math>0,67 \leq K_{HL} \leq 1,7</math></p> <p>Для безоловянистых бронз <math>K_{HL} = 1</math></p>	$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^8}{\mu_9 \Sigma N}}$ <p><math>0,54 \leq K_{FL} \leq 1</math></p>
Примечание. См. $\Sigma N$ в табл. V.1.14, $\mu_4, \mu_9$ в табл. V.1.16.	

### V.1.34. Коэффициент $Y_F$ для червячных передач [6]

$z_{V2}$ $Y_F$	20 1,48	24 1,88	26 1,85	28 1,8	30 1,76	32 1,71	35 1,64	37 1,61
$z_{V2}$ $Y_F$	40 1,55	45 1,48	50 1,45	60 1,4	80 1,34	100 1,30	150 1,27	300 1,24

Примечание. Эквивалентное число зубьев червячного колеса  $z_{V2} = z_2 / \cos^3 \gamma$ .

### V.1.35. Углы трения $\rho$ в зависимости от скорости скольжения $V_{ск}$ червячной передачи в масляной ванне [11]

Венец	Значения $\rho$ при $V_{ск}$ , м/с							
	0,01	0,1	0,5	1	1,5	2	4	7
Из оловянной бронзы	5° 40'	4° 30'	3° 10'	2° 20'	2° 20'	2°	1° 20'	1°
Из безоловянной бронзы или чугуна	6° 50'	5° 10'	3° 40'	3° 10'	2° 50'	2° 30'	1° 40'	1° 30'

Примечания. 1. Скорость скольжения определяют по формуле  $V_{ск} = \pi d_{ш1} n_1 / 10^3 \cos \gamma_{ш}$ . Обозначение величин см. в табл. V.1.32. 2. Твердость рабочей поверхности червяка >45 HRC.

рекомендации по выбору соответствующих параметров см. в табл. V.1.30.

**Цевочные передачи.** Преимущества цевочных передач по сравнению с зубчатыми — высокая ремонтпригодность, меньшая масса, более низкая стоимость, возможность изготовления на обычных станках, практически отсутствие радиального усилия, меньшая чувствительность к неточности межцентрового расстояния. Недостатки — большие динамические нагрузки (точность изготовления цевочных передач ниже, чем зубчатых), потребность в специальных фрезах для нарезания зубьев звездочки.

Основные прочностные и геометрические зависимости цевочных передач представлены в табл. V.1.36 и V.1.37. Наибольшие значения относительной высоты головки зуба звездочки  $\psi_{hp}$  из условия недопустимости заострения зуба для заданных значений  $z_1$  и  $\psi_{dp}$  (табл. V.1.37) приведены на рис. V.1.4. По рис. V.1.4 определяют и коэффициент перекрытия  $\varepsilon$ .

На рис. V.1.5 показано построение профиля зуба звездочки геометрическим способом (рекомендуется выполнять в масштабе не менее 4 : 1). Проводят дуги делительных окружностей  $d_1$  и  $d_2$ .



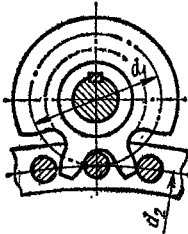
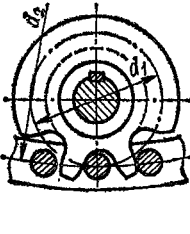
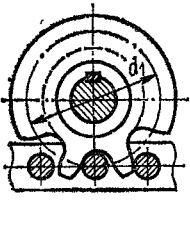
**V.1.36. Расчетные формулы для цевочного зацепления [O.59, 8]**

Вид расчета	
на контактную	
долговечность	прочность
$d_{ц} \geq \frac{194}{\sigma_{HP}} \sqrt{\frac{P_H}{\Psi_{bd}} \left( \frac{\Psi_{dP}}{\varepsilon - 1} + 2 \right)} \quad (1)$ $\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1,2})$ $P_H = 2000 T_{1H} / d_1 \quad (2)$	По формулам (1, 2) при $T_{1H} = T_{1M}$ $\sigma_{HP} = \sigma_{HPM}$
Вид расчета	
на изгибную	
долговечность	прочность
$d_{ц} \geq \sqrt[3]{\frac{P_F b (\Psi_{ib} - 0,5)}{0,4 [\sigma_{И}]_1}} \quad (3)$ $P_F = 2000 T_{1F} / d_1 \quad (4)$	По формулам (3, 4) при $T_{1F} = T_{1M}$ $[\sigma_{И}]_1 = [\sigma_{И}]_2$
Условные обозначения. $[\sigma_{И}]_1$ и $[\sigma_{И}]_2$ — допускаемые напряжения на изгиб по случаям I и II нагрузки (см. п. V.2); $T_{1H}$ , $T_{1F}$ , $T_{1M}$ см на стр. 182, остальные обозначения — в табл. V.1.5 и V.1.37.	
Примечание. При $\Psi_{dP} = 0,475$ проверку зуба звездочки на изгиб не производят.	

При больших значениях  $d_1$  и  $d_2$  дуги можно строить по точкам с координатами  $0,5 a$  (половины хорды) и  $h$  (стрелка) для различных углов  $\delta$ . В табл. V.1.38 приведены безразмерные значения этих величин при углах  $\delta = 1 \div 5^\circ$  для окружности с радиусом, равным единице. Значения  $0,5a$  и  $h$  при заданном угле  $\delta$  для диаметров  $d_1$  и  $d_2$  получают, умножив табличные значения на  $d_1$  или  $d_2$ . Из центра  $d_1$  проводят дугу делительной окружности выступов  $D_{a1}$ . Через центры окружностей  $d_1$  и  $d_2$  и точку касания  $I$  проводят ось. На обеих окружностях  $d_1$  и  $d_2$  наносят равные дуги  $I-1$ ,  $1-1'$ ,  $1-2$ ,  $1'-2'$  и т. д.

Затем строят точки  $1''$ ,  $2''$ ,  $3''$ , ... (кривая  $I-II$ ), являющиеся центрами цевки при обкатке делительной окружности колеса по делительной окружности звездочки. Например, точка  $2''$  представляет собой точку пересечения окружности радиусом  $R_1 = 2' - I$  с центром в точке  $2$  с окружностью радиусом  $R_2 = 2 - 2'$  с центром в точке  $I$ . Проводят ряд окружностей радиусом  $0,5d_{ц}$ , центры которых лежат на кривой  $I-II$ . Профилем головки зуба является огибающая этих поверхностей, для построения которой подбирают затем несколько радиусов  $R_3, R_4, \dots$ , с центрами на

V.1.37. Основные геометрические зависимости цевочного зацепления [O.59, 8]

Наружное зацепление	Внутреннее зацепление	Реечная передача	
			
<p>Параметр</p>	<p>Расчетная формула, указания</p>		
<p>Число зубьев звездочки <math>z_1</math></p> <p>Диаметр окружности делительной звездочки <math>d_1</math></p> <p>диаметр <math>d_2</math></p> <p>выступов звездочки <math>D_{a1}</math></p> <p>Радиус впадины зуба звездочки <math>r_f</math></p> <p>Высота головки зуба <math>h_a</math></p> <p>Окружной делительный шаг зацепления <math>p_a</math></p> <p>Расстояние <math>c</math> от центра окружности радиусом <math>r_f</math> до окружности <math>d_1</math></p> <p>Коэффициент перекрытия <math>\epsilon</math></p> <p>Относительная высота головки зуба звездочки <math>\psi_{hp}</math> (см. рис. V.1.4)</p> <p>Относительная ширина венца звездочки <math>\psi_{bd}</math></p> <p>Относительный диаметр цевки <math>\psi_{dp}</math></p> <p>Отношение расстояния между опорами цевки к ширине венца звездочки <math>\psi_{lb}</math></p>	<p>10—18, реже 9—8</p> <p><math>p_a z_1 / \pi</math></p> <p><math>p_a z_2 / \pi</math></p> <p><math>d_1 + 2h_a</math></p> <p><math>(0,515 \div 0,52) d_{\pi}</math></p> <p>—</p> <p>—</p> <p><math>(0,04 \div 0,05) d_{\pi}</math></p> <p>—</p> <p><math>h_a / p_a</math></p> <p><math>b / d_{\pi} = 1,5 \div 2,5</math></p> <p><math>d_{\pi} / p_a = 0,4 \div 0,5</math>, предпочтительно 0,475</p> <p><math>l / b = 1,2 \div 1,6</math></p>		
<p>Примечания. Коэффициент перекрытия <math>\epsilon</math> определяют по рис. V.1.4. Например, для наружного зацепления задано <math>z_1 = 12</math> и <math>\psi_{dp} = 0,475</math>; на пересечении соответствующих кривых <math>z_1</math> и <math>\psi_{dp}</math> находятся значения <math>\epsilon = 1,3</math> и <math>\psi_{hp}^{\max} = 0,47</math>. Если заданы <math>\epsilon</math> и <math>z_1</math>, определяют максимально допустимое значение <math>\psi_{hp}</math>. Если <math>\psi_{hp}</math> находится правее кривой <math>\psi_{dp}</math>, то вершина зуба звездочки получится чрезмерно заостренной. В этом случае следует уменьшить <math>\psi_{hp}</math> до допустимого предела, ограниченного соответствующей кривой <math>\psi_{dp}</math>, за счет увеличения <math>\epsilon</math> или <math>z_1</math>.</p> <p>Аналогичные расчеты производят для внутреннего и реечного зацеплений. Рекомендуется для силовых передач <math>\epsilon = 1,2 \div 1,3</math>, для кинематических и малонагруженных <math>\epsilon = 1,1 \div 1,3</math>, с повышенной плавностью и точностью <math>\epsilon \approx 1,3</math>.</p>			

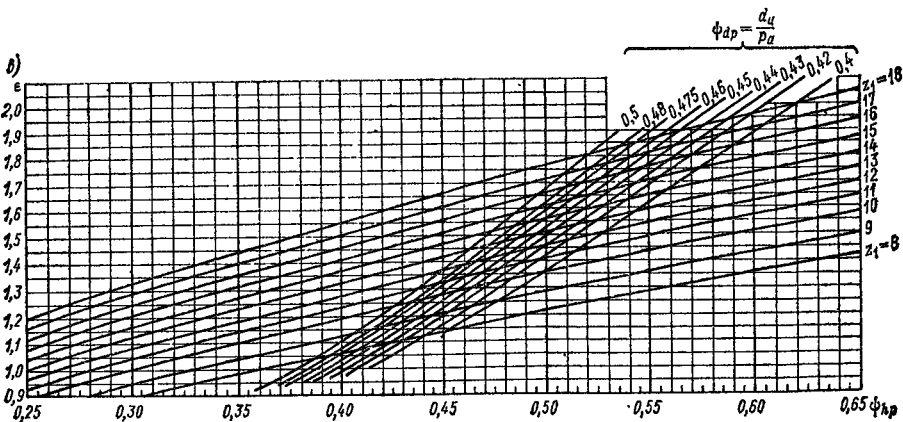
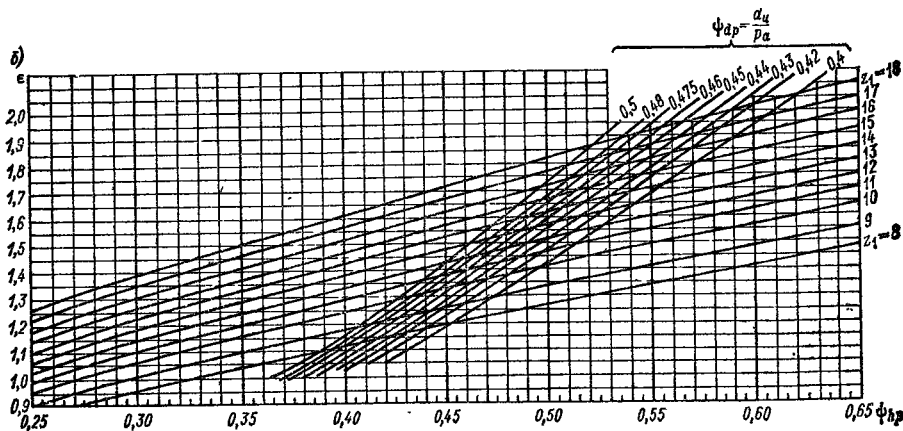
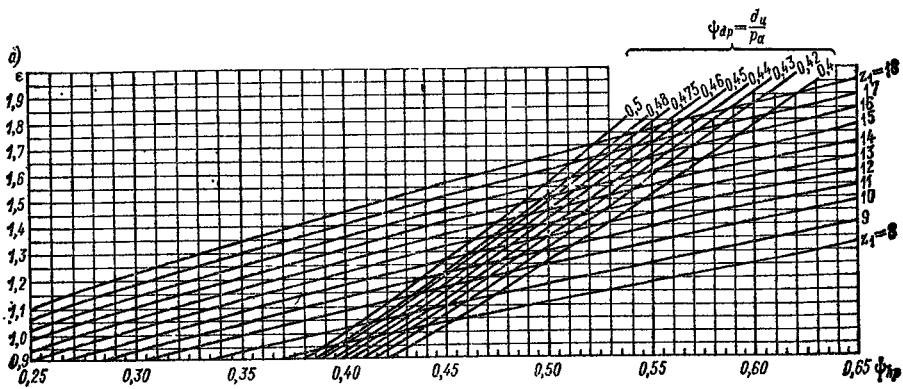
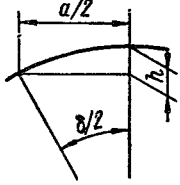


Рис. V.1.4. Зависимости  $\psi_{dP}$ ,  $z_1$ ,  $\epsilon$  при цевочном зацеплении:  $\alpha$  — наружном;  $\sigma$  — внутреннем;  $\epsilon$  — реечном

### V.1.38. Вспомогательные координаты

	$\delta, ^\circ$	$0,5a$	$h$
	1	0,00873	0,00004
1,5	0,01309	0,00009	0,00009
2	0,01745	0,00015	0,00015
2,5	0,02181	0,00024	0,00024
3	0,02618	0,00034	0,00034
3,5	0,03054	0,00047	0,00047
4	0,03490	0,00061	0,00061
4,5	0,03926	0,00077	0,00077
5	0,04362	0,00095	0,00095

делительной окружности звездочки. Из точки III, отстоящей от точки I на расстоянии  $s$  и от точки IV на расстоянии  $r_f$ , строят профиль впадины зуба радиусом  $r_f$ . Сопряжение головки и впадины округляется радиусом  $R \approx (0,3 \div \div 0,4) d_{\text{ц}}$ .

Допуски на изготовление цевочных передач см. в работе [8].

**Редукторы.** Наибольшее распространение в кранах получили серийные редукторы, перечисленные в табл. V.1.39.

По ГОСТ 16162—85 полный 90 %-ный ресурс передач цилиндрических и конических редукторов должен быть не менее  $4 \cdot 10^4$  ч,

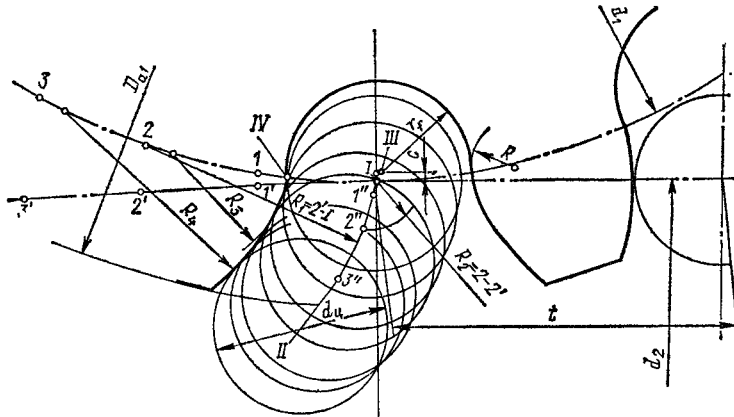


Рис. V.1.5. Построение профиля зуба звездочки при наружном зацеплении

червячных —  $2 \cdot 10^4$  ч, подшипников редукторов —  $10^4$  ч; максимальные окружные скорости зубчатых передач внешнего зацепления и конических — 16 м/с, внутреннего зацепления — 5 м/с.

Одними из важнейших показателей редукторов являются материалоемкость для одних и тех же значений вращающего момента на тихоходном валу и относительная стоимость для одних и тех же значений межосевых расстояний; эти показатели наиболее предпочтительны у планетарных редукторов и наименее — у конических.

Ниже приводятся данные характерных типов цилиндрического горизонтального, цилиндрического вертикального и червячного редукторов.

**У.1.39. Наиболее употребляемые типы серийных редукторов**

Редуктор	Типоразмер	М. Т. Н. м
Цилиндрический горизонтальный двухступенчатый крановый	Ц2-250, Ц2-300, Ц2-350, Ц2-400, Ц2-500, Ц2-650, Ц2-750, Ц2-1000	750—56 000
	РК-500, РК-600	22 880—33 810
	Ц2У-100, Ц2У-125, Ц2У-160, Ц2У-200, Ц2У-250	250—4 000
Цилиндрический горизонтальный двухступенчатый	Ц2У-315Н, Ц2У-355Н, Ц2У-400Н	8 000—16 000
	Ц2Н-450, Ц2Н-500 РМ-500, РМ-650	32 750—45 000 2 000—4 800
	Ц3У-160, Ц3У-200, Ц3У-250	1 000—4 000
Цилиндрический горизонтальный трехступенчатый	ЦТНД-315, ЦТНД-400, ЦТНД-500, ЦТНД-630	7 920—52 000
Цилиндрический вертикальный трехступенчатый крановый	ВК-475, ВК-550	1 800—2 800
	ВКУ-500М, ВКУ-610М, ВКУ-765М, ВКУ-965М	4 000—25 000
Коническо-цилиндрический горизонтальный двухступенчатый	КЦ1-200, КЦ1-250, КЦ1-300, КЦ1-400, КЦ1-500	530—7 650
Коническо-цилиндрический горизонтальный трехступенчатый	КЦ2-500, КЦ2-750, КЦ2-1000, КЦ2-1300, КЦ2-1300М	2 000—42 000
Червячный одноступенчатый универсальный	Ч-100, Ч-125, Ч-160 2Ч-40, 2Ч-63, 2Ч-80	400—1 500 28—200

Примечание. Данные взяты из справочника «Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения» (Киев, ВНИИредуктор, 1986).

Типоразмер редуктора выбирают путем сравнения эквивалентных вращающего момента на выходном валу  $M_E$  и консольной нагрузки  $P_E$  с ближайшими большими по каталогу номинальными вращающим моментом редуктора  $M_T$  и консольной нагрузкой  $P_T$  при соответствующем режиме работы (табл. V.1.40—V.1.42).

Цилиндрические горизонтальные двухступенчатые крановые редукторы типа Ц2 (по паспорту 37300). Первые ступени редукторов — раздвоенные шевроны ( $\beta = 29^\circ 32' 29''$ ), вторые — косозубые ( $\beta = 8^\circ 6' 34''$ ). Твердость рабочих поверхностей зубьев шестерен 40—45 НРС, колес 260—290 НВ, КПД редукторов  $\eta = 0,96$ . Максимальные окружные скорости вращения зубчатых передач 12 м/с, частота вращения быстроходных валов  $25 \text{ с}^{-1}$ . Мощность  $N_6$ , кВт, редукторов на быстроходном валу определяют по формуле  $N_6 = M_T n_6 \cdot 2\pi / (10^3 \eta \eta)$ , где  $M_T$  — вращающий момент на тихоходном валу. Типоразмеры, нагрузочные и геометрические характеристики редукторов приведены в табл. V.1.43—V.1.48, схемы сборок — на рис. V.1.6. Редукторы типа Ц2 часто используют для механизмов подъема и вылета кранов.

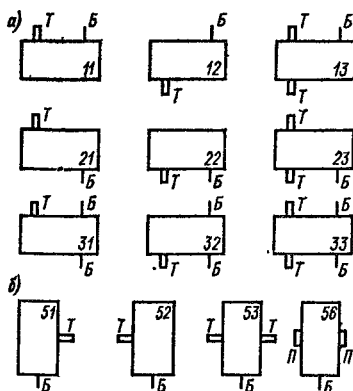


Рис. V.1.6. Варианты схем сборок редукторов: а — зубчатые редукторы (в редукторах Ц2 предусмотрены все девять схем сборок, а также по шесть схем сборок с концами тихоходных валов для присоединения командоаппарата, а в редукторах ВКУ-М — сборки 12, 13, 21, 23, 33); б — червячные редукторы 2Ч; Б — конец быстроходного вала; Т — конец тихоходного вала; П — тихоходный вал полый

Ф01 5221 501 ПС). Все ступени редукторов косозубые ( $\beta = 8^\circ 6' 34''$ ). Максимальные окружные скорости и частоты вращения зубчатых передач, а также формула для расчета мощности те же, что и для редукторов типа Ц2. По ГОСТ 16162—85 допускаемая консольная нагрузка  $P_T$ , Н, приложенная к середине посадочной части тихоходного вала,  $P_T = 250 \sqrt{M_T}$ , где  $M_T$  — вращающий момент на выходном тихоходном валу, Н·м. Типоразмеры редукторов, их нагрузочные и геометрические характеристики приведены в табл. V.1.49—V.1.53, а схемы сборок — на рис. V.1.6. Эти редукторы часто используют для механизмов передвижения кранов.

Редукторы червячные одноступенчатые универсальные типа 2Ч. Червячная пара цилиндрическая. Витки червяков подвергают цементации и закалке до твердости 50—55 НРС с последующими шлифованием и полированием. Венцы червячных колес изготавливают из оловянно-фосфо-

### V.1.40. Расчетные формулы для выбора типоразмера редуктора [12, 13]

Информация о редукторе и нагрузках	Расчетная формула	Значения коэффициентов
Зубчатом полная	$M_T \geq M_E$	$K_{\text{реж}} = \sqrt[3]{\frac{\sum N \mu_3}{N_{\text{но}}}}$
Червячном полная	$P_T \geq P_E$ $M_E = K_{\text{реж}} T_M$	$K_{\text{реж}} = \sqrt[3]{\frac{\sum t_i \mu_3}{2 \cdot 10^4}}$
Червячном неполная	$P_E = K_{\text{реж}} P_M$	$K_{\text{реж}} = K_{\text{ПВ}} K_C K_M K_P K_{\text{Ч}}$
<p>Условные обозначения: <math>T_M, P_M</math> — максимальные внешний вращающий момент и консольная нагрузка; <math>\sum N</math> на тихоходном валу см. в табл. V.1.14; <math>\mu_3</math> — см. в табл. V.1.16; <math>N_{\text{но}}</math> — см. в табл. V.1.15; <math>\sum t_i</math> — см. т. 1, табл. I.2.1 и формулу (I.2.2); <math>K_{\text{ПВ}}, K_C, K_M, K_P, K_{\text{Ч}}</math> — см. в табл. V.1.42.</p> <p>Примечание. При полной информации о редукторе <math>1/K_{\text{ПВ}} \leq K_{\text{реж}} \leq 1</math>, где <math>K_{\text{ПВ}}</math> см. в табл. V.1.41.</p>		

### V.1.41. Коэффициент перегрузочной способности редукторов $K_{\text{П}}$ [13]

Редукторы	$K_{\text{П}}$
С зацеплением Новикова	1
Планетарные	1,25
Червячные	1,4
Цилиндрические с эвольвентным зацеплением:	
одноступенчатые	1,6
двух- и трехступенчатые	2
Глобoidные	2,5

### V.1.42. Коэффициенты $K_{\text{ПВ}}, K_C, K_M, K_P, K_{\text{Ч}}$ [13]

Редукторы	$K_{\text{ПВ}}$ при ПВ %				
	100	60	40	25	15
Зубчатые	1	0,9	0,8	0,7	0,67
Червячные	1	0,8	0,7	0,6	0,5
Глобoidные	1	0,8	0,63	0,5	0,4
Число часов работы в сутки		До 1	1—3	8—12	24
$K_C$		0,7	0,8	1	1,2

Режим работы по Правилам Госгортехнадзора	Л	С	Т	ВТ
$K_M$	1,2	1,4	1,6	
Редукторы	Твердость поверхности зубьев			$K_p$
Зубчатые	$\leq 350$ НВ			0,9
Червячные	$\geq 45$ HRC			1,3
	—			0,9
Редукторы	Расположение червяка			$K_q$
Зубчатые	—			1
Червячные редукторы с червяком	Под колесом			1
	Над колесом			1,2
	Сбоку колеса			1,1

V.1.43. Вращающий момент  $M_T$  на тихоходном валу редукторов Ц2 (кН·м)

Гипоразмер редуктора	$n_H$	Режим работы по Правилам Госгортехнадзора							
		Л		С		Т		ВТ	
		$n_0, c^{-1}$							
		10	16	10	16	10	16	10	16
Ц2-250	10; 12,5	3,5	2,8	2,5	1,8	1,5	1,1	1	0,9
	16; 20	3,8	3,3	2,7	2,6		1	0,9	
	25; 31,5	3,8	3,3	2,7	2,6	1,3	1,2	1	
	40; 50	4	3,8	2,8	2,7	1,2	0,9		
Ц2-300	10; 12,5	5	4	4,4	3,5	2,3	2	1,4	1,4
	16; 20	5,8	5	4,6	3,8	2,3	2,1	1,4	1,4
	25; 31,5	5,8	5	4,3	4,3	2,7	2,5	1,8	1,6
	40; 50	6	5,4	4,4	4,3	2,5	2,3	1,8	1,6
Ц2-350	10; 12,5	8	7,1	6	5,6	3,5	2,8	2,2	2,1
	16; 20	9	7,3	6,8	5,6	3,5	3	2,2	1,9
	25; 31,5	9,5	8,2	6,5	6,3	4,1	3,3	2,7	2,2
	40; 50	9,5	8,5	6,7	6,3	3,7	3,3	2,7	2,2
Ц2-400	10; 12,5	14	11,2	8,2	6,2	5,3	3,8	4,1	4,1
	16; 20	18	14		8,2	6,5	4,8	4,4	3,7
	25; 31,5	18,5	16,5	9	6	4,3	4,4	4,4	
	40; 50	18,5	17	11,5	9	6	4,6	5	4,4



Типоразмер редуктора	$u_H$	Режим работы по Правилам Госгортехнадзора							
		Л		С		Т		ВТ	
		$n_6, c^{-1}$							
		10	16	10	16	10	16	10	16
Ц2-500	10; 12,5	28	24	18	16	11,2	9	7,3	7,3
	16; 20 25; 31,5 40; 50	31,5	24,3 30 30	21,2	17,5 20 20	11,2 13,2 13,2	9 9,7 10,6		6,5
Ц2-650	10; 12,5	50	40	33,5	26,5	23,6	18	19	18
	16; 20 25; 31,5 40; 50	56 60 60	45 51,5 56	37,5 42,5 42,5	33,5 36,5 41,2	27,2	20 20 21,2	20 20 23	19 20 20
Ц2-750	10; 12,5	69	58	51,5	42,5	37,5	30	31,5	29
	16; 20 25; 31,5 40; 50	77,5 87,5 87,5	71 80 80	56 63 63	47,5 56 60	42,5 42,5 45	35,5 32,5 32,5	33,5 34,5 36,5	28 30 30
Ц2-1000	10; 12,5	155	136	109	100	82,5	71	71	67
	16; 20 25; 31,5 40; 50	190 200 200	160 185 190	136 140 150	112 128 136	97,5 109 122	85 85 100	73 87,5 87,5	63 65 70

V.1.44. Наибольшие консольные нагрузки на тихоходные валы редукторов Ц2 (кН)

Типоразмер редуктора	Режим работы по Правилам Госгортехнадзора			
	Л	С	Т	ВТ
Ц2-250	12	18	12,5	6,3
Ц2-300	20	28,5	14	8
Ц2-350	32	25	13	10
Ц2-400	32	25	20	14
Ц2-500	50	40	25	20
Ц2-650	63	71	45	25
Ц2-750	100	125	63	32
Ц2-1000	200	250	160	80

Примечание. Нагрузки считаются приложенными к середине посадочной части выходного вала.

V.1.45. Модуль  $m$  (мм) и ширина  $b$  (мм) зубчатых колес редукторов Ц2

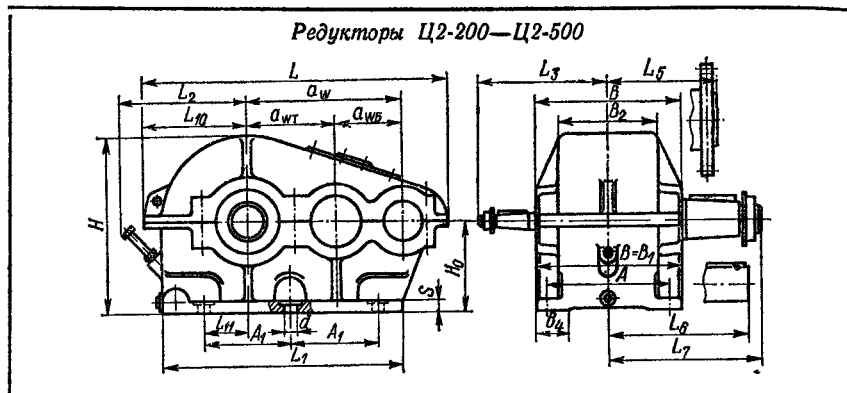
Типоразмер редуктора *	Ступень			
	быстроходная		тихоходная	
	$m$	$b$	$m$	$b$
Ц2-250	2	30	3	75
Ц2-300	2,5	38	3,5	88
Ц2-350	3	45	4	100
Ц2-400	3	45	5	125
Ц2-500	4	60	6	150
Ц2-650	5	75	8	200
Ц2-750	6	90	9	225
Ц2-1000	8	120	12	300

\* В обозначении типоразмера редуктора цифры означают суммарное межцентровое расстояние.

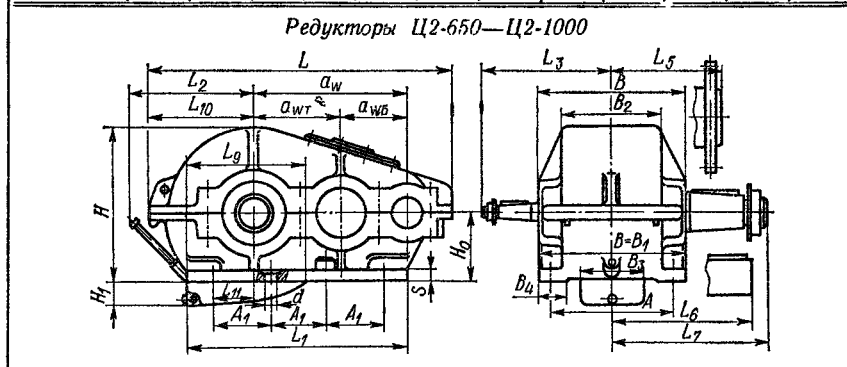
V.1.46. Числа зубьев редукторов Ц2

Ступень	$z_2/z_1$ при $u_H$							
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
Быстроходная	62/25	66/21	69/18	72/15	75/12	77/10		
Тихоходная	79/20		83/16			86/13		

### В.1.47. Габаритные и присоединительные размеры редукторов Ц2 (мм)

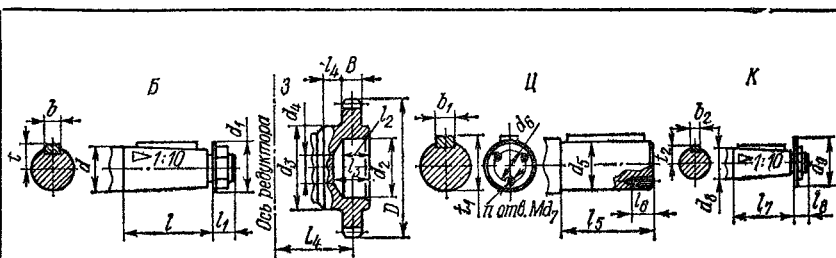


Типоразмер редуктора	$a_{шб}$	$a_{шт}$	$A$	$A_1$	$B = B_1$	$B_2$	$B_3$	$B_4$	$L$	$L_1$	$L_2$	$L_3$
Ц2-250	150	100	210	285	260	167	—	60	515	400	247	220
Ц2-300	175	125	250	350	300	202	—	70	620	475	275	255
Ц2-350	200	150	280	200	330	228	—	70	700	550	300	300
Ц2-400	250	150	320	250	380	256	—	85	805	640	340	325
Ц2-500	300	200	360	320	440	310	—	100	985	785	385	390
Ц2-650	400	250	470	260	560	400	280	100	1270	910	410	480
Ц2-750	450	300	560	300	650	465	320	120	1455	1040	445	570
Ц2-1000	600	400	760	400	860	608	420	150	1905	1400	500	740



Типоразмер редуктора	$l_6$	$L_6$	$L_7$	$L_8$	$L_{10}$	$L_{11}$	$H_0$	$H$	$H_1$	$S$	$d \times n$	Масса, кг
Ц2-250	198	255	280	—	183	75	160	310	—	18	22×4	85
Ц2-300	127	280	300	—	215	90	190	362	—	22	26×4	136
Ц2-350	255	320	345	—	238	100	212	409	—	25	26×6	204
Ц2-400	280	350	375	—	286	150	265	505	—	27	33×6	317
Ц2-500	330	415	445	—	340	190	315	598	—	30	39×6	500
Ц2-650	410	510	550	515	443	190	315	695	95	36	39×8	1100
Ц2-750	480	595	645	565	494	225	355	783	100	40	46×8	1650
Ц2-1000	645	745	805	780	645	300	450	1018	155	45	52×8	3700

V.1.48. Размеры концов валов редукторов Ц2 (мм)



Типоразмер редуктора	Б						З*							
	d	d <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	b	t	m	D	B	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	L <sub>4</sub>	l <sub>2</sub>
Ц2-250	30	45	60	20	8	16,5	3,5	147	20	72	95	62	180	38
Ц2-300	35	48	60	20	10	19	5	210	25	80	105	70	205	50
Ц2-350	40	58	85	25	12	21	6	252	30	110	140	100	230	60
Ц2-400	50	70	85	25	14	26,5	6	252	30	110	140	100	255	60
Ц2-500	60	80	108	32	18	31	8	336	40	150	215	60	295	65
Ц2-650	70	95	108	32	20	36,5	10	420	50	160	230	70	370	70
Ц2-750	80	110	135	35	22	41	12	504	60	200	290	140	430	90
Ц2-1000	110	140	168	42	28	52	16	672	80	320	445	230	580	130

Типоразмер редуктора	З		Ц							К					
	l <sub>3</sub>	l <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	d <sub>6</sub>	d <sub>7</sub>	l <sub>5</sub>	l <sub>6</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>	d <sub>8</sub>	d <sub>9</sub>	l <sub>7</sub>	l <sub>8</sub>	b <sub>2</sub>	t <sub>2</sub>
Ц2-250	43	40	65	32	10	105	20	18	71	65	80	108	32	18	34
Ц2-300	55		75	50	130	22	105	20	82	75	95	108	32	20	39,5
Ц2-350	65	85	130				22	93	85	115	135	35	22	44	
Ц2-400	65	50	95	12	130	22	104	95	125	135	35	25	49		
Ц2-500	85	20	110				80	165	28	120	110	160	170	40	28
Ц2-650	90	20	140	80	200	36	152	140	180	205	45	36	73		
Ц2-750	105	45	170	105	16	240	26	40	184	170	215	245	55	40	88
Ц2-1000	150	55	220	140	20	280	32	50	237	220	280	285	65	50	114

Условные обозначения: Б — быстроходный вал; З — тихоходный вал с зубчатым венцом; Ц — тихоходный вал с цилиндрическим концом; К — тихоходный вал с коническим концом.

\* Число зубьев z = 40.

**V.1.49. Вращающий момент  $M_T$  на тихоходном валу редукторов типа ВКУ (кН·м)**

n <sub>г</sub> , с <sup>-1</sup>	Режим работы *	ВКУ-500М			ВКУ-610М			ВКУ-765М				ВКУ-965М			
		$u_H$													
		20	63	25	40	80	25	63	80; 100	125; 140	25	63	80; 100	125; 140	
16	Л	4,2	4,68	8,1	8,5	14,9	14,6	14,9				28,2			
	С	3,3	4,3	6	7,9	8,3	13,1					19,7	24,6	27,2	27,2
	Т	2,2	2,9	4,9	5,4	6,1	9,3	11,7	12,5	12,5	16,8	24,6	24,6	25,1	
	ВТ	1,85	2,4	3,7	4,4	4,5	8,2	9,2	9,7	9,8	13,7	17,1	19,4	19,4	
12,5	Л	4,45	4,64	8,6			14,9				28,2				
	С	3,4	4,64	7,7	8,6	8,6					19,7	24,6	27,2	27,2	
	Т	2,36	3,16	5,1	5,8	6,7	10,8	12,5	13,2	14	17,6	24,6	25,1	25,1	
	ВТ	1,92	2,5	4,3	4,4	5,9	9,2	9,6	10,6	11,1	15	19,4			
10	Л	4,66	4,66	8,6			14,9				28,2				
	С	3,68	4,66	8,2	8,6	8,6					22	25,9	27,2	27,2	
	Т	2,5	3,38	5,5	6,1	7,1	11,4	12,7	14,1	14,6	21	25,1			
	ВТ	2,1	2,79	4,5	4,9	6,1	9,5	9,7	11,1	11,5	13,8	19,4			

Примечание. Редукторы изготавливают и с другими передаточными числами.

\* Согласно Правилам Госгортехнадзора.

**V.1.50. Межцентровое расстояние  $a_w$ , модуль  $m$ , ширина  $b$  зубчатых колес редукторов типа ВКУ (мм)**

Ступень	ВКУ-500М			ВКУ-610М			ВКУ-765М			ВКУ-965М		
	$a_w$	$m$	$b$	$a_w$	$m$	$b$	$a_w$	$m$	$b$	$a_w$	$m$	$b$
Б	140	3	60	160	3	60	200	4	80	250	5	100
П	160	3	60	200	4	80	250	5	100	315	6	120
Т	200	4	100	250	5	120	315	7	150	400	8	200

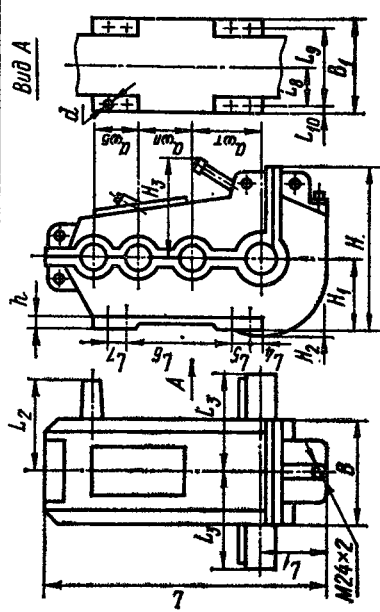
Условные обозначения: Б — быстроходная ступень; П — промежуточная; Т — тихоходная.

### V.1.51. Числа зубьев редукторов типа ВКУ

Ступень	ВКУ-500М			ВКУ-765М										ВКУ-965М		
	$z_2/z_1$ при $u_H$															
	20	63	40	80	25	63	80	100	125	140	25	63	80	100	125	140
Б	60/33		79/27	81/25	68/31	82/17	83/16	84/15	83/16	84/15	77/22	79/20	82/17	85/14		
П	71/35	91/15	65/34	75/24	84/15	77/22	81/18	84/15	86/13	64/40	75/24	85/19	81/18			
Т	84/15		81/18			70/19										

### V.1.52. Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа ВКУ (мм)

Типоразмер редуктора	Габаритные размеры													Присоединительные размеры						
	B	B <sub>1</sub>	d	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	h	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	L <sub>5</sub>	L <sub>6</sub>	L <sub>7</sub>	L <sub>8</sub>	L <sub>9</sub>	L <sub>10</sub>	Мас- сб, кг
ВКУ-500М	320	360	17	475	160	40	310	30	840	200	305	310	85	70	240	70	240	320	20	330
ВКУ-610М	365	350	17	585	250	—	380	35	900	240	325	355	50	70	375	70	152,5	305	22,5	450
ВКУ-765М	435	445	26	675	290	—	470	40	1220	284	370	440	45	110	440	110	192,5	385	30	820
ВКУ-965М	560	620	33	930	320	75	610	45	1560	385	450	495	75	120	570	120	270	540	40	1530



### В.1.53. Размеры концов валов редукторов типа ВКУ (мм)

Типоразмер редуктора	Б							Т			
	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	t	t <sub>1</sub>	b	t	d <sub>3</sub>	t <sub>2</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>
ВКУ-500М	40	M24×2	75	85	110	10	21	65	105	18	71
ВКУ-610М											
ВКУ-765М	50	M36×3	95	108	140	12	26	125	165	32	136
ВКУ-965М	65	M42×3	100								

Условные обозначения: Б — быстроходный вал; Т — тихоходный.  
 Примечание. В редукторе ВКУ-965М размеры концов тихоходных валов даны для сборок 13, 23, 33. Для сборок 12, 21 d<sub>3</sub> = 140 мм, l<sub>2</sub> = 200 мм, b<sub>1</sub> = 36 мм, t<sub>1</sub> = 152 мм.

### В.1.54. Параметры редукторов типа 2Ч

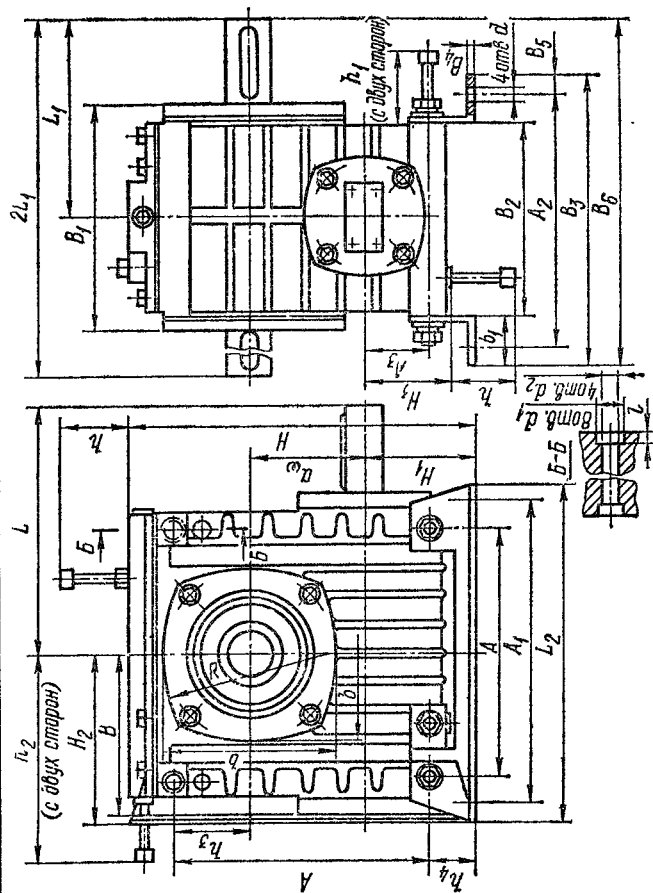
Типоразмер редуктора	u <sub>н</sub>	M <sub>Т</sub> , Н·м	η, %	m, мм	P <sub>Т</sub> , Н	Масса наибольшая, кг
2Ч-63	10	102	88	2,5	2800	11,9
	20	104	83	2,5		
	31,5	115	74	3		
	40	110	73	2,5		
	50	102	68	2		
	63	95	62	1,6		
2Ч-80	10	194	89	3	4000	16,2
	20	195	83	3		
	31,5	230	77	4		
	40	200	72	3		
	50	210	71	2,5		
	63	200	64	2		

Примечание. Редукторы поставляют также с u<sub>н</sub> = 8, 12,5; 16; 25; 80.

### В.1.55. Коэффициенты пересчета нагрузок редукторов типа 2Ч

n <sub>с-1</sub>	K <sub>1</sub>	ПВ, %	K <sub>2</sub>	Характер нагрузки	K <sub>3</sub>		
					t <sub>Σ</sub> , ч		
					0,5—2	2—12	12—24
12,5	1,15	25	1,5	Равномерная	1,1	1	0,85
16	1,1	40	1,35	С умеренными ударами	1,0	0,8	0,7
25	1	60	1,2	С тяжелыми ударами	0,8	0,7	0,6
—	—	100	1				

V.1.56. Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа 2Ч (мм)



Типоразмер редуктора	$a_{\omega}$	A	$A_1$	$A_2$	$A_3$	B	$B_1$	$B_2$	$B_3$	$B_4$	$B_5$	$B_6$	b	$b_x$	H
2Ч-63	63	150	180	165	42	102	145	125	197	5	16	217	105	36	223
2Ч-80	80	180	225	185	50	118,5	165	140	212		13,5	250	120		265

Типоразмер редуктора	$H_1$	$H_2$	$H_A$	$t$	$h_4$	$h_3$	$h_2$	$h_1$	$h_4$	$\gamma$	$d_1$	$d_2$	$L_1$	$L_2$	$l$
2Ч-63	82	115	59	155	115	200	45	40	13	16	11,5	145	120	220	8
2Ч-80	92	132	66	190	135	240	50	42	15	18	13	160	145	260	

Примечания. 1. Для редукторов 2Ч-63 и 2Ч-80 R соответственно равен 110 и 120 мм. 2. Отверстия диаметром  $d_1$  выполняются.

V.1.57. Размеры концов валов редукторов типа 2Ч (мм)

Типоразмер редуктора	Б					Т					П				
	$d$	$d_1$	$l_1$	$l_2$	$b$	$t$	$d$	$l$	$b$	$t$	$d$	$d_1$	$l$	$l_1$	$l_2$
2Ч-63	22	M8	36	20	4	11,6	28	60	8	31	33	70	108	68	20
2Ч-80	25	M8	42	20	5	13,45	35	80	10	38	41	90	116	66	25

Условные обозначения вала: Б — быстроходный; Т — тихоходный; П — полый тихоходный (ступица).



ристой бронзы и заливают на ступицы. Ступица выполняет одновременно роль полого вала с внутренними шлицами.

Типоразмеры и параметры наиболее часто используемых на кранах редукторов приведены в табл. V.1.54. Указанный в ней допускаемый вращающий момент  $M_T$  соответствует частоте вращения быстроходного вала  $n_6 = 25 \text{ с}^{-1}$ , продолжительности включения ПВ = 100 %, равномерной работе в течение  $t_x = 2 \div 12 \text{ ч}$  в сутки, температуре внешней среды  $20^\circ \text{C}$ . Для других режимов работы  $M_T = M_T' K_1 K_2 K_3 K_4$ , где  $M_T'$  — действительный вращающий момент на тихоходном валу, Н·м;  $K_1, K_2, K_3$  — коэффициенты, зависящие от  $n_6, \text{ ПВ}, t_x$  (табл. V.1.55);  $K_4 = (95 - t_x)/75$  — температурный коэффициент;  $t_x$  — температура внешней среды,  $^\circ \text{C}$ .

Максимальная частота вращения быстроходного червячного вала редуктора  $30 \text{ с}^{-1}$ . Мощность на быстроходном валу определяют так же, как для редукторов типа Ц2. Редуктор может быть установлен с червяком в горизонтальном положении под либо над колесом или сбоку колеса и с червяком в вертикальном положении. Габаритные и присоединительные размеры редукторов см. в табл. V.1.56, размеры концов валов — в табл. V.1.57, схемы сборок — на рис. V.1.6. Редукторы типа 2Ч часто используют для вспомогательных механизмов кранов.

## V.2. Валы, оси, их соединения и опоры

**Валы и оси.** Валы и оси рассчитывают, как правило, на прочность и сопротивление усталости, а при необходимости — на надежность (вероятность безотказной работы) и жесткость.

Валы и оси, являющиеся составными частями механизмов, рассчитывают по нагрузкам соответствующих механизмов: валы и оси ходовых колес, оси балансиров и опор ходовой части — по нагрузкам, указанным в т. 1, пп. I.23 и I.24; оси опорно-поворотных устройств — по нагрузкам, приведенным в п. VI.9; оси шарниров несущих металлоконструкций — по нагрузкам, действующим в этих металлоконструкциях.

Оси работают только на изгиб и рассчитываются по формуле

$$\sigma = M_n / W \leq [\sigma], \quad (\text{V.1.1})$$

где  $\sigma$  — расчетные нормальные напряжения;  $M_n$  — изгибающий момент:  $M_n = M_{n \text{ II}}$  — в расчете на прочность при однократном нагружении,  $M_n = M_{n \text{ I}}$  — в расчете на сопротивление усталости при многоцикловом нагружении;  $W = 0,1d^3$  — осевой момент сопротивления сечения;  $W = 0,1d^3 - bh(2d - h)^2/16d$  — момент сопротивления сечения, ослабленного шпоночным пазом;  $d$  — диаметр оси в расчетном сечении;  $b$  и  $h$  — соответственно ширина и высота шпонки;  $[\sigma]$  — допускаемые напряжения:  $[\sigma] = [\sigma]_{\text{II}}$  — в расчете на прочность;  $[\sigma] = [\sigma]_{\text{I}}$  — в расчете на сопротивление усталости (табл. V.1.58).

### V.1.58. Формулы для определения допускаемых напряжений

Виды деформаций и циклов	Случай нагрузки		Номер комбинации формул
	I	II и III	
Изгиб по симметричному циклу	$[\sigma_{II}] = \frac{\sigma_{-I}}{K} \frac{1}{n}$	$[\sigma_{II}] = \sigma_{т. и} \frac{1}{n}$	I
Изгиб по отнулевому циклу	$[\sigma_{II}] = \frac{2\sigma_{-I}}{K + \psi_{\sigma}} \frac{1}{n}$	$[\sigma_{II}] = \sigma_{т. и} \frac{1}{n}$	II
Кручение по симметричному циклу	$[\tau_{II}] = \frac{\tau_{-I}}{K} \frac{1}{n}$	$[\tau_{II}] = \tau_{т. к} \frac{1}{n}$	III
Кручение по отнулевому циклу	$[\tau_{II}] = \frac{2\tau_{-I}}{K + \psi_{\tau}} \frac{1}{n}$	$[\tau_{II}] = \tau_{т. к} \frac{1}{n}$	IV

Примечания. 1. Коэффициент снижения предела выносливости рассчитывают по формулам:  $K = (K_{\sigma}/K_{d\sigma} + 1/K_{F\sigma} - 1)/K_{\psi}$  — при изгибе и  $K = (K_{\tau}/K_{d\tau} + 1/K_{F\tau} - 1)/K_{\psi}$  — при кручении, где  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  — эффективные коэффициенты концентрации напряжений (для некоторых видов концентраторов см. в табл. V.1.60 и V.1.61);  $K_{d\sigma}$  и  $K_{d\tau}$  — коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров поперечного сечения и приближенно определяемые по формулам:  $K_{d\sigma} = K_{d\tau} \approx 1 - 0,15 \lg(d/7,5)$  — для диаметра вала или оси  $d \leq 150$  мм и  $K_{d\sigma} = 0,8$  — для  $d > 150$  мм;  $K_{F\sigma}$  и  $K_{F\tau}$  — коэффициенты, учитывающие влияние качества обработки поверхности и определяемые по формулам:  $K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \lg R_z (1g \sigma_B/20 - 1)$  и  $K_{F\tau} = 0,575 K_{F\sigma} - 0,425$ , где  $R_z$  — шероховатость, мкм;  $\sigma_B$ , МПа;  $K_{\psi}$  — коэффициент, учитывающий влияние поверхностного упрочнения (закалки ТВЧ, азотирования, цементации, поверхностного наклепа — значения коэффициента см. в работе [21]) и принимаемый при отсутствии упрочнения  $K_{\psi} = 1$ .

Значения  $K$  для случая посадки детали на вал приведены в табл. V.1.62. Приведенные выше формулы соответствуют ГОСТ 25.504—82 «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивленя усталости».

2. Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла при изгибе [21]  $\psi_{\sigma} = 0,48 - 0,00035\sigma_B$ . Для ориентировочных расчетов можно принимать  $\psi_{\sigma} = 0,2$  для углеродистых и  $\psi_{\sigma} = 0,3$  для легированных сталей.

3. Значения  $n$  см. в табл. V.1.63.

4.  $\sigma_{-I} \approx 0,43\sigma_B$ ;  $\tau_{-I} \approx 0,22\sigma_B$ ;  $\sigma_{0II} \approx 0,7\sigma_B$ ;  $\tau_{0II} \approx 0,36\sigma_B$ .  $\sigma_{т. и} = 1,2\sigma_{т. р}$  для углеродистых и  $\sigma_{т. и} = \sigma_{т. р}$  для легированных сталей. Значения  $\sigma_B$  и  $\sigma_{т. р}$  следует брать с учетом размера детали и термообработки.

5. Если расчет ведется на ограниченный срок службы, то во все формулах вместо значения длительного предела выносливости следует подставлять значения ограниченного предела выносливости (см. т. 1, п. 1.13).

Оси, вращающиеся более чем на  $100^\circ$ , и неподвижные оси, у которых направление действующих на них сил меняется более чем на  $100^\circ$ , при расчете по случаю I нагрузки можно считать работающими по симметричному циклу; остальные оси можно считать работающими по отнулевому циклу.

Валы, работающие на кручение, рассчитывают по формуле

$$\tau = M_{\text{кр}}/W_p \leq [\tau], \quad (\text{V.1.2})$$

где  $\tau$  — расчетные касательные напряжения;  $M_{\text{кр}}$  — вращающий момент:  $M_{\text{кр}} = M_{\text{кр II}}$  — в расчете на прочность;  $M_{\text{кр}} = M_{\text{кр I}}$  — в расчете на сопротивление усталости;  $W_p = 0,2d^3$  — полярный момент сопротивления сечения;  $W_p = 0,2d^3 - bh(2d - h)^2/16d$  — полярный момент сопротивления сечения, ослабленного шпоночным пазом;  $[\tau]$  — допускаемое напряжение:  $[\tau] = [\tau]_{\text{II}}$  — в расчете на прочность;  $[\tau] = [\tau]_{\text{I}}$  — в расчете на сопротивление усталости (табл. V.1.58).

Валы, работающие на изгиб и кручение, рассчитывают по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma^2 + k^2 (\alpha\tau)^2} \leq [\sigma], \quad (\text{V.1.3})$$

где  $\sigma_{\text{эк}}$  — расчетные эквивалентные напряжения;  $\sigma$  и  $\tau$  — соответственно нормальные и касательные напряжения, рассчитанные по формулам (V.1.1) и (V.1.2);  $k = \sigma_{\text{T}}/\tau_{\text{T}}$  — в расчете на прочность и  $k = \sigma_{-1D}/\tau_{-1D}$  — в расчете на сопротивление усталости;  $\alpha = 1$  — в расчете на прочность и на сопротивление усталости при нормальных и касательных напряжениях, изменяющихся по симметричному циклу;  $\alpha = 0,5(1 + \psi_{\text{T D}})$  — в расчете на сопротивление усталости при нормальных напряжениях, изменяющихся по симметричному циклу, и касательных напряжениях, изменяющихся по отнулевому циклу;  $\psi_{\text{T D}} = \psi_{\text{T}}/K$ ;  $\psi_{\text{T}}$  — коэффициент влияния асимметрии цикла на амплитуду касательных напряжений ( $\psi_{\text{T}} = 0,01 + 1 \cdot 10^{-4}\sigma_{\text{в}}$ , где  $\sigma_{\text{в}}$  в МПа);  $K$  см. в табл. V.1.58.

Расчет на сопротивление усталости при нерегулярном характере нагружения, т. е. при переменной величине циклических напряжений, см. в т. 1, п. I.13.

В табл. V.1.58 приведены общие формулы для определения допускаемых напряжений, а в табл. V.1.59 — указания по их применению для расчета различных видов валов и осей.

В тех случаях, когда недостаточная жесткость оси или вала может вызвать неполадки в работе, следует проверить прогибы и углы поворота. Для предварительных расчетов можно пользоваться следующими значениями допускаемых деформаций: наибольший прогиб валов, несущих зубчатые колеса, не должен превышать 0,0003 расстояния между опорами; наибольший угол поворота вала на опоре с подшипником скольжения — 0,001, с подшипником шариковым радиальным — 0,01, с подшипником сферическим — 0,05 рад; наибольший угол закручивания трансмиссионного вала —  $20'$  на 1 м длины.

### V.1.59. Допускаемые напряжения для различных видов валов и осей

Разновидности валов и осей		Номер комбинации формул по табл. V.1.58
Характер работы	Примеры	
<i>Механизмы подъема и механизмы изменения вылета неуравновешенных стрел</i>		
Валы, работающие на изгиб по симметричному циклу и на кручение по отнулевому циклу	Валы редукторов с зубчатыми передачами	I
Валы, работающие только на кручение по отнулевому циклу	Плавающие валы, соединяющие электродвигатели с редукторами	IV
Оси, работающие на изгиб по симметричному циклу	Вращающиеся оси канатных барабанов	I
Оси, работающие на изгиб по отнулевому циклу	Невращающиеся оси канатных барабанов, оси канатных блоков	II
<i>Механизмы изменения вылета уравновешенных стрел</i>		
Валы, работающие на изгиб и кручение по симметричному циклу	Валы редукторов с зубчатыми передачами	I
Валы, работающие только на кручение по симметричному циклу	Плавающие валы, соединяющие редукторы с открытыми зубчатыми передачами	III
Оси, работающие на изгиб по симметричному циклу	Оси, соединяющие шатуны с кривошипными	I
Оси, работающие на изгиб по отнулевому циклу	Оси роликов кремальеры	II
<i>Механизмы поворота и передвижения</i>		
Валы, работающие на изгиб и кручение по симметричному циклу	Валы редукторов с зубчатыми передачами	I
Валы, работающие только на кручение по симметричному циклу	Плавающие валы, соединяющие электродвигатели с редукторами	III
Оси, работающие на изгиб по симметричному циклу	Цевки	I
Оси, работающие на изгиб по отнулевому циклу	Оси привода тормоза механизма поворота	II
<i>Ходовые части и опорно-поворотные устройства</i>		
Опорные оси ходовых частей и опорно-поворотных устройств, работающие на изгиб по симметричному циклу		I
То же по отнулевому циклу		II
<i>Металлические конструкции</i>		
Оси шарниров, соединяющих между собой основные части металлоконструкций, работающие на изгиб по симметричному циклу		I
То же по отнулевому циклу		II

**V.1.60. Эффективный коэффициент концентрации для валов с галтельными переходами [0.59]**

$D/d$	Значения $K_\sigma$ при $r/d$						
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,075	0,1
1,3	2,6	2,25	2,1	1,95	1,8	1,65	1,55
1,25	2,55	2,2	2,05	1,9	1,75	1,6	1,5
1,2	2,45	2,1	1,95	1,85	1,7	1,55	1,45
1,15	2,35	2,05	1,9	1,8	1,65	1,5	1,4
1,1	2,2	1,9	1,8	1,7	1,6	1,45	1,35
1,05	1,9	1,7	1,6	1,55	1,45	1,35	1,3

Условные обозначения:  $D$  и  $d$  — соответственно больший и меньший диаметры вала в месте галтельного перехода;  $r$  — радиус галтели.

Примечания. 1. Значения коэффициентов концентрации приведены для сталей с  $\sigma_B \leq 600$  МПа. Для легированных сталей при  $\sigma_B \leq 1000$  МПа эти значения следует увеличить на 10 %. 2. Для валов с галтельными переходами принято  $K_\tau \approx K_\sigma$ , что идет в запас расчета.

**V.1.61. Эффективные коэффициенты концентрации для валов и осей с различными концентраторами [0.57, 19]**

Вид концентратора	$K_\sigma$		$K_\tau$	
	при $\sigma_B$ , МПа			
	$\leq 600$	$\leq 1000$	$\leq 600$	$\leq 1000$
Шпоночные канавки (одна или две)	1,8	2,3	1,6	2,2
Шлицы: прямоугольные эвольвентные	1,6	1,7	2,4 1,5	2,7 1,6
Поперечное отверстие диаметром $a$ в диаметральной плоскости вала диаметром $d$ при $a/d$ : 0,05—0,15 0,15—0,25	2 1,8	2,2 2	1,8	2
Резьба метрическая *	2	2,6	1,6	2,2

\* Расчет ведется по внутреннему диаметру резьбы.

**V.1.62. Коэффициент  $K$  снижения предела выносливости для валов с посаженными деталями [19]**

Диаметр вала, мм	Характер посадки	Значение $K$			
		Изгиб при $\sigma_B$ , МПа		Кручение при $\sigma_B$ , МПа	
		$\leq 600$	$\leq 1000$	$\leq 600$	$\leq 1000$
30	С натягом ( $s6$ )	2,8	3,8	2,1	2,7
	Переходная ( $k6$ )	2,1	2,8	1,7	2,1
	С зазором ( $h6$ )	1,8	2,4	1,5	1,9
50	С натягом ( $s6$ )	3,4	4,6	2,5	3,3
	Переходная ( $k6$ )	2,5	3,5	2	2,6
	С зазором ( $h6$ )	2,2	3	1,7	2,2
100 и более	С натягом ( $s6$ )	3,6	4,9	2,5	3,4
	Переходная ( $k6$ )	2,7	4	2	2,8
	С зазором ( $h6$ )	2,3	3,2	1,8	2

Примечания. 1. Для посадки колец подшипников значения следует принимать значения  $K$ , соответствующие посадкам с натягом. 2. Концентратор — на границе посаженной детали.

**V.1.63. Запасы прочности  $n$  при расчете механизмов [0.59]**

Вид заготовки	Случай нагрузки I и II		Случай нагрузки III
	Механизмы подъема и механизмы изменения вылета; оси шарниров, соединяющих между собой основные части металлоконструкций; опорные оси ходовых частей и опорно-поворотных устройств	Механизмы поворота и механизмы передвижения	Механизмы изменения вылета; оси шарниров, соединяющих между собой основные части металлоконструкций; опорные оси ходовых частей и опорно-поворотных устройств
Поковки	1,6	1,4	1,4
Отливки	1,8	1,6	1,6

Примечание. Для валов редукторов рекомендуется принимать  $n = 2,5 \pm 3$ , что позволяет не производить проверку валов по жесткости.

В ряде случаев расчет валов и осей производят, чтобы определить фактические запасы прочности. При расчете запасов по прочности при однократном нагружении используют формулы: при действии нормальных напряжений  $n_{\tau\sigma} = \sigma_{\tau}/\sigma_{II} \geq [n_{\tau}]$ , при действии касательных напряжений  $n_{\tau\tau} = \tau_{\tau}/\tau_{II} \geq [n_{\tau}]$ , при совместном действии нормальных и касательных напряжений

$$n = n_{\tau\sigma} n_{\tau\tau} / \sqrt{n_{\tau\sigma}^2 + n_{\tau\tau}^2} \geq [n_{\tau}],$$

где  $n_{\tau\sigma}$ ,  $n_{\tau\tau}$ ,  $n$  — фактические запасы прочности по пределу текучести (табл. V.1.63);  $\sigma_{\tau}$  и  $\tau_{\tau}$  — пределы текучести материала при растяжении и кручении;  $\sigma_{II}$  и  $\tau_{II}$  — действующие напряжения, рассчитанные по нагрузкам случая II;  $[n_{\tau}]$  — допустимый запас прочности по пределу текучести.

При расчете запасов по сопротивлению усталости вместо пределов текучести  $\sigma_{\tau}$  и  $\tau_{\tau}$  подставляют пределы выносливости, определенные с учетом характера нагружения, концентрации напряжений и размеров детали, а вместо напряжений  $\sigma_{II}$  и  $\tau_{II}$  — напряжения  $\sigma_I$  и  $\tau_I$  при симметричном цикле их изменения и  $\sigma_I$  и  $0,5\tau_I (1 + \psi_{\tau D})$  при отнулевом цикле касательных и симметричном цикле нормальных напряжений.

**Соединения вал — ступица.** *Шпоночные соединения* с призматическими шпонками рассчитывают на смятие боковых рабочих поверхностей паза или шпонки и на срез шпонки. Призматические шпонки стандартных размеров необходимо проверять только на смятие.

Расчет на смятие производят по формуле

$$\sigma = 2M_{\kappa}/(dl_p k) \leq [\sigma_{см}],$$

где  $M_{\kappa}$  — наибольший вращающий момент, действующий на соединение;  $d$  — диаметр вала;  $l_p$  — рабочая длина шпонки (рис. V.1.7);  $k$  — высота выступающей из вала части шпонки;  $[\sigma_{см}]$  — допускаемое напряжение смятия, принимаемое по табл. V.1.64.

При обычном для стандартных шпонок соотношении  $k = 0,4h$  ( $h$  — полная высота шпонки) формула расчета шпонок на смятие принимает вид

$$\sigma = 5M_{\kappa}/(dhl_p) \leq [\sigma_{см}].$$

Расчет на срез, выполняемый только для нестандартных шпонок, производят по формуле

$$\tau = 2M_{\kappa}/(dbl_p) \leq [\tau_{ср}],$$

где  $b$  — ширина шпонки (см. рис. V.1.7);  $[\tau_{ср}]$  — допускаемое напряжение, принимаемое по табл. V.1.65.

Расчет соединений со шпонками других типов см. в работе [О.53].

*Шлицевые соединения* с прямобочными (по ГОСТ 1139—80) и эвольвентными (по ГОСТ 6033—80) зубьями приближенно можно

рассчитывать только на смятие рабочих поверхностей. При этом напряжения смятия определяются по формуле [О.53, 17]

$$\sigma = M_H / (0,75zhlr_{cp}) \leq [\sigma_{см}],$$

где  $z$  — число зубьев;  $h$  — высота поверхности контакта зубьев;  $l$  — длина поверхности контакта зубьев;  $r_{cp}$  — средний радиус контакта; 0,75 — коэффициент, учитывающий неравномерную работу зубьев.

Для прямобочных зубьев  $h = 0,5(D_b - d_a) - 2c$ ,  $r_{cp} = (D_b + d_a)/4$ ; для эвольвентных зубьев с центрированием по боковым

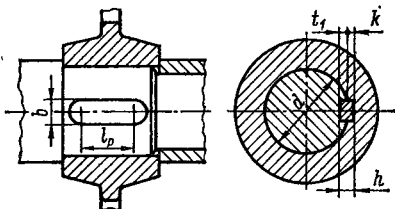


Рис. V.1.7. Шпоночное соединение

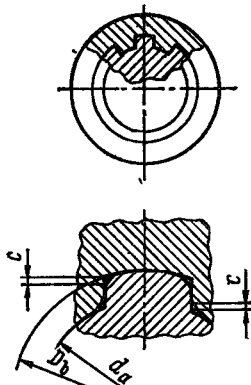


Рис. V.1.8. Шлицевое соединение

граням  $h = t$ , с центрированием по наружному диаметру  $h = 0,9m$ ,  $r_{cp} = 0,5mz$ , где  $D_b$  — наружный диаметр зубьев вала;  $d_a$  — внутренний диаметр зубьев втулки;  $c$  — фаска на зубьях вала и втулки;  $m$  — модуль (рис. V.1.8).

Допускаемые напряжения  $[\sigma_{см}]$  принимаются по табл. V.1.66. Уточненный расчет шлицевых соединений см. в РТМ 24.090.15—76.

Соединения с натягом рассчитывают только по случаю II нагрузок в целях определения наибольших нагрузок, которые при заданном натяге может передать соединение, или необходимого для передачи заданных нагрузок натяга. При этом должен быть обеспечен запас сцепления  $k = 2$  (по рекомендациям РТМ 24.090.18—75). Расчет соединений с натягом см. в работах [О.53, О.59, 18].

**Подшипники.** Подшипники качения рассчитывают на долговечность (по эквивалентным нагрузкам случая I) и проверяют на статическую грузоподъемность (по нагрузкам случаев II и III).

Значения рекомендуемого расчетного ресурса подшипников в зависимости от режима работы по РТМ 24.090.17—76 приведены ниже.

Режим работы . . . . .	1М—3М	4М	5М	6М
Ресурс, ч . . . . .	1000	7000	16 000	32 000

Необходимые для расчета на долговечность [О.53, 23] значения коэффициента  $k_6$  см. в табл. V.1.67.



**V.1.64. Допускаемые напряжения смятия [ $\sigma_{см}$ ] для соединений с призматическими шпонками (по РТМ 24.090.16—76)**

Соединение	Характер нагрузки	Допускаемые напряжения	
		Сталь	Чугун
Неподвижное	Ударная Знакопеременная Знакопостоянная	(0,16—0,22) $\sigma_T$	—
		(0,33—0,43) $\sigma_T$	
		(0,5—0,65) $\sigma_T$	
Подвижное	Ударная Знакопеременная Знакопостоянная	(0,1—0,13) $\sigma_T$	—
		(0,14—0,17) $\sigma_T$	—
		(0,16—0,22) $\sigma_T$	—

Примечания. 1. Допускаемые напряжения выбирают по материалу наименее прочной детали (ступицы, вала, шпонки).  
2. Меньшие значения допускаемых напряжений относятся к более тяжелым режимам работы (группы режима 5М, 6М).

**V.1.65. Допускаемые напряжения среза [ $\tau_{ср}$ ] для призматических шпонок (по РТМ 24.090.16—76)**

Соединение	Характер нагрузки	Допускаемые напряжения
(0,28—0,35) $\sigma_T$		
(0,4—0,5) $\sigma_T$		
Подвижное	Ударная Знакопеременная Знакопостоянная	(0,05—0,08) $\sigma_T$
		(0,09—0,12) $\sigma_T$
		(0,13—0,16) $\sigma_T$

Примечание. Меньшие значения допускаемых напряжений относятся к более тяжелым режимам работы (группы режима 5М, 6М).

**V.1.66. Допускаемые напряжения смятия [ $\sigma_{см}$ ] для шлицевых соединений [0.53, 17]**

Характер и нагруженность соединения	Характер нагрузки	Допускаемые напряжения при шлицах, МПа	
		термообработанных	нетермообработанных
Неподвижное	Ударная	40—70	35—50
	Знакопеременная	100—140	60—100
	Знакопостоянная	120—200	80—120
Подвижное, без нагрузки	Ударная	20—35	15—20
	Знакопеременная	30—60	20—30
	Знакопостоянная	40—70	25—40
Подвижное, под нагрузкой	Ударная	3—10	—
	Знакопеременная	5—15	—
	Знакопостоянная	10—20	—

Примечание. Меньшие значения допускаемых напряжений относятся к более тяжелым режимам работы (группы режима 5М, 6М).

**V.1.67. Коэффициент условий работы  $k_6$  (ПТМ 24.090.17—76)**

Механизмы и узлы	$k_6$
Все механизмы ручных кранов, ручные приводы, приводы управления	1
Механизмы подъема	1,2
Механизмы передвижения тележек (кроме ходовых колес), механизмы вращения (кроме опорно-поворотных устройств), механизмы изменения вылета	1,3
Ходовые колеса механизмов передвижения тележек, колеса и катки опорно-поворотных устройств, механизмы передвижения кранов (кроме ходовых колес)	1,4
Ходовые колеса механизмов передвижения кранов	1,5

Подшипники скольжения проверяют на удельные давления, окружные скорости и показатели удельной работы [25]. Для радиальных подшипников удельные давления определяют по формуле  $p = P/Dl \leq [p]$ ; окружную скорость — по формуле  $V = \pi Dn/60 000 \leq [V]$ ; показатель удельной работы трения — по формуле  $pV = \pi Pn/60 000l \leq [pV]$ , где  $P$  — нагрузка на подшипник (по случаю I нагрузок), Н;  $D$  — диаметр цапфы, мм;  $l$  — длина цапфы, мм;  $n$  — частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $p$  — удельное давление, МПа;  $V$  — окружная скорость на поверхности трения, м/с;  $pV$  — в МПа·м/с.

Допускаемые значения рассчитываемых параметров приведены в табл. V.1.68, коэффициента трения подшипников скольжения и качения — в табл. V.1.69.

**V.1.68. Допускаемые значения удельного давления  $[p]$ , скорости  $[v]$  и  $[pV]$** 

Условия работы и место установки подшипника	Материал подшипника	$[p]$ , МПа	$[v]$ , м/с	$[pV]$ , МПа·м/с
Редко смазываемые подшипники, установленные в труднодоступных местах; подшипники, работающие в абразивной среде (например, блоки на конде стрелы; шарниры стрел; блоки и шарниры грейферов и т. п.) Часто смазываемые подшипники, при отсутствии абразивной среды (например, канатные барабаны, подшипники открытых передач, подшипники ходовых колес, приводы управления и т. п.)	Бронза БрАЖ9-4 по ГОСТ 493—79, БрОЦС5-5-5 по ГОСТ 613—79, БрОЦС3,5-7-5 по ГОСТ 613—79	2	3	3
	Чугун АСЧ-2 по ГОСТ 1585—70	1	1	—
	Бронза БрАЖ9-4, БрОЦС5-5-5, БрОЦС3,5-7-5	5	3	8
	Чугун АСЧ-2	3	1	—
Примечание. Для пят $[v]$ — средняя скорость.				

**V.1.69. Значения коэффициента трения  $\mu$  подшипников скольжения и качения (условные, приведенные к валу) [0.59]**

Подшипник	Смазка		
	отсутствует	густая	жидкая в масляной ванне (редукторы)
Скольжения: стали по стали стали по чугуну стали по бронзе	0,14—0,16 0,11—0,13 0,1	0,09—0,11 0,07—0,09 0,06—0,08	0,04—0,06
Качения: шариковые роликовые игольчатые		0,01—0,015 0,015—0,02 0,05—0,07	

**V.3. Коэффициенты полезного действия**

В табл. V.1.70 приведены ориентировочные значения коэффициентов полезного действия наиболее широко распространенных в краностроении передач и узлов механизмов, которые можно использовать для предварительных расчетов механизмов.

**V.1.70. КПД передач и узлов механизмов [0.59, 10, 11, 20, 22, 23]**

Передачи и узлы	КПД при подшипниках	
	скольжения	качения
Зубчатая цилиндрическая передача: в масляной ванне в кожухе с густой смазкой открытая » » »	0,95—0,97 0,94—0,95 0,93—0,94	0,97—0,99 0,96—0,97 0,95—0,96
Зубчатая коническая передача: в масляной ванне в кожухе с густой смазкой открытая » » »	0,94—0,96 0,93—0,94 0,92—0,93	0,96—0,98 0,95—0,96 0,94—0,95
Червячная цилиндрическая передача при ведущем червяке: однозаходном ( $u > 30$ ) двухзаходном ( $14 < u \leq 30$ ) четырёхзаходном ( $8 < u \leq 14$ )		0,68—0,8 0,83—0,87 0,89—0,91
Червячная глобоидная передача при ведущем червяке: однозаходном ( $u = 40 \div 63$ ) двухзаходном ( $u = 20 \div 31,5$ ) четырёхзаходном ( $u = 10 \div 16$ )		0,55—0,75 0,65—0,8 0,7—0,9
Планетарная передача типа $2K - h$ схем А и В (см. рис. V.1.3, а, б) при водиле $h$ : неподвижном ведущем ведомом		0,95—0,98 0,96—0,985 0,96—0,985

Передачи и узлы	КПД при подшипниках	
	скольжения	качения
Планетарная передача типа 3К (см. рис. V.1.3, в) для передаточного отношения $u = 50 \div 150$ и при $z_f$ , равном: 15 20 27	0,8—0,6 0,83—0,65 0,87—0,72	
Цевочная передача	0,92—0,93	0,94—0,95
Цепная передача: в масляной ванне открытая с густой смазкой	0,95 0,93	0,97 0,95
Муфты: упругая втулочно-пальцевая зубчатая (со смазкой) фрикционная	0,99—0,995 0,99—0,995 0,85—0,95	
Передача винт — гайка при угле наклона винтовой линии на среднем диаметре резьбы $\alpha$ , приведенном угле трения $\rho$ и с учетом потерь в опорах (КПД опор $\eta = 0,9 \div 0,95$ ) при преобразовании движения:		
вращательного в поступательное (ведущая гайка)	$(0,9 \div 0,95) \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}$	
поступательного во вращательное	$(0,9 \div 0,95) \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg} \alpha}$	
Шарнир радиусом $r$ при большом плече рычага $a$ и малом $b$ и коэффициенте трения в опоре $\mu$ Рычажная система	$\frac{b(a - r\mu)}{a(b + r\mu)}$ Произведение КПД всех шарниров	
Примечание. Приведенный угол трения $\rho = \operatorname{arctg}(\mu/\cos \gamma)$ , где $\mu$ — коэффициент трения в винтовой паре (значения $\mu$ см. в табл. V.1.69); $\gamma$ — угол профиля резьбы: для прямоугольной резьбы 0, упорной 3°, трапецидальной 15°, метрической 30°.		

Коэффициенты полезного действия блоков, барабанов и полиспастов см. в п. V.5.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Зубчатые, червячные и цевочные передачи*

1. Зубчатые передачи: Справочник/Под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга. Л.: Машиностроение, 1980. 416 с.
2. Иванов А. Н., Александров Ю. М. Особенности распределения передаточных отношений в многоступенчатых планетарных редукторах механизмов пово-

рота порталных и судовых кранов//Новое в проектировании и расчетах планетарных передач. Л.: ЛДНТП, 1984. С. 63—69.

3. Иванов А. Н. Пределные геометрические параметры планетарных редукторов порталных кранов//Совершенствование технологии перегрузочных работ и методов расчета портовой подъемно-транспортной техники//Сб. тр. ЛИВТ, 1985. С. 172—183.

4. Кирдяшев Ю. Н. Многопоточные передачи дифференциального типа. Л.: Машиностроение, 1981. 222 с.

5. Клебанов Б. М., Гинзбург А. Е. Зубчатые передачи в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1978. 120 с.

6. Курсовое проектирование деталей машин: Уч. пособие для вузов. Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева. Л.: Машиностроение, 1984. 400 с.

7. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность: ГОСТ 21354—75. М.: Изд-во стандартов, 1982. 62 с.

8. Передачи цевочные. Расчет, допуски и выполнение чертежей: РТМ 31.4005—76. М.: ЦБНТИ ММФ, 1977. 88 с.

9. Передачи червячные цилиндрические редукторов общемашиностроительного применения. Расчеты на прочность и заедание: МР 117—84. М.: ВНИИмаш, 1984. 102 с.

10. Планетарные передачи: Справочник/Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.

11. Проектирование механических передач: Уч.-справ. пособие для вузов/С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов и др. М.: Машиностроение, 1984. 560 с.

12. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 247 с.

13. Редукторы общего назначения. Методика выбора редукторов и мотор-редукторов: РТМ 2-056—80. М.: НИИмаш, 1981. 23 с.

14. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1974. 656 с.

15. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач/Под ред. И. А. Болотовского. М.: Машиностроение, 1986. 448 с.

16. Черкашин В. П. Справочные таблицы для выбора основных параметров планетарной передачи. М.: Машиностроение, 1986. 88 с.

#### *Валы и оси. Коэффициенты полезного действия*

17. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. М.: Машиностроение, 1980. Т. 2. 559 с.

18. Берникер Е. И. Посадки с натягом в машиностроении: Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1966. 168 с.

19. Валы и оси: Конструирование и расчет/С. В. Серенсен, М. Б. Громаян, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. М.: Машиностроение, 1970. 320 с.

20. Иванов А. Н., Косицын В. И. Выбор схем соосных редукторов, образованных из двух планетарных механизмов типа 2К//Сб. тр. ЛИВТ «Механизация и оборудование портов». 1973. Вып. 141. С. 125—135.

21. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

22. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. Л.: Машиностроение, 1966. 307 с.

23. Подшипники качения: Справочник-каталог/Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

24. Приводы машин. Справочник/В. В. Длоугий, Т. И. Муха, А. П. Цупиков, Б. В. Януш; Под общ. ред. В. В. Длоугого. Л.: Машиностроение, 1982. 383 с.

25. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М.: Машгиз, 1963. 243 с.

## V.4. Стальные канаты и грузовые цепи

Стальные канаты, изготавливаемые из большого числа отдельных проволок, обладают повышенной прочностью и малой изгибной жесткостью, что обуславливает их широкое применение в кранах.

Конструкции канатов нормированы рядом ГОСТ; технические условия на канаты, изготовляемые из круглых проволок, установлены по ГОСТ 3241—80, на канаты закрытые несущие — по ГОСТ 18899—73, на остальные канаты — по соответствующим ГОСТ.

Согласно ГОСТ 3241—80 по конструкции различают канаты: одинарной свивки из проволок, свитых по спирали в один или несколько концентрических слоев; двойной свивки, состоящие из прядей, свитых в один или несколько концентрических слоев; тройной свивки из свитых канатов двойной свивки (стренг). Канаты двойной свивки с противоположным направлением свивки прядей по слоям имеют меньшее стремление к кручению, чем канаты с одним слоем прядей.

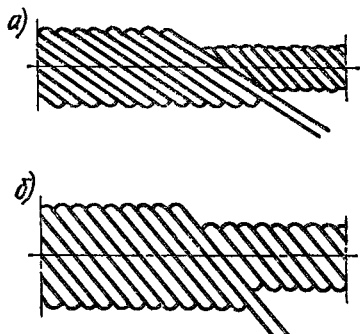


Рис. V.2.1. Пряди или канаты одинарной свивки с точечным (а) и линейным (б) касанием проволок

Применяемые для кранов канаты и пряди в канатах имеют круглое поперечное сечение.

По типу свивки прядей и канатов одинарной свивки различают канаты (рис. V.2.1): ТК — с точечным касанием проволок между слоями; ЛК — с линейным касанием проволок между слоями; ЛК-О — с линейным касанием проволок между слоями при одинаковом диаметре проволок по слоям пряди; ЛК-Р — с линейным касанием проволок между слоями при разных диаметрах проволок в наружном слое пряди; ЛК-З — с линейным касанием проволок между слоями и проволоками заполнения; ЛК-РО — с линейным касанием проволок между слоями и имеющие в пряди слои с проволоками разных диаметров и слои с проволоками одинакового диаметра; ТЛК — с комбинированным точечно-линейным касанием проволок.

Канаты, работающие на блоках и барабанах с полукруглой канавкой, следует выбирать с прядями ЛК, так как их долговечность в 1,5—2 раза больше, чем канатов с прядями ТК.

По материалу сердечника различают канаты: о. с. — с органическим сердечником из натуральных или синтетических мате-

риалов, предохраняющим благодаря пропитке смазкой внутренние части каната от коррозии и способствующим уменьшению истирания проволок; м. с. — в металлическом сердечнике.

В канатах двойной свивки обычно применяют органические сердечники. В горячих цехах используют асбестовые или металлические сердечники. Металлические сердечники применяют также при многослойной навивке на барабан.

По способу свивки различают канаты: Н — нераскручивающиеся (пряди в канатах двойной и тройной свивки, наружные пряди многопрядных канатов, проволоки в канатах одинарной свивки сохраняют свое положение после снятия перевязок и заварки с конца ка-

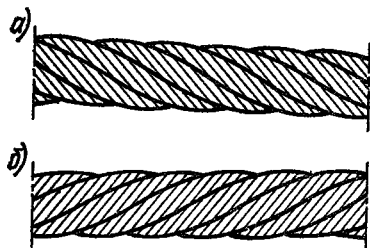


Рис. V.2.2. Направление свивки прядей наружного слоя в канате двойной свивки: а — правое; б — левое

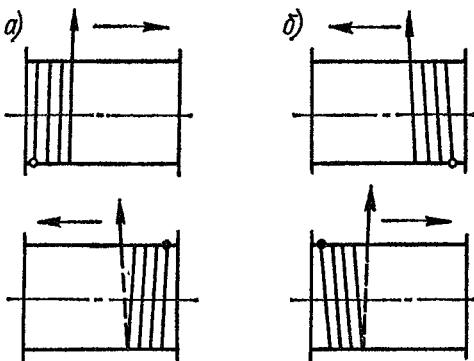


Рис. V.2.3. Рекомендуемое направление свивки каната при работе на гладких барабанах: а — правое; б — левое

ната, при этом металлические сердечники можно изготавливать раскручивающимися); Р — раскручивающиеся (стренги, пряди и проволоки не сохраняют своего положения в канате после снятия перевязок и заварки с конца каната).

Нераскручивающиеся канаты благодаря предварительному изгибу проволок имеют меньшее стремление к кручению и образованию узлов и петель и обладают большей долговечностью.

По направлению свивки различают канаты правой свивки и левой (Л) (рис. V.2.2).

Направление свивки каната определяется: для канатов одинарной свивки — направлением свивки проволок наружного слоя; для канатов двойной свивки — направлением свивки прядей наружного слоя; для канатов тройной свивки — направлением свивки стренг в канатах.

Направление свивки имеет значение только при гладких барабанах (рис. V.2.3). При подвеске крюка или грейфера на двух и более ветвях для уменьшения кручения следует применять канаты разной свивки.

По сочетанию направлений свивки каната и его элементов в канатах двойной и тройной свивки различают канаты: крестовой свивки (направление свивки каната и направление свивки стренг и прядей противоположны); О — односторонней свивки (направ-

ление свивки каната и свивки прядей по наружным проволокам одинаково) (рис. V.2.4); К — комбинированной свивки (с чередующимися через одну прядь направлениями свивки прядей).

Для подъемных канатов, а также при работе канатов на блоках с канавками с подрезом и клиновидными и на плоских ободах рекомендуется крестовая свивка. В случаях, когда конструкция механизма исключает возможность кручения каната (например, тяговые канаты, канаты механизмов изменения вылета стрел) и при этом применены полукруглые канавки и однослойная на-

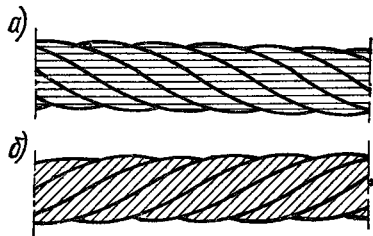


Рис. V.2.4. Сочетание направлений свивки в канатах двойной свивки: а — крестовая свивка; б — односторонняя

вивка, рекомендуется односторонняя свивка.

Канаты тройной свивки изготавливают только крестовой свивки.

По степени крутимости различают канаты: крутящиеся (с одинаковым направлением всех прядей и стренг); МК — малокрутящиеся (многослойные многопрядные и одинарной свивки с противоположным направлением свивки элементов по слоям).

По механическим свойствам различают канаты из проволоки марок В, I и II. Марку В следует применять только в особо ответственных случаях. В остальных случаях для крановых канатов рекомендуется применять проволоку марки I.

По виду покрытия поверхности проволок в канате различают канаты: без покрытия; ОЖ — с цинковым покрытием проволоки для особо жестких агрессивных условий работы; Ж — с цинковым покрытием проволоки для жестких агрессивных условий работы; С — с цинковым покрытием проволоки для средних агрессивных условий работы; П — с покрытием каната или прядей искусственными материалами.

Для кранов применяют канаты *грузового назначения*, обозначаемые буквой Г.

По точности изготовления различают канаты нормальной точности и повышенной (Т).

Маркировочная группа по временному сопротивлению разрыву проволок принимается обычно в пределах 1372—1764 МПа (140—180 кгс/мм<sup>2</sup>), изредка до 1960 МПа (200 кгс/мм<sup>2</sup>).

Нормы браковки канатов см. в п. VII.15.

Предельные отклонения по диаметру круглых канатов представлены в табл. V.2.1, рекомендации по выбору канатов — в табл. V.2.2:

Наряду с подъемными канатами, приведенными в табл. V.2.2, в последние годы началось внедрение канатов с пластически обжатými прядями по ТУ 14-288-14—78, имеющих примерно на 10 % большее разрывное усилие каната в целом по сравнению с канатами тех же диаметров по ГОСТ 2688—80 и в 1,3—2,8 раз более



**V.2.1. Предельные отклонения по диаметру круглых канатов  
(по ГОСТ 3241—80)**

Диаметр каната, мм	Предельные отклонения, %, не более, при точности изготовления			
	повышенной		нормальной	
	Сердечник			
	металлический	органический	металлический	органический
До 10	+6;		+12;	+12
Свыше 10	-2 +4; -1	+6	-5 +6; -2	+7

**V.2.2. Рекомендуемые типы канатов**

Канаты	Типы канатов
<p>Подъемные и тяговые: при однослойной навивке и нарезанных канавках</p> <p>при многослойной навивке или в условиях скольжения по грузу и направляющим</p> <p>Несущие</p> <p>Канатные оттяжки: при отсутствии перекачивания по блокам и криволинейным направляющим</p> <p>шарнирно-сочлененных стрел с профилированным хоботом, противовесов на лекалах и движущихся по блокам</p>	<p>ЛК-Р (6×19, ГОСТ 2688—80) и ЛК-3 (6×25, ГОСТ 7665—80) при <math>D_c/d \geq 24</math> в нормальных и <math>D_c/d \geq 18</math> в особо стесненных габаритных условиях</p> <p>ЛК-РО (6×36, ГОСТ 7668—80) при <math>D_c/d \geq 20 \div 24</math> в нормальных и <math>D_c/d \geq 16 \div 18</math> в особо стесненных габаритных условиях</p> <p>ЛК-О (6×19, ГОСТ 3077—80) при <math>D_c/d \geq 30</math> в нормальных и <math>D_c/d \geq 25</math> в особо стесненных габаритных условиях</p> <p>Спиральные закрытые (ГОСТ 3090—73, ГОСТ 7675—73 и ГОСТ 7676—73)</p> <p>ТК (1×37, ГОСТ 3064—80) ТК (7×19, ГОСТ 3067—74 и 7×37, ГОСТ 3068—74)</p> <p>Спиральные закрытые по ГОСТ 3090—73, ГОСТ 7675—73 и ГОСТ 7676—73 (для особо ответственных и нагруженных канатных оттяжек и при отсутствии периодической смазки)</p> <p>Такие же, как для подъемных и тяговых канатов при однослойной навивке</p>
<p>Условные обозначения: <math>D_0</math> — диаметр блока или барабана по оси каната; <math>d</math> — диаметр каната.</p> <p>Примечание. При необходимости изготавливают в металлическом сердечнике канаты: ЛК-О, 6×19, ГОСТ 3081—80; ЛК-3, 7×25, ГОСТ 7666—80; ЛК-3, 6×25, ГОСТ 7667—80; ТЛК-РО, 6×36, ГОСТ 7669—80.</p>	

высокую долговечность (меньшие значения для легких условий эксплуатации, большие — для тяжелых).

Оптовые цены на стальные канаты приведены в прейскуранте № 01—18 Государственного Комитета СССР по ценам, введенным в действие с 1 января 1982 г. Оптовые цены, указанные в прейскуранте, установлены на нераскручивающиеся канаты крестовой свивки, грузовые Г, марки проволоки I и В, без покрытия и с покрытием С.

Канаты раскручивающиеся Р расцениваются дешевле на 5 %, канаты односторонней свивки — дороже на 5 %, комбинированной свивки — на 2 %. Канаты марки II дешевле канатов марки I на 16 %. Канаты с покрытием Ж расценивают дороже канатов с покрытием С на 20 %, с покрытием ОЖ — на 27 %.

В табл. V.2.3 приведены выборочные данные по наиболее употребительным типам канатов.

По Правилам Госгортехнадзора канаты рассчитывают на растяжение исходя из коэффициента  $n$  запаса прочности каната (табл. V.2.4), при разрывном усилии его в целом  $S_{\text{раз}}$ :

$$n \geq S_{\text{раз}}/S, \quad (\text{V.2.1})$$

где  $S$  — наибольшее натяжение ветви каната с учетом КПД полиспаста (без учета динамических нагрузок).

Диаметр  $D$  блока (по дну канавки) выбирают в зависимости от диаметра каната  $d$ :

$$D \geq d(e - 1). \quad (\text{V.2.2})$$

Минимальные значения коэффициента  $e$  см. в табл. V.2.4.

Диаметр барабана допускается принимать на 15 % меньше определенного по формуле (V.2.2), диаметр уравнительного или отклоняющего блока — на 20 %, а у электроталей и стреловых самоходных кранов — на 40 %.

Расчет каната на растяжение является условным и не отражает его действительного напряженного состояния. При проходе блока или барабана в проволоках возникают дополнительно изгибные и контактные напряжения, которые влияют на усталостные разрушения проволок.

Долговечность канатов возрастает с увеличением отношения  $D/d$  и уменьшением напряжения растяжения в проволоках. Перегибы каната в противоположных направлениях сокращают срок его службы, такой перегиб в отношении долговечности каната равенценен 1,5—2 перегибам в одном направлении. Перегиб на барабане равноценен половине перегиба на блоке.

Полукруглая форма канавки обода с радиусом  $r \approx 0,53d$  создает наилучшие условия работы. С увеличением  $r/d$  долговечность каната снижается (при плоском обode на 20—50 %). Канавки с подрезом и клиновья также снижают долговечность.

При необходимости определения провесов канатов надо руководствоваться следующим. *Кривая провеса каната под действием*

Рис. V.2.5. Кривая провеса каната под действием собственного веса

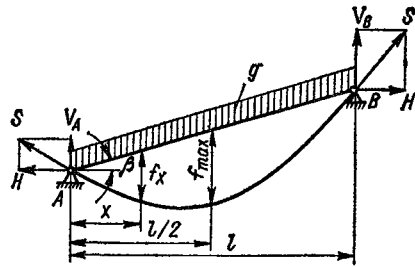
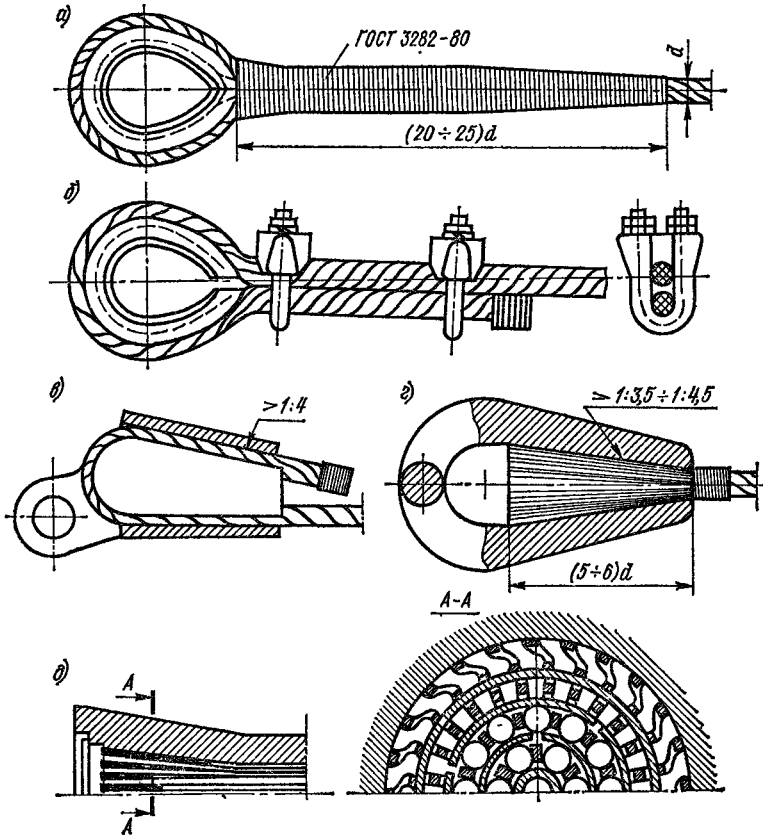


Рис. V.2.6. Крепление конца каната: а — на коуше с заплеткой; б — на коуше зажимами; в — в клиновой втулке; г — в конусной втулке; д — клиньями в конусной муфте



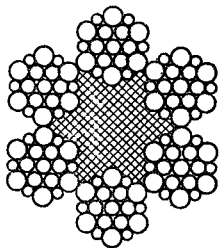
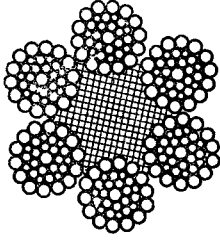
собственного веса представляет собой цепную линию, которая может быть заменена параболой (при этом провес уменьшается примерно до 10 % при натяжениях более 10 % разрывного усилия и углах наклона менее 45°).

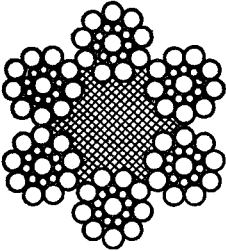
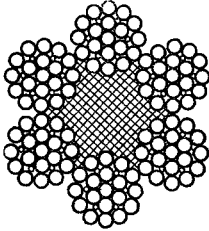
Провес каната (рис. V.2.5) с натяжением  $S$  равен

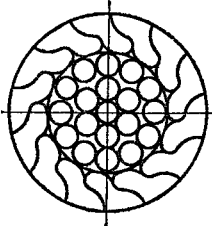
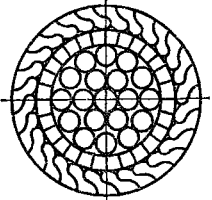
$$f_x = qgx(l - x)/(2S \cos^2 \beta), \quad (\text{V.2.3})$$

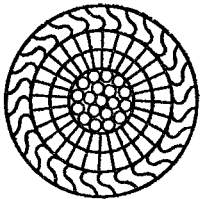
$$f_{\max} = qgl^2/(8S \cos^2 \beta). \quad (\text{V.2.4})$$

### У.2.3. Канаты стальные (выборочные данные)

Эскиз	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, МПа (кгс/мм <sup>2</sup> )			
				1372 (140)	1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
				Разрывное усилие каната в целом S <sub>раз</sub> , кН, не менее			
 <p>Канат двойной свивки типа ЛК-Р, 6×19 проволок с одним органическим сердечником, ГОСТ 2688—80</p>	8,3	26,15	256	—	34,8	36,95	38,15
	9,1	31,18	305	—	41,55	44,1	45,45
	9,9	36,66	358,6	—	48,85	51,85	53,45
	11	47,19	461,6	—	62,85	66,75	68,8
	12	53,87	527	—	71,75	76,2	78,55
	13	61	596,6	71,05	81,25	86,3	89
	14	74,4	728	86,7	98,95	105	108
	15	86,28	844	100	114,5	122	125,5
	16,5	104,61	1025	121,5	139	147,5	152
	18	124,73	1220	145	163	176	181,5
	19,5	143,61	1405	167	191	203	209
	21	167,03	1635	194,5	222	236	243,5
	22,5	188,78	1850	220	251	267	275,5
	24	215,49	2110	250,5	287	304,5	314
	25	244	2390	284	324,5	345	355,5
	27	274,31	2685	319	365	388	399,5
	28	297,63	2910	346,5	396	421	434
	30,5	356,72	3490	415,5	475	504,5	520
	32	393,06	3845	458	523,5	556	573
	33,5	431,18	4220	502,5	574	610,5	748
37	512,79	5015	597	683	725	629	
39,5	586,59	5740	684	781,5	828	856	
42	668,12	6535	779	890	945	975	
 <p>Канат двойной свивки типа ЛК-РО, 6×36 проволок с одним органическим сердечником, ГОСТ 7668—80</p>	8,1	25,67	253,5	—	—	—	37,05
	9,7	38,82	383,5	—	49,85	53	56,1
	11,5	51,96	513	—	66,75	70,95	75,1
	13,5	70,55	696,5	—	90,65	96,3	101,5
	15	82,16	812	—	104,5	111,5	116,5
	16,5	105,73	1045	—	135,5	144	150
	18	125,78	1245	—	161,5	171,5	175,5
	20	153,99	1520	—	197,5	210	215
	22	185,1	1830	207,5	237,5	252,5	258,5
	23,5	215,94	2130	242,5	277	294	304
	25,5	252,46	2495	283,5	324	344	352,5
	27	283,79	2800	318,5	364,5	387,5	396,5
	29	325,42	3215	366	417,5	444	454,5
	31	369,97	3655	416	475	505	517
	33	420,96	4155	473	540,5	574,5	588,8
	34,5	461,07	4550	518	592	629,5	644,5
	36,5	503,09	4965	565,5	646	686,5	703,5
39,5	615,95	6080	692,5	791,5	841	861	
42	683,68	6750	768,5	878,5	933,5	955,5	

Эскиз	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Ориентировочная масса 1000 м связанного каната, кг	Маркировочная группа, МПа (кгс/мм <sup>2</sup> )			
				1372 (140)	1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
				Разрывное усилие каната в целом S <sub>раз</sub> , кН, не менее			
 <p>Канат двойной свивки типа ЛК-О, 6×19 проволок с одним органическим сердечником, ГОСТ 3077—80</p>	8,8	29,92	293,6	—	39,8	42,35	43,65
	10,5	39,54	387,5	—	53,65	55,95	57,65
	11,5	49,67	487	—	66,15	70,3	72,45
	12	54,07	530	—	72	76,5	78,85
	13	60,94	597,3	—	81,1	86,15	88,7
	14	73,36	719	—	97,75	103,5	106,5
	15	86,95	852,5	—	115,5	122,5	126,5
	16,5	101,68	996,5	118	135	143,5	147,5
	17,5	117,58	1155	136,5	156	166	171,5
	19,5	139,69	1370	162,5	183	197	203,5
	20,5	158,19	1550	184	210,5	223,5	230,5
	22	177,85	1745	207	236,5	251	259
	23	198,67	1950	231	264,5	281	289,5
	25,5	243,76	2390	284	324,5	344,5	355,5
	28	293,48	2880	342	391	415,5	428
	30,5	347,82	3410	405	463,5	492	507,5
	32,5	406,76	3990	474	541,5	575,5	593
	35	470,34	4610	548	626,5	665,5	686
	37	513,49	5035	598,5	684	726,5	749
	39	558,74	5475	651	744	790,5	815
40	595,18	5830	693,5	792,5	841	863	
41	632,78	6200	737,5	843	872	906,5	
43,5	711,42	6975	829,5	948	980	1015	
 <p>Канат двойной свивки типа ЛК-З, 6×25 проволок с одним органическим сердечником, ГОСТ 7665—80</p>	8,1	24	236,5	—	31,9	33,95	35,1
	9,7	34,75	342,5	—	46,3	49,15	50,35
	11,5	47,12	464	54,9	62,7	66,65	68,9
	13	61,38	605	71,5	81,75	86,6	89,45
	14,5	77,5	763,5	903,5	102,5	109	113
	16	95,58	941,5	110,5	126,5	134,5	139,5
	17,5	115,72	1140	134,5	153,5	163,5	169
	19,5	137,81	1357,5	160	183	194,5	201
	21	161,81	1594	188,5	215	228,5	236,5
	22,5	188,5	1857	219	250,5	266,5	275
	24	216,42	2132	251,5	288	305,5	316,5
	25,5	246,27	2426	286,5	327,5	348	360
	27,5	278,1	2739	323,5	369,5	393	406,5
	29	311,77	3071	363	415	441	456
	32	382,52	3768	445,5	509,5	541	559,5
	35,5	463,2	4562,5	539	616,5	655	677,5
38,5	548,71	5405	639	730,5	776,5	795	
42	644,55	6349	751	857,5	911,5	943	

Эскиз	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, МПа (кгс/мм <sup>2</sup> )			
				1080 (110)	1180 (120)	1270 (130)	1370 (140)
				Расчетное разрывное усилие каната $S_{раз}$ , кН, не менее			
 <p>Канат закрытый несущий с одним слоем зетообразной проволоки и сердечником типа ТК, ГОСТ 3090—73</p>	30,5	616,59	524,98	664	724,5	785	845,6
	32	673,9	573,71	726	792	858	924
	34	740,18	630,06	797,5	870	942,5	1010
	35,5	800,12	681,03	862	940,5	1015	1085
 <p>Канат закрытый несущий с одним слоем клиновидной и одним слоем зетообразной проволоки и сердечником типа ТК, ГОСТ 7675—73</p>	38,5	1015,9	869,2	1090	1190	1290	1390
	40,5	1127,69	964,81	1215	1320	1435	1540
	42,5	1223,84	1046,84	1314	1435	1555	1675
	45	1358,76	1162,01	1460	1595	1725	1860
	47	1476,62	1262,58	1585	1730	1875	2020
	51	1702,89	1455,7	1830	1995	2165	2330

Эскиз	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа МПа (кгс/мм <sup>2</sup> )			
				1080 (110)	1180 (120)	1270 (130)	1270 (140)
				Расчетное разрывное усилие каната $S_{раз}$ , кН, не менее			
 <p>Канат закрытый несущий с двумя слоями клиновидной и одним слоем сердечниковой проволоки и сердечником типа ТК, ГОСТ 7676—73</p>	50	1713,8	1469,51	1845	2010	2180	2345
	52	1846,16	1582,83	1985	2170	2350	2525
	54	1988,1	1704,37	2140	2335	2525	2720
	55	2016,33	1728,06	2170	2365	2565	2760
	60	2408,69	2063,6	2590	2830	3065	3300
	65	2763,97	2367,31	2975	3245	3515	3785
	70	3231,84	2767,12	3480	3795	4115	4425

Примечания. 1. Канаты, разрывное усилие которых указано жирным шрифтом, изготовляют только из проволоки без покрытия. 2. Значение  $S_{раз}$  можно определить, умножив суммарное разрывное усилие проволок в канате на 0,83 для канатов двойной свивки и 0,9 для канатов одинарной (спиральной) свивки.

Примеры условных обозначений. Канат диаметром 12 мм, грузового назначения, из проволоки без покрытия, марки В, левой односторонней свивки, нераскручивающийся, маркировочной группы 1764 МПа (180 кгс/мм<sup>2</sup>): Канат 12-Г-В-Л-О-Н-1764 (180) ГОСТ 2888—80. Канат диаметром 32 мм, грузового назначения, марки I, оцинкованной по группе ОЖ, правой крестовой свивки, нераскручивающийся, маркировочной группы 1372 (140 кгс/мм<sup>2</sup>): Канат 32-Г-1-ОЖ-П-1372 (140) ГОСТ 2688—80.

**V.2.4. Коэффициенты  $n$  и  $e$  по Правилам Госгортехнадзора (наименьшие значения)**

Тип привода и режим работы (или назначение) канатов	$n$	$e$	
		I	II
<i>Грузовые * и стреловые канаты</i>			
1М	4	18	16
2М и 3М	5	20	16
4М	5,5	25	18
5М	6	30	20
6М	6	35	25
<i>Грейферные канаты</i>			
Двухмоторные лебедки с раздельным приводом (нагрузку всех канатов считают одинаковой)	6	30	20
Одномоторные лебедки с канатными и моторными грейферами	5	30	20
Блоки грейфера	—	18	18
<i>Канаты кабельных кранов</i>			
Несущие	3,5	—	—
Для кулачковых поддержек и подвески электропроводов	3	—	—
Для полиспастов для закоривания несущих канатов	6	—	—
<i>Тяговые канаты</i>			
—	4	—	—
<i>Растяжки стрел, оттяжки мачт и опор</i>			
—	3,5	—	—
<i>Канаты лебедок для подъема людей</i>			
1М	9	16	—
2М—6М	9	25	—
<i>Канаты для монтажа кранов</i>			
—	4	—	16

Условные обозначения: I — краны всех типов за исключением стреловых; II — стреловые краны.

Примечания. 1. Для канатных оттяжек шарнирно-сочлененных стрел с профилированным хоботом завод ПТО им. С. М. Кирова принимает  $n = 4,5$  при  $e \geq 60$ . 2. У стреловых канатов, предназначенных для изменения вылета стрелы без груза,  $n = 4$ .

\* Грузовые канаты кранов, предназначенных для подъема и транспортировки расплавленного металла, жидкого шлака, ядовитых и взрывчатых веществ, следует выбирать с коэффициентом запаса прочности не менее 6.



Вертикальные нагрузки на опоры

$$V_{A, B} = \frac{qgl}{2 \cos \beta} \mp S \sin \beta, \quad (V.2.5)$$

где  $S \approx H/\cos \beta$ ;  $q$  — погонная масса каната;  $g$  — ускорение свободного падения.

При пользовании формулами (V.2.3)—(V.2.5), задаваясь  $S$ , можно найти  $f$  или, наоборот, задаваясь необходимым  $f$ , найти  $S$ .

*Модуль упругости каната* меньше модуля упругости стали  $E$ :

$$E_{\kappa} = \nu E, \quad (V.2.6)$$

где  $\nu \approx 0,4 \div 0,6$  для канатов двойной свивки и  $\nu \approx 0,65 \div 0,85$  для канатов одинарной свивки.

Концы каната крепят различными способами.

При *креплении на коуше с заплеткой* (рис. V.2.6, а) конец каната длиной  $20—25d$  вплетают в основной канат, в котором для этого делают проколы: для канатов диаметром до 15 мм — не менее четырех проколов каждой прядью; для канатов свыше 15 до 28 мм — не менее пяти проколов; для канатов свыше 28 до 60 мм — не менее шести проколов. Последний прокол каждой прядью должен производиться половинным числом ее проволок (половинным сечением пряди). Последний прокол допускается делать половинным числом прядей каната.

Коуши следует выбирать по табл. V.2.5 и V.2.6. Прочность заплетки составляет 75—90 % прочности каната (бóльшие значения для меньших канатов).

При *креплении на коуше винтовыми зажимами* (рис. V.2.6, б) принимается следующее число зажимов.

Диаметр каната, мм . . . . .	6—16	19—27	28—40	45—63
Число зажимов . . . . .	3	4	5	6

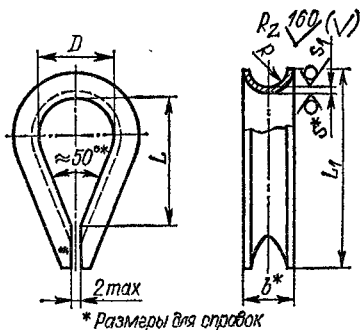
Зажимы (табл. V.2.7) устанавливаются на канате так, чтобы рабочая его ветвь не деформировалась, как показано на рис. V.2.6, б. Нормальной затяжкой гаек зажимов считается такая, при которой диаметр каната, находящегося в зажиме, уменьшается на 1/3. Момент затяжки в зависимости от резьбы принимается следующим.

Резьба . . . . .	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36
Момент затяжки, Н·м	0,03	0,1	0,3	0,55	0,8	1,25	2	3,3	4,5

Шаг расположения зажимов и длина свободного конца каната от последнего зажима должны быть равны не менее шести диаметров каната. Прочность соединения зажимами составляет около 85 % прочности каната.

*Крепление каната в клиновой втулке* (рис. V.2.6, в и табл. V.2.8) применяют в стесненных габаритных условиях. Прочность соединения составляет 75—85 % прочности каната.

**V.2.5. Основные размеры коушей кованных и штампованных**  
(по ГОСТ 2224—72)



Примеры условных обозначений. Коуш  $D = 45$  мм: Коуш 45 ГОСТ 2224—72

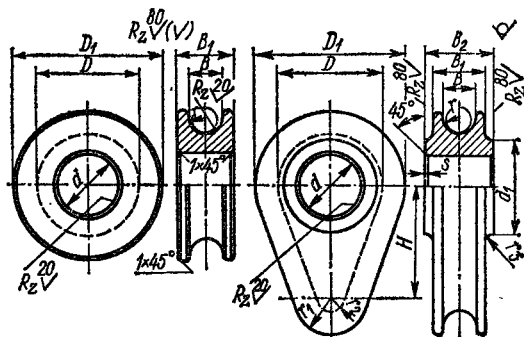
Коуш, предназначенный для эксплуатации при температуре окружающей среды ниже  $-40^{\circ}\text{C}$  (для макроклиматических районов с холодным климатом по ГОСТ 15150—69): Коуш 45 ХЛ ГОСТ 2224—72

\* Размеры для справок

Диаметр каната, мм	D	B	L	$L_1$	R	S	$S_1$	Масса, кг
	мм							
От 2 до 2,5	10	5	16	24	1,5	1	1,5	0,002
Свыше 2,5 до 3,5	12	7	20	32	2	1,5	2,5	0,008
» 3,5 » 4,6	15	10	24	40	3			
» 4,6 » 5,7	20	11	33	50	3,5	2	4	0,025
» 5,7 » 7	25	12	41	62	4			
» 7 » 8,6	30	14	50	74	5			
» 8,6 » 10,2	34	18	56	84	6	3	7	0,11
» 10,2 » 12,5	40	20	65	100	7			
» 12,5 » 15,5	45	24	74	115	9	4	11	0,2
» 15,5 » 18,5	56	28	92	144	10			
» 18,5 » 22	63	32	104	160	12			
» 22 » 25,5	75	38	125	190	14	5	19	0,97
» 25,5 » 30	85	42	142	225	16	5	21	1,32
» 30 » 34,5	95	50	158	255	19	6	24	1,85
» 34,5 » 39,5	105	56	175	280	22	6	27	2,3
» 39,5 » 44,5	120	64	202	325	24	8	30	4
» 44,5 » 49,5	130	70	217	350	27	8	33	4,7
» 49,5 » 54,5	140	80	234	385	30	10	36	7,15
» 54,5 » 59,5	160	88	266	435	32	12	40	10,8
» 59,5 » 65	180	94	303	435	35	12	44	13,3
» 65 » 72,5	200	104	335	535	38	14	48	18,8
» 72,5 » 82,5	220	118	368	592	43	16	52	26

Примечание. Материал коушей: сталь марки Ст3лс3 по ГОСТ 380—71; для исполнения ХЛ — сталь марки ВСт3сп5 по ГОСТ 380—71.

**V.2.6. Основные размеры коушей точеных и литых для стальных канатов (по материалам ВНИИПТмаш)**



Диаметр каната, мм	<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>D</i>	<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>B</i>	<i>B</i> <sub>1</sub>	<i>B</i> <sub>2</sub>	<i>H</i>	<i>r</i>	<i>r</i> <sub>1</sub>	<i>r</i> <sub>2</sub>	<i>r</i> <sub>3</sub>	<i>S</i>	Мас- са, кг
	мм													
От 7,7 до 10	20	—	30	45	12	20	—	—	6	—	—	—	—	0,15
Свыше 10 » 14,5	35	—	50	75	18	30	—	—	8	—	—	—	—	0,5
» 14,5 » 18,5	40	60	65	95	22	36	44	70	10	23	8	3	1	1,7
» 18,5 » 22,5	45	70	80	114	28	44	50	90	12	27	10	4	1	3,2
» 22,5 » 26,5	50	80	90	134	32	48	54	100	14	32	10	4	1	4,3
» 26,5 » 31,5	60	90	100	150	38	58	64	115	17	37	12	5	2	6,55
» 31,5 » 34,5	70	100	110	170	42	62	70	130	19	42	12	5	2	8,8
» 34,5 » 39	80	120	130	190	46	70	80	150	22	45	15	6	2	13,1

Примечание. Для канатов диаметром до 14,5 мм применяют точеные коуши (материал — сталь марки ВСтЗпс5 по ГОСТ 380—71), свыше 14,5 мм — литые (материал — сталь марки 25Л-1 по ГОСТ 977—75).

Крепление каната в конусной втулке путем заливки легкоплавким металлом (рис. V.2.6, г) дает прочность, равную прочности каната. Способ заливки см. в п. VII.15.

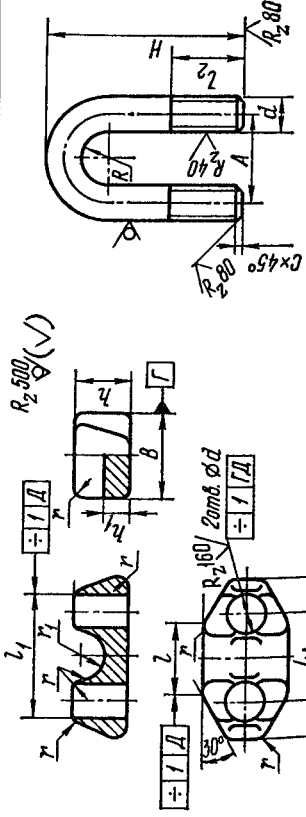
Для спиральных закрытых и открытых канатов с толстыми проволоками применяют крепление клиньями в конусной муфте (рис. V.2.6, д). Конструкцию и размеры муфт для несущих канатов см. в ОСТ 24.090.42—78. Способ крепления см. в п. VII.15.

Применяют также другие способы крепления каната (опрессовку в алюминиевой гильзе, стальных трубах и др.).

Быстроразъемное соединение двух концов каната (например, для замены грейфера крюковой подвеской) осуществляют соединительными цепными звеньями (рис. V.2.7), которые проходят по блоку с уширенным ободом, не вызывая излома каната (см. также рис. V.2.9).

Несущие канаты при движении ходовых колес тележки испытывают изгибные и контактные напряжения, вызывающие уста-

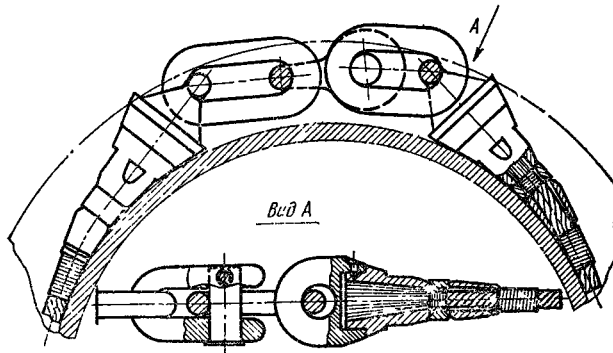
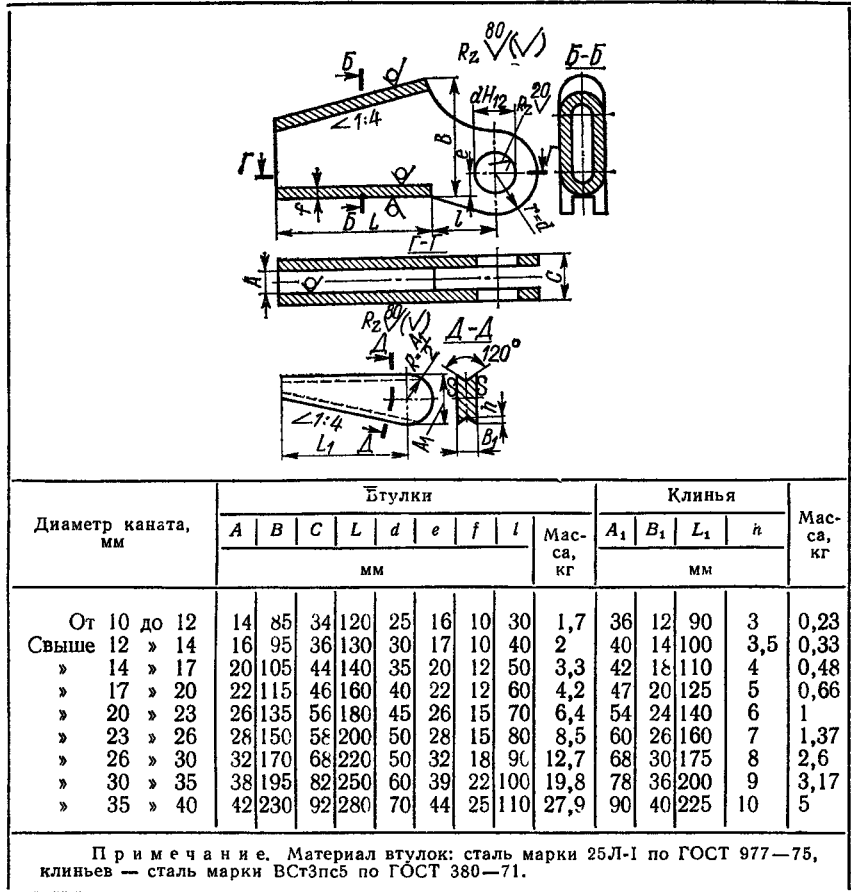
**V.2.7. Основные размеры зажимов для стальных канатов (по ОСТ 24.090.51—80)**



Диаметр каната	Колодки														Скобы					Масса, кг
	мм														мм					
	L <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	L	B	h	h <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	r <sub>1</sub>	r	Масса, кг	A	d	H	l <sub>2</sub>	R	C			
От	13	16	28	16	10	5	9	17	3	0,016	13	M6	30	14	3,5	1	0,01			
Свыше	17	35	20	12	14	6	11	23	4	0,04	17	M8	40	18	4,5	1	0,03			
»	22	44	24	14	17	7	13	30	5	0,06	22	M10	50	20	6	1,6	0,06			
»	26	50	26	17	8	10	17	35	6,5	0,09	26	M12	55	26	7	7	0,1			
»	30	54	28	20	10	12	20	39	8	0,11	30	M12	65	26	9	2,0	0,12			
»	36	66	34	24	12	14	23	49	9,5	0,19	36	M16	80	35	10	2,0	0,25			
»	40	70	36	27	14	16	26	53	11	0,25	40	M16	86	35	12	14	0,28			
»	48	84	40	31	16	20	30	65	12,5	0,36	48	M20	100	40	14	15	0,54			
»	50	86	42	35	18	22	33	67	14	0,48	50	M20	110	40	15	17	0,91			
»	58	26	102	48	40	20	37	79	16	0,7	58	M24	125	50	17	2,5	1			
»	62	106	50	50	42	22	41	83	18	0,84	62	M24	135	50	19	2,5	1			
»	72	128	60	47	24	24	46	98	20	1,32	72	M30	155	62	24	2,5	1,75			
»	78	32	134	62	52	26	51	104	22,5	1,68	82	M30	160	62	26	2,05	1,9			
»	45	50	82	54	56	28	56	108	25	1,84	82	M36	205	80	29	3,1	2,05			
»	50	56	38	160	72	30	62	116	28	2,41	94	M36	205	80	29	3,1	3,1			
»	56	63	168	76	66	32	70	134	31,5	3,1	102	M36	290	80	33	3,5	3,5			

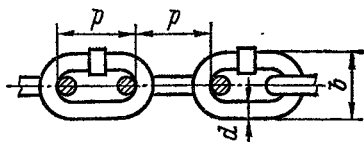
Примечание. Материал колодок: сталь марок ВСтЗп5 и ВСтЗп5 по ГОСТ 380—71; сталь марок 20 и 35 по ГОСТ 1050—74; сталь марки 25Л-П по ГОСТ 977—75. Материал скоб: сталь марок 20, 25, 30 и 35 по ГОСТ 1050—74 и сталь марок ВСтЗп5 и ВСтЗп5 по ГОСТ 380—71.

**У.2.8. Основные размеры втулок клиновых и клиньев к ним  
(по материалам ВНИИПТмаш)**



**Рис. У.2.7. Быстроразъемное соединение концов каната**

**В.2.9. Основные размеры цепей круглозвенных грузовых и тяговых нормальной прочности (по ГОСТ 2319—81)**



Примеры условных обозначений. Цепь типа А, исполнения 1, калибра 10 мм, с шагом 28 мм: *Цепь А1-10×28 ГОСТ 2319—81*

Цепь типа В, исполнения 2, калибра 10 мм, с шагом 35 мм: *Цепь В2-10×35 ГОСТ 2319—81*

Тип А							Тип В								
Калибр цепи <i>d</i>	Шаг цепи <i>p</i>	Ширина цепи <i>b</i>		Нагрузка, кН			Масса 1 м цепи, кг	Калибр цепи <i>d</i>	Шаг цепи <i>p</i>	Ширина цепи <i>b</i>		Нагрузка, кН			Масса 1 м цепи, кг
				пробная	разрушающая	рабочая						пробная	разрушающая	рабочая	
		не менее	не более							не менее	не более				
мм							мм								
5	18,5	17	5	10	2,5	0,5	5	20	16,5	5	10	2,5	0,5		
6	18,5	20	7	14	3,5	0,75	6	22	20	7	14	3,5	0,74		
7	22	23	9	18	4,5	1	8	28	26,5	13	26	6,5	1,3		
8	24	26	13	26	6,5	1,35	10	35	34	20	40	10	2,05		
9	27	32	16	32	8	1,8	13	45	44	33	66	16,5	3,45		
9,5	27	31	17	34	8,5	1,9	16	56	54	51	102	25,5	5,2		
10	28	34	20	40	10	2,25	18	63	60	63	126	31,5	6,5		
11	31	36	23	46	11,5	2,7	20	70	67	80	160	40	8,2		
13	36	44	33	66	16,5	3,8	23	80	77	100	200	50	10,8		
16	45	53	51	102	25,5	5,80	26	91	87	126	252	63	14		
18	50	60	63	126	31,5	7,3	28	98	94	150	300	75	16,5		
20	56	67	80	160	40	9	30	105	101	170	340	85	19		
23	64	77	100	200	50	12	33	115	112	200	400	100	22,3		
26	73	87	126	252	63	15	36	126	122	250	500	125	26,3		
28	78	94	150	300	75	17,5	39	136	132	280	560	140	31		
30	84	101	170	340	85	21	42	147	142	340	680	170	36		
33	92	112	200	400	100	24,5									
36	101	122	250	500	125	29									
39	109	132	280	560	140	34									
42	118	142	340	680	170	40									

Примечания. 1. Пробная нагрузка — растягивающее усилие, которому подвергают отрезок цепи по всей длине после изготовления с целью проверки прочности. Разрушающая нагрузка — наибольшее усилие, достигаемое при испытании образца на растяжение до момента разрушения. Рабочая нагрузка — наибольшее растягивающее усилие, которому может быть подвергнута цепь при ее использовании. 2. Материал цепей: круглая углеродистая сталь с временным сопротивлением  $\sigma_B \geq 340$  МПа и относительным удлинением  $\delta_5 \geq 25\%$ . 3. Данные пробных, разрушающих и рабочих нагрузок — для калиброванных и некалиброванных цепей. 4. Предельные отклонения шага цепи *p* равны для калиброванных цепей типа А: при  $d = 5+7$  мм  $\pm 0,5$  мм; при  $d = 8+10$  мм  $\pm 0,6$  мм; при  $d = 11+18$  мм  $\pm 1$  мм; при  $d = 20$  и  $23$  мм  $\pm 1,5$  мм; при  $d = 26$  мм  $\pm 2$  мм; для калиброванных цепей типа В: при  $d = 5+8$  мм  $\pm 0,5$  мм; при  $d = 1$  и  $13$  мм  $\pm 1$  мм; при  $d = 16$  и  $13$  мм  $\pm 1,5$  мм; при  $d = 20+26$  мм  $\pm 2$  мм.

лостное разрушение проволок. Изгибные напряжения уменьшаются с увеличением растягивающих напряжений. Футеровка колес резиной резко увеличивает срок службы каната. Из условий долговечности каната следует ограничивать нагрузку на колесо:  $N \leq (1/35 \div 1/50) S_{\min}$ , где  $S_{\min}$  — минимальное натяжение несущего каната.

Расчет несущих канатов кабельных кранов в т. 1, п. III.8.

В краностроении подъемные и тяговые цепи (сварные и пластинчатые) находят ограниченное применение. Их достоинства — способность работать на звездочках значительно меньшего диаметра по сравнению с канатными барабанами, меньшая чувствительность к коррозии и нагреву. Их серьезный недостаток заключается в том, что разрушение происходит внезапно. Работоспособность пластинчатых цепей ограничивается также износом их шарниров.

*Сварные цепи* выпускают двух типов (табл. V.2.9): тип А — короткозвенные и тип В — длиннозвенные. Для каждого из этих типов установлены два исполнения: 1 — калиброванные цепи; 2 — некалиброванные. В краностроении применяют преимущественно короткозвенные цепи с учетом их гибкости — калиброванные и некалиброванные. Сварные некалиброванные цепи могут работать только на гладких блоках и барабанах со скоростями до 1,5 м/с, а калиброванные цепи — на звездочках при  $z \geq 5$  со скоростями не более 0,5 м/с.

Согласно Правилам Госгортехнадзора цепь подбирают по указанной в табл. V.2.9 разрушающей нагрузке при запасе прочности  $n$  на разрыв: некалиброванных цепей, работающих на гладком барабане, с ручным приводом  $n = 3$ , машинным приводом  $n = 6$ ; калиброванных цепей, работающих на звездочке, с ручным приводом  $n = 3$ , машинным приводом  $n = 8$ .

Диаметр барабана, блока или звездочки, огибаемых цепью с калибром  $d$ : при ручном приводе  $D \geq 20d$ , машинном приводе  $D \geq 30d$ .

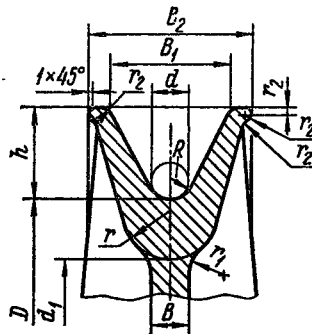
Для изготовления стропов допускается применять якорные цепи по ГОСТ 228—79 как без распорок, так и с распорками.

*Пластинчатые грузовые цепи* по ГОСТ 191—82 могут работать на звездочках при  $z \geq 8$  со скоростями не более 0,25 м/с. При этом запас прочности  $n$  на разрыв: при ручном приводе  $n = 3$ , машинном приводе  $n = 5$ . Как исключение, скорость цепи может быть увеличена до 1,5 м/с при соответствующем увеличении  $n$  до 8.

## V.5. Блоки, барабаны, звездочки, полиспасты

**Блоки.** *Направляющие блоки* предназначены для отклонения канатов. Зависимость их диаметров и формы канавки от диаметра канатов см. в п. V.4. Блоки выполняют литыми (табл. V.2.10) или сварными с вальцованным ободом (примеры блоков такого

V.2.10. Основные размеры профилей обода литых направляющих блоков  
(по ОСТ 24.191.05—82)



Диаметр каната, мм	Режим работы	D	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	h	r	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	R
		мм									
От 11 до 14	1М—4М	336	10	32	45	300	22				
	5М	406	12	36	53	370	27	16	12	2	7,5
	6М	500	14	40	53	460	30				
Свыше 14 до 16,5	1М—4М	406	12	40	53	360	27				
	5М	500	14	42	58	450	30	20	16	3,2	9,5
Свыше 14 до 18	6М	630	18	42	58	580	30				
Свыше 18 до 23	1М—4М	610	18	56	75	550	40				
	5М	710	20	63	85	650	45	25	20	5	12,5
	6М	810	22	63	85	750					
Свыше 23 до 28	1М—4М	710	20			630	45				
	5М	810	22	67	95	730	32	25	6,3	15,5	
	6М	960	25			880					



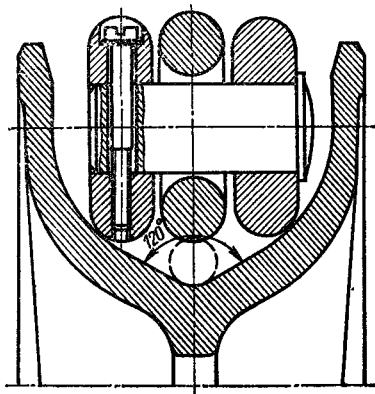
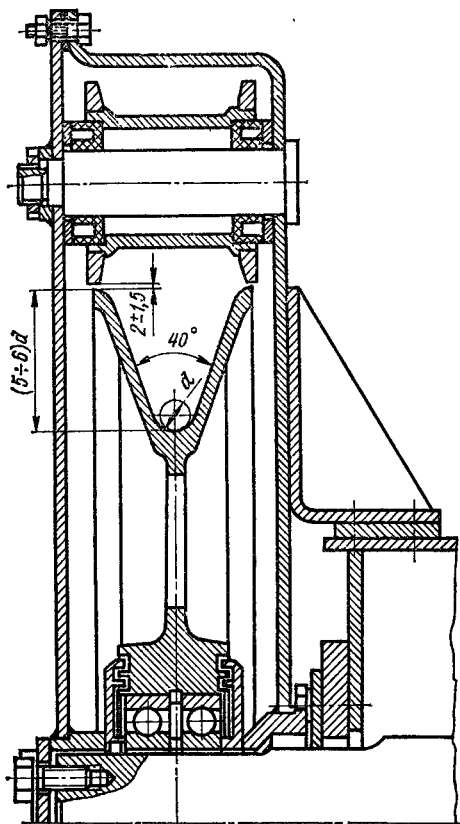


Рис. V.2.8. Установка блока с высокой ребордой и ограждением

Рис. V.2.9. Обод блока для прохода быстроразъемного соединения концов каната

типа см. в табл. V.2.11); масса и трудоемкость изготовления последних может быть примерно в 1,5 раза меньше, чем литых.

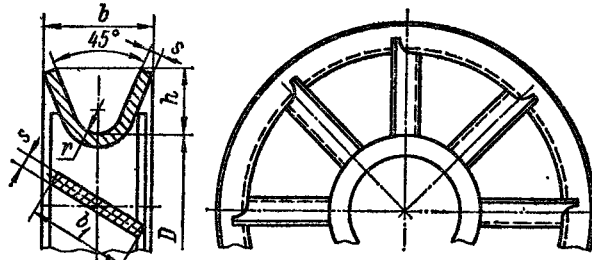
У блоков, расположенных на концевых узлах стреловых

устройств кранов, для предотвращения соскока канатов высоту реборд увеличивают до  $(5 \div 6)d$  и устанавливают ограждения (рис. V.2.8). В случае прохода по блоку быстроразъемного соединения концов каната (см. рис. V.2.7) обод блока выполняют уширенным (рис. V.2.9).

Марки материала для изготовления блоков см. в табл. V.2.12. Блоки из чугуна могут быть рекомендованы для режима работы 2М—4М и при небольших диаметрах, в остальных случаях блоки изготавливают стальными. В некоторых случаях ручки блоков футеруют полиамидами или алюминием. Однако в связи со значительным усложнением конструкции блока это целесообразно только тогда, когда канат вследствие большой длины или сложной конструкции относительно дороже блоков и экономически выгоднее увеличить его долговечность.

Большей частью блоки устанавливают на подшипниках качения (рис. V.2.10), разрабатываются конструкции с подшипниками скольжения из капрона или других полиамидных материалов.

**V.2.11. Конструкция и основные размеры профиля обода некоторых сварных направляющих блоков**



Диаметр каната <i>d</i> , мм	<i>D</i>	<i>h</i>	<i>s</i>	<i>b</i>	<i>r</i>	<i>b</i> <sub>1</sub>
	мм					
От 18 до 23	400 630	36	10	66	12,5	60
Свыше 23 до 28	450 630 710	45	12	80	15,5	70
	Свыше 28 до 35					

**V.2.12. Допускаемые напряжения [σ] для расчета барабанов [21]**

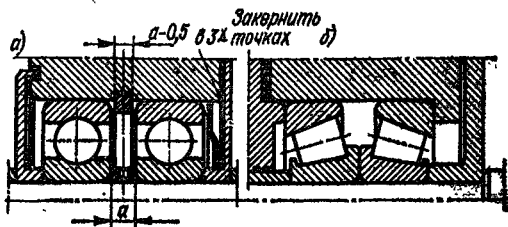
Марка материала	σ <sub>т</sub> , МПа	σ <sub>в. и.</sub> , МПа	Допускаемые напряжения, МПа, для группы режима					
			1М	2М, 3М	4М	5М	6М	
Сталь:								
ВМСтЗсп	240	—	200	170	150	130	110	
20	250	—	210	180	160	140	120	
09Г2С-12	310	—	260	225	195	165	140	
15ХСНД	350	—	280	240	210	175	150	
35Л-1	280	—	230	210	170	140	120	
55Л-1	350	—	260	230	200	165	140	
Чугун:								
СЧ 15-32	—	320	110	100	90	—	—	
СЧ 18-36	—	360	130	115	100	90	—	
СЧ 24-44	—	440	170	150	130	115	100	

Примечание. При отношении длины барабана к его диаметру  $l/D > 2$  [σ] следует уменьшать на *C* при навивке на барабан двух концов каната и на 0,5*C* % при навивке одного каната, причем *C* = 5, 10, 15 % при соответствующих значениях  $ld/D^2 = 0,1; 0,2; 0,3$ .

*Поддерживающие блоки* предназначаются для ограничения провиса каната, имеют весьма малый угол обхвата и наименьший диаметр — до  $(8 \div 10) d$ . Давление каната на блок должно обеспечить

силу сцепления, необходимую для вращения блока; последний должен быть по возможности более легким при возможно большем диаметре, на подшипниках качения и с минимальным моментом инерции. Если вместо блоков применяют длинные поддерживающие ролики, для уменьшения момента инерции их целесообразно делить на части по длине.

Рис. V.2.10. Подшипниковые узлы блоков: *a* — радиальные шарикоподшипники (слева уплотнение для работы на открытом воздухе, справа — для работы в помещениях); *б* — конические роликоподшипники



Приводные блоки передают окружное усилие  $U$  за счет сцепления каната с ободом блока (рис. V.2.11). Если  $S^{\max}$  и  $S^{\min}$  — натяжения ветвей каната, то при угле обхвата блока  $\alpha$  для предотвращения буксования необходимо, чтобы

$$S^{\min} \geq \frac{U}{e^{\mu\alpha} - 1} k = \frac{S^{\max} - S^{\min}}{e^{\mu\alpha} - 1} k, \quad (V.2.7)$$

где  $\mu$  — коэффициент сцепления каната с блоком;  $k$  — коэффициент запаса, равный 1,2—1,5 (в зависимости от условий работы и надежности обеспечения  $S^{\min}$ ).

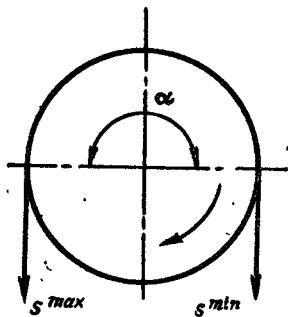


Рис. V.2.11. Схема приводного блока

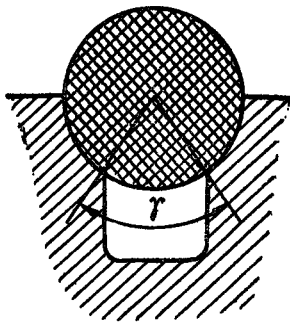


Рис. V.2.12. Полуциркульная канавка с подрезом

Величина  $\mu$  зависит от материала обода и формы канавки. Для повышения сцепления вместо полуциркульной применяют полуциркульную канавку с прямоугольным подрезом (рис. V.2.12), причем  $\gamma = 80^\circ \div 110^\circ$ . При  $\gamma = 80^\circ$  значение  $\mu$  в полтора раза больше, чем при полуциркульной канавке без подреза, но при этом значительно возрастают контактные напряжения. В тяговых расчетах можно принимать для смазанных канатов при полуциркульной канавке без подреза:  $\mu = 0,12$  при чугунном или стальном обode;

$\mu = 0,16$  при футеровке твердым деревом;  $\mu = 0,25$  при футеровке резиной и пластмассой на базе полихлорвинила. При канавке с подрезом определение значений  $\mu$  см. работу [О.26].

В приводных блоках требуется строго выдерживать радиус канавки в пределах  $(0,52 \div 0,53) d$ . Диаметр приводных блоков следует брать по возможности большим, порядка  $(40 \div 60) d$ , что уменьшает удельное давление и степень истирания обода от упругого скольжения каната. Угол обхвата  $\alpha$  можно увеличить примерно до  $1,5\pi$  путем установки направляющего блока и до  $2,5\pi$  при двухжелобчатом приводном блоке.

**Барабаны.** Изготавливают барабаны сварными или литыми из стали и чугуна. Марки материалов для барабанов см. в табл. V.2.12. Более предпочтительны, особенно при больших диаметрах, сварные барабаны в связи с их меньшей металлоемкостью.

В большинстве случаев используют барабаны с винтовой канавкой и однослойной навивкой каната. Многослойная навивка

**V.2.13. Профиль канавок барабанов (по материалам ПО Ленподъемтрансаш)**

Диаметр каната $d_R$ мм	Канавка							
	нормальная				глубокая			
	$r$	$r_1$	$h$	$t$	$r$	$r_1$	$h$	$t$
	мм							
	H14	$\pm 0,1$	$\pm 0,3$	H14	$\pm 0,1$	$\pm 0,3$		
От 12 до 13	7		4	14,51	—	—	—	—
Свыше 13 » 14	7,5		4,5	16	—	—	—	—
» 14 » 16	9	1,6	5	18,47	—	—	—	—
» 16 » 18	10		5,5	20	10	1	11	22,58
» 18 » 19,5	10,5		6	22,58	10,5		12	26
» 19,5 » 21,5	12		6,5	24,19	12		13,5	28,16
» 21,5 » 23	12,5		7	26	12,5		14	29,02
» 23 » 24,5	13,5	2,6	7,5	28,16	13,5		15	31,25
» 24,5 » 26	14		8	29,02	14	2	16	33,86
» 26 » 27,5	15		8,5	31,25	15		17	35,34
» 27,5 » 29	16		9	33,86	16		18	36,94
» 29 » 31	17		9,5	35,34	17		18	40,53
» 31 » 33	18		10	36,94	—	—	—	—
» 33 » 35	19	4,0	10,5	40,53	—	—	—	—
» 35 » 37	21		11,5	42,25	—	—	—	—
» 37 » 40,5	21		12	45,12	—	—	—	—

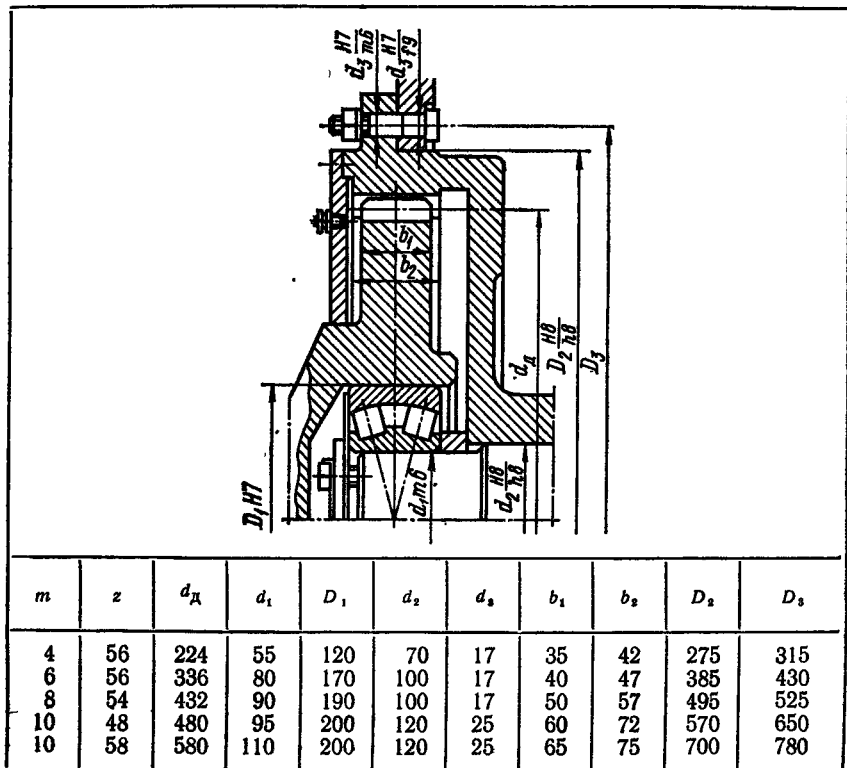
Примечание. Допускается применять иной шаг  $t$  нарезки, но не менее  $1,1d_R$  для барабанов с нормальной канавкой и не менее  $1,25d_R$  для барабанов с глубокой канавкой.

на гладких барабанах позволяет сократить габаритные размеры, но вызывает повышенное изнашивание каната; применять такие решения для механизмов режимных групп 5М—6М не рекомендуется. В случаях, когда достаточно навивка в два слоя, ее можно осуществить на нарезных барабанах при одновременной параллельной навивке двух слоев со сдвигом верхнего слоя на 1,5—2,5 шага относительно внутренних витков, наматываемых непосредственно на нарезанную часть барабана [12]. Есть примеры изготовления сварных барабанов из профилированного горячекатанного специального листа с канатной канавкой на поверхности [19].

На механизмах, при работе которых возможны рывки и ослабление каната, а также на высокоскоростных механизмах барабаны выполняют с глубокой канавкой; в остальных случаях применяют нормальную канавку (табл. V.2.13).

Вращающий момент передается на барабан с помощью зубчатой муфты (табл. V.2.14) или посредством зубчатого венца (рис. V.2.13, в, а также см. п. VI.3).

**V.2.14. Основные размеры зубчатых муфт для соединения редукторов с барабанами (мм)**



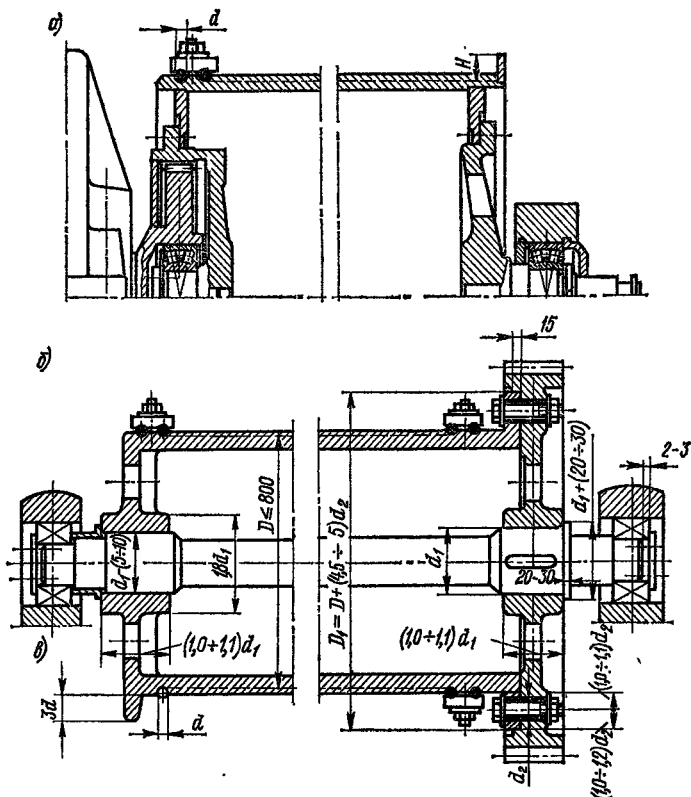


Рис. V.2.13. Барабаны: *a* — сварной с зубчатой муфтой ( $H > 3d$  при нормальной и  $H \geq 5d$  при глубокой канавке и канате диаметром  $d$ ); *b* — литой с зубчатым венцом при креплении двух концов каната на барабане; *c* — литой с зубчатым венцом при креплении одного конца каната на барабане

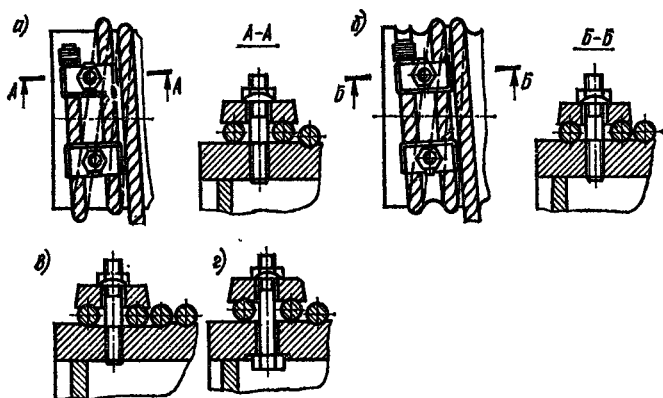


Рис. V.2.14. Крепление канатов на барабане накладками: *a* — крепление на гладкой части; *b* — крепление на нарезанной части; *c* — вариант крепления на гладкой части; проточенной до внутреннего диаметра канавки; *d* — вариант замены шпильки болтом (количество накладок определяется расчетом, но должно быть не менее двух)

Для крепления конца каната на барабане наиболее часто, особенно при однослойной навивке каната, применяют накладку (рис. V.2.14), а при необходимости сокращения длины барабана и многослойной навивке — устройства, показанные на рис. V.2.15.

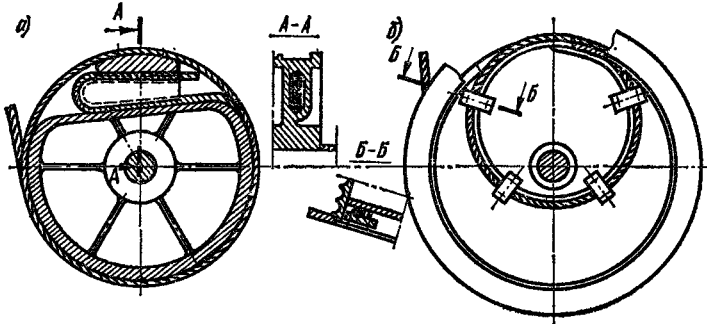


Рис. V.2.15. Крепление каната на барабане: а — с помощью втулки; б — прижимными планками на торцевой стенке

Число витков нарезки барабана при одинарном полиспасте с кратностью  $m$  (рис. V.2.16, а)

$$z_0 = Hm/(\pi D_0) + z_3 + z_n, \quad (V.2.8)$$

где  $H$  — высота подъема крюка;  $D_0 = D + d$  — средний диаметр каната на барабане;  $z_3 = 1,5 \div 2$  — число запасных витков;  $z_n = 1 \div 3$  — число витков, занятых креплением.

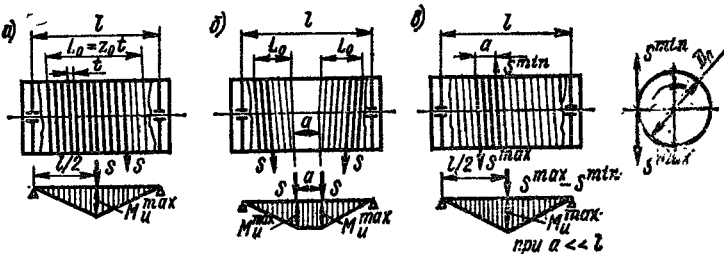


Рис. V.2.16. Расчетные схемы барабанов: а — с креплением одного конца каната; б — с креплением двух концов каната; в — с фрикционными витками

При двояном полиспасте суммарное число витков нарезки барабана будет равно  $2z_0$  (рис. V.2.16, б). При многослойной навивке число витков каната

$$z = \frac{L}{\psi \pi i [D_0 + d(i-1)]}, \quad (V.2.9)$$

где  $L$  — общая длина навиваемого каната;  $i$  — число слоев навивки;  $d$  — диаметр каната;  $\psi$  — коэффициент неравномерности навивки:  $\psi = 1$  — для барабанов с канатоукладчиком,  $\psi = 0,9$  — для барабанов без канатоукладчика [11].

В барабанах со вдвоенной нарезкой (рис. V.2.16, б) расстояние между нарезками  $a$  назначается в зависимости от расстояния между блоками, на которые приходит канат с барабана, с учетом допустимых углов схода каната с блоков и барабана.

Допустимый угол отклонения каната на блоке  $\gamma_0$  (рис. V.2.17, а) ограничивается условием, чтобы канат не начал давить на край реборды (опасность излома) [O.59]:

$$\operatorname{tg} \gamma_0 < \operatorname{tg} \alpha \sqrt{1 - \frac{\left(1 + \frac{d}{D}\right)^2}{\left(1 + \frac{2k}{D} + \frac{d \sin \alpha}{D}\right)^2}}, \quad (\text{V.2.10})$$

где глубина канавки  $k$  отсчитывается до верха рабочей части конуса (до начала закругления профиля канавки).

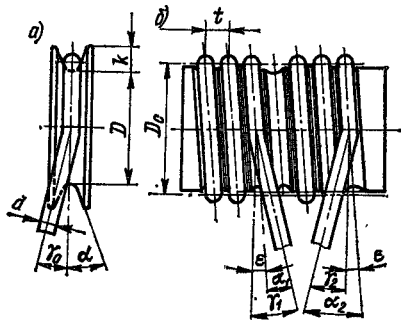


Рис. V.2.17. Углы отклонения каната на блоке и барабане

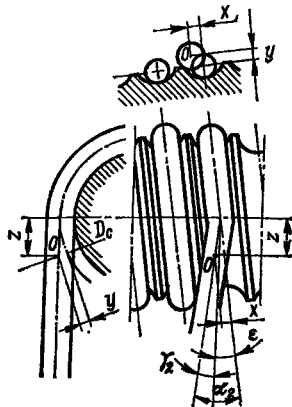


Рис. V.2.18. Графическое определение допустимых углов отклонения каната

Для барабана угол  $\alpha_1$  (рис. V.2.17, б) в сторону пустой канавки ограничивается тем же условием, а угол  $\alpha_2$  в сторону заполненной канавки — устранением задевания каната в соседней канавке. Углы отклонения каната на барабане:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \operatorname{tg} (\alpha_1 + \varepsilon); \quad (\text{V.2.11})$$

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \operatorname{tg} (\alpha_2 - \varepsilon), \quad (\text{V.2.12})$$

где  $\varepsilon = \operatorname{arctg} [t/(\pi D_c)]$  — угол подъема оси канавки на барабане.

Угол  $\alpha_1$  ограничивается значением [13]

$$\operatorname{tg} \alpha_1 \leq \sqrt{\frac{2(r - 0,5d)}{D_c} \left(1 - \frac{h}{2(r + r_1)}\right)}, \quad (\text{V.2.13})$$

где  $h$ ,  $r$ ,  $r_1$  см. в табл. V.2.13.

Предельные значения угла  $\alpha_2$  можно определить графически (рис. V.2.18) [O.59].

Для предварительных подсчетов можно принимать углы отклонения  $\alpha$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  в пределах 4—6° с обязательной последующей



проверкой. Для гладких барабанов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — не более  $1-2^\circ$  [О.59].

Конические барабаны применяют для выравнивания вращающего момента в тех случаях, когда натяжение каната  $S$  в процессе навивки постепенно изменяется от наименьшего до наибольшего, что происходит, например, при подъеме стрелы крана или консоли перегружателя; диаметры барабана при этом назначают из условия  $D_{\min} S^{\max} = D_{\max} S^{\min}$ .

В тяговых лебедках с фрикционным барабаном (рис. V.2.16, в) необходимо обеспечить натяжение  $S^{\min}$  при любом направлении вращения согласно уравнению (V.2.7), причем угол обхвата канатом барабана при  $z_R$  витков каната равен  $\alpha = 2\pi z_R$ .

Барабаны с канавками для однослойной навивки двух ветвей каната ребордами могут не снабжаться, если канаты крепятся по краям барабана. При навивке на барабан одной ветви каната реборду можно не устанавливать со стороны крепления каната.

При работе барабан испытывает в основном поперечное сжатие, а также кручение и изгиб. По методике Б. С. Ковальского [14] прочностной расчет барабанов на сжатие выполняется следующим образом. Под действием натяжения  $S$  навиваемого на барабан каната возникает радиальная нагрузка стенки барабана  $p = \alpha n S / (Rt)$ , которая вызывает на расстоянии трех—пяти витков от торцов барабана (т. е. вне зоны влияния заделки цилиндрической стенки в торцевой стенке) напряжения сжатия

$$\sigma = pR/\delta = \alpha n S / (\delta t) \ll [\sigma], \quad (V.2.14)$$

где  $S$  — натяжение каната;  $\alpha$  — коэффициент снижения нагрузки под влиянием деформаций каната и стенки барабана;  $n$  — число слоев навивки каната;  $R$  — радиус барабана;  $\delta$  — толщина стенки;  $t$  — шаг навивки каната.

При однослойной навивке каната  $\alpha n = 1$ , при двухслойной навивке  $\alpha n = 1,4$ .

При числе слоев навивки  $n \geq 3$

$$\left. \begin{aligned} \alpha n &= \frac{2}{\omega + \lambda} \frac{R}{d} \left( \frac{\arctg \sqrt{\beta}}{\sqrt{\beta}} + \frac{1}{\omega - 1} \right), \quad \beta = \frac{\omega - \lambda}{\omega + \lambda} > 0, \\ \alpha n &= \frac{2}{\omega + \lambda} \frac{R}{d} \left( \frac{\text{arth} \sqrt{\theta}}{\sqrt{\theta}} + \frac{1}{\omega - 1} \right), \quad \theta = \frac{\lambda - \omega}{\lambda + \omega} > 0, \end{aligned} \right\} (V.2.15)$$

при этом величина  $\alpha n$  должна приниматься не менее 1,4 во всех случаях при  $\lambda < 10$ ; при  $\lambda > \omega$   $\alpha n$  не менее 1,2.

В формулах параметр  $\omega = (\gamma E_R / K)^{1/2}$ , где  $\gamma = F_R / d^2$ ;  $E_R$  и  $K$  — модули упругости каната соответственно при растяжении и при поперечном сжатии, МПа;  $F_R$  — площадь сечения проволоки каната,  $\text{мм}^2$ ;  $d$  — диаметр каната, мм. Для канатов с органическим сердечником средние значения  $E_R = 90\,000$  МПа,  $K = 250$  МПа,  $\gamma = 0,39$  и  $\omega \approx 12$ ; для канатов с металлическим сердечником  $E_R = 110\,000$  МПа,  $K = 500$  МПа,  $\gamma = 0,46$  и  $\omega \approx 10$ .

Параметр  $\lambda$  для барабанов без футеровки:

$$\lambda = \epsilon R/d, \quad (V.2.16)$$

где  $\epsilon = E_R F_R / (E_\delta \delta t) \approx E_R F_R / (E_\delta \delta d)$ ;  $E_\delta$  — модуль упругости стенки барабана при сжатии ( $E_\delta = 205\,000$  МПа для стального и  $E_\delta = 100\,000$  МПа для чугунного барабана).

При футеровке стенки барабана слоями упругих материалов толщиной  $\delta_1, \delta_2, \dots$  с модулями упругости на сжатие  $E_1, E_2, \dots$

$$\lambda = (\gamma E_R / R) [R^2 / (E_\delta \delta) + \delta_1 / E_1 + \delta_2 / E_2 + \dots]. \quad (V.2.17)$$

Допускаемое напряжение см. в табл. V.2.11.

Пример. Канат по ГОСТ 2688—80,  $d = 20$  мм,  $F_R = 154$  м<sup>2</sup>;  $S = 50$  кН; барабан стальной,  $D_\delta = 500$  мм,  $\delta = 35$  мм,  $t = 22$  мм;  $\omega = 12$ . Находим  $\epsilon = 0,08$  и по формуле (V.2.16)  $\lambda = 1$ ;  $\beta = (\omega - \lambda) / (\omega + \lambda) = 0,84$ , по формуле (V.2.15) для случая  $\omega > \lambda$  находим  $\alpha n = 1,7$  и по формуле (V.2.14)  $\sigma = 1,7 \times 50\,000 / (35 \cdot 22) = 113$  МПа, т. е. барабан, изготовленный, например, из стали 20, пригоден для любого режима работы (см. табл. V.2.12). При  $\delta = 25$  мм  $\sigma = 153$  МПа, что приемлемо при среднем режиме работы. В случае футеровки барабана резиной ( $\delta_1 = 2$  мм,  $E_1 = 20$  МПа) и деревом ( $\delta_2 = 30$  мм,  $E_2 = 1200$  МПа) толщина стенки может быть уменьшена значительно. Если принять  $\delta = 20$  мм, то по формуле (V.2.17)  $\lambda = (0,39 \cdot 90\,000 / 250) [250 / (205\,000 \cdot 20) - 2/20 - 30/1200] = 19,4$ . При этом  $\theta = (19,4 - 12) / (19,4 + 12) = 0,24$  и по формуле (V.2.15) для случая  $\lambda > \omega$   $\alpha n = 0,97$ , но в соответствии с рекомендациями к формуле (V.2.15) принимаем  $\alpha n = 1,2$ , тогда  $\sigma = 1,2 \cdot 50\,000 / (20 \cdot 22) = 136$  МПа.

Если выдержано соотношение  $l/D$  по табл. V.2.15, стенки барабана не рассчитывают на устойчивость. При необходимости расчета стенки на устойчивость, определения изгибных напряжений в стенке у стыка у торцовой стенкой и ребрами жесткости, расчета колец жесткости и торцовой стенки следует пользоваться работой [21].

V.2.15. Значения  $l/D$  [21]

$\sigma_n$ , МПа	$D/\delta$							
	25	30	35	40	45	50	55	60
<i>Стальные барабаны</i>								
150	—	6,5	5,2	4,2	3,5	3	2,7	2,4
200	—	5,2	3,9	3,1	2,6	2,2	2	1,8
250	—	4,2	3,1	2,5	2,1	1,8	1,6	1,4
<i>Чугунные барабаны</i>								
100	5,2	4,6	3,7	3	2,5	2,1	—	—
125	4,1	3,7	2,9	2,4	2	1,7	—	—
150	3,4	3,1	2,5	2	1,7	1,4	—	—

Условные обозначения:  $l$  — расстояние между торцовыми стенками барабана или между кольцом жесткости и одной из торцовых стенок, или между кольцами жесткости;  $\sigma_n$  — номинальные напряжения в стенке:  $\sigma_n = S/(\delta t)$ .

**Звездочки.** Для круглозвенных грузовых и тяговых цепей звездочки (зубчатые блоки) профилируют по ГОСТ 13561—82.

Метод расчета и построения профиля зубьев звездочек для грузовых и тяговых пластинчатых цепей определяется по ГОСТ 592—81.

Звездочки для круглозвенных цепей изготовляют литыми, для пластинчатых — литыми и из проката; марки материалов см. в табл. V.2.12.

Число зубьев звездочек для круглозвенных цепей должно быть не менее 4, для пластинчатых грузов — 5, для пластинчатых тяговых — 6.

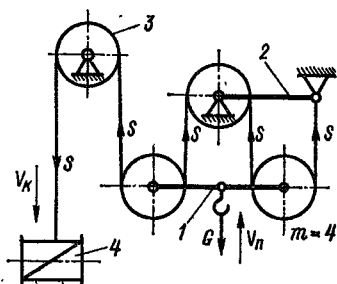


Рис. V.2.19. Схема полиспаста прямого действия  
1 — подвижная обойма; 2 — неподвижная обойма;  
3 — направляющий блок; 4 — барабан лебедки

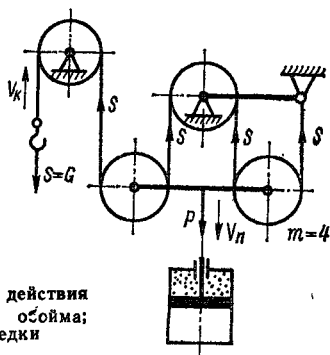


Рис. V.2.20. Схема полиспаста обратного действия

**Полиспасты.** Полиспаст прямого действия (рис. V.2.19) служит для выигрыша в силе. При этом груз висит на  $m$  ветвях каната, натяжение в канате (без учета сопротивления в блоках)  $S$  и кратность полиспаста  $m$  (передаточное отношение) равны

$$S = G/m, \quad m = V_{\text{к}}/V_{\text{п}}$$

Полиспаст обратного действия (рис. V.2.20) служит для выигрыша в скорости и пути. В этом случае  $S = G$  и тяговое усилие  $P = mG$ ;  $m = V_{\text{к}}/V_{\text{п}}$ . Такие полиспасты применяют в механизмах подъема с гидро- и пневмоцилиндрами.

Сдвоенный полиспаст представляет собой два параллельных одинарных полиспаста, соединенных на уравнительном блоке. Число ветвей подвеса груза в нем  $2m$  при кратности полиспаста  $m$ .

Канатные схемы с полиспастами прямого действия — одинарными и сдвоенными представлены на рис. V.2.21, канатные схемы с полиспастами обратного действия — на рис. V.2.22.

*Коэффициент сопротивления блока* с углом обхвата  $\alpha$  при диаметре блока  $D_0$  и диаметре цапфы  $d_{\text{ц}}$  (без учета собственного веса блока) равен

$$C_0 = \xi + 2\mu \frac{d_{\text{ц}}}{D_0} \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (\text{V.2.18})$$

где  $\mu$  — коэффициент трения в подшипниках (см. табл. V.1.69).

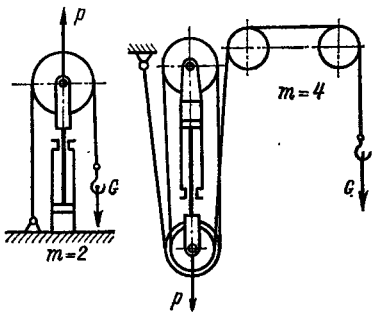
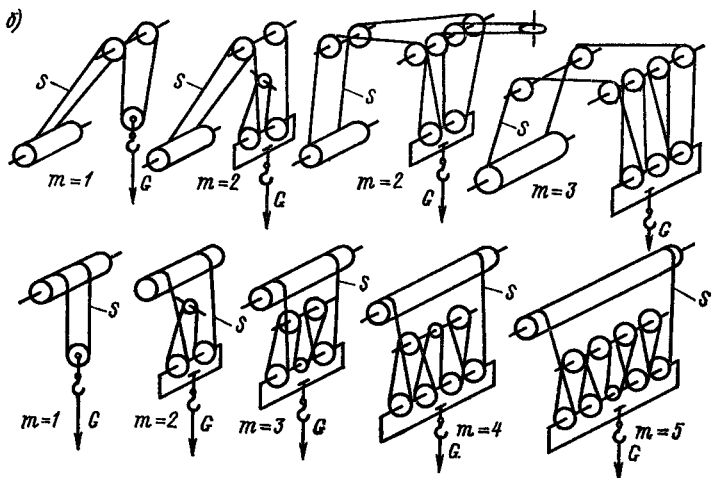
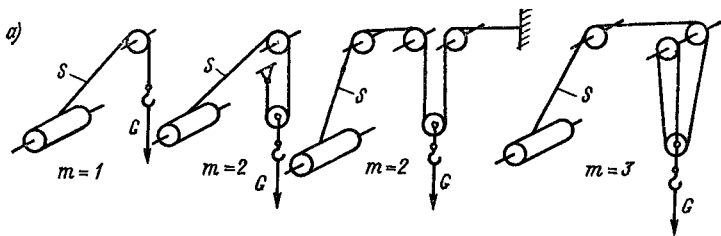


Рис. V.2.21. Канатные схемы с полиспастами прямого действия одинарными (а) и двойными (б)  
 $m$  — кратность полиспаста; заштрихованы уравнительные блоки

Рис. V.2.22. Канатные схемы с полиспастами обратного действия

Коэффициент жесткости  $\xi$  для каната диаметром  $d$  и блока диаметром  $D_0$ , см,

$$\xi \approx 0,1 \frac{\alpha^2}{D_0 - 10}. \quad (V.2.19)$$

Для цепи при блоке диаметром  $D_0$   $\xi = 2\mu_0 d/D_0$ , где  $\mu_0 = 0,2 \div 0,5$  — коэффициент трения в шарнирах или звеньях цепи с учетом загрязнения;  $d$  — диаметр отверстия в пластине пластинчатой цепи или диаметр прутка в сварной цепи.

Коэффициент полезного действия блока (табл. V.2.16)

$$\eta = 1/(1 + C_0). \quad (V.2.20)$$

**V.2.16. Коэффициент полезного действия канатных блоков (средние значения) при углах обхвата блока  $\alpha$  [0.59]**

Подшипники	Значения $\eta$ при $\alpha$ , °			
	180	90	45	15
Качения	0,98	0,985	0,987	0,99
Скольжения	0,95	0,96	0,975	0,985

**V.2.17. Коэффициент полезного действия канатных полиспастов  $\eta_{\Pi}$  при подшипниках качения и  $\alpha = 180^\circ$  [0.59, 15]**

Кратность полиспаста $m$	2	3	4	
$\eta_{\Pi}$	0,99	0,98	0,97	
Кратность полиспаста $m$	5	6	8	10
$\eta_{\Pi}$	0,96	0,95	0,93	0,92

Примечание. Полиспаст с кратностью  $m = 2$  — это один подвижный блок, потери в котором вдвое меньше, чем в неподвижном; поэтому  $\eta_{\Pi} > \eta$ .

Для барабанов можно принимать  $\eta = 0,98$  при подшипниках качения и  $\eta = 0,95$  при подшипниках скольжения.

*Коэффициент полезного действия полиспаста* (табл. V.2.17) с кратностью  $m$

$$\eta_{\Pi} = (1 - \eta^m) / (1 - \eta) m. \quad (V.2.21)$$

В общем случае, если между барабаном и полиспастом находятся направляющие блоки, КПД которых  $\eta_1, \eta_2, \dots$ , натяжение набегающей на барабан ветви при подъеме груза

$$S = \frac{G}{m\eta_{\Pi}} \frac{1}{\eta_1\eta_2 \dots}, \quad (V.2.22)$$

а при спуске груза

$$S' = \frac{G}{m} \eta_{\Pi}\eta_1\eta_2 \dots \quad (V.2.23)$$

При вдвоенном полиспасте в выражения для  $S$  и  $S'$  следует подставлять  $0,5G$  вместо  $G$ , понимая под  $m$  кратность полиспаста с нагрузкой  $0,5G$ .

## V.6. Остановы и тормоза

**Остановы.** Храповые и фрикционные (роликовые) остановки применяют в кранах как составную часть тормозных устройств и безопасных рукояток.

*Храповый останов* (рис. V.2.23) состоит из храпового колеса 1 и собачки 2.

Зуб храпового колеса рассчитывают на смятие кромок зуба колеса и собачки:  $q = P/b \leq [q]$ , где  $q$  — линейная удельная

нагрузка, Н/см;  $P$  — окружное усилие, Н;  $b$  — ширина кромки зуба, см;  $[q]$  — допустимая линейная нагрузка, принимаемая по рекомендациям табл. V.2.18, Н/см.

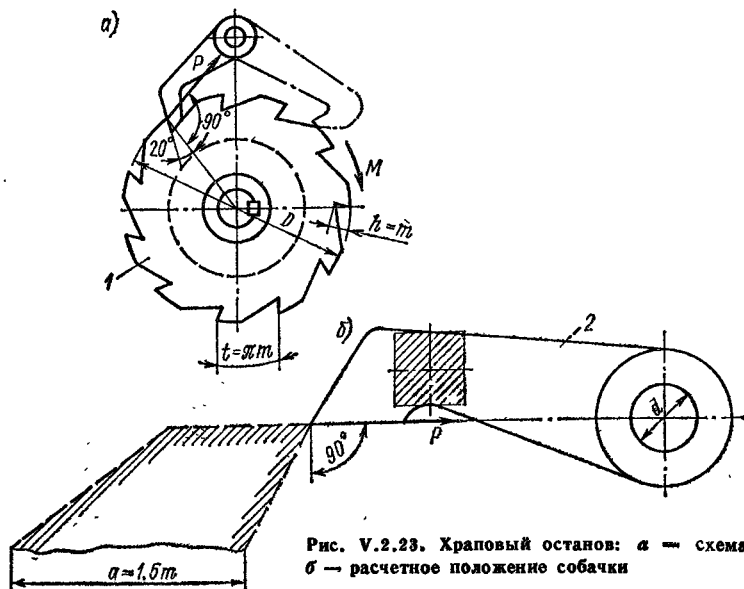


Рис. V.2.23. Храповый останок: а — схема б — расчетное положение собачки

Соотношение между шириной зуба  $b$  и модулем  $m$  определяется коэффициентом  $C = b/m$ , принимаемым в зависимости от материала храпового колеса по табл. V.2.18. Ширина собачки должна быть на 2—4 мм шире зуба храпового колеса.

V.2.18. Значения  $[q]$ ,  $C$  и  $n$  в зависимости от материала храпового колеса при расчете зубьев на изгиб [25]

Материал	$C$	$[q]$ , Н/см	Запас прочности $n$
Чугун с механическими свойствами не ниже марки СЧ 15 (ГОСТ 1412—79)	2—4	1500	5
Сталь 35ЛП, 55ЛП (ГОСТ 977—75)	1,5—4	3000	4
Ст3, СтЗсп (ГОСТ 380—71)	1—2	3500	3
Сталь 45-2а (б) (ГОСТ 1050—74)	1—2	4000	3

Примечание. Значения  $n$  даны для механизмов с ручным и машинным приводами при режимах работы 1М—3М (см. т. I, табл. I.2.9). Для более тяжелых условий работы приведенные значения рекомендуется уменьшить на 25—30 %.

Модуль храпового колеса  $m$ , см, при вращающем моменте от внешней нагрузки  $M$ , Н·см, при расчете кромок на смятие

$$m = \sqrt{\frac{2M}{zC[q]}} \quad \text{или} \quad m = \frac{2M}{C[q]D}$$

При  $m \leq 6$  мм производят проверку зуба на изгиб: для внешнего зацепления

$$m = 1,75 \sqrt[3]{\frac{M}{Cz [\sigma]_{из}}};$$

для внутреннего зацепления

$$m = 1,1 \sqrt[3]{\frac{M}{Cz [\sigma]_{из}}},$$

где  $[\sigma]_{из}$  — допускаемое напряжение изгиба, определенное по запасу прочности, принимаемому по табл. V.2.18.

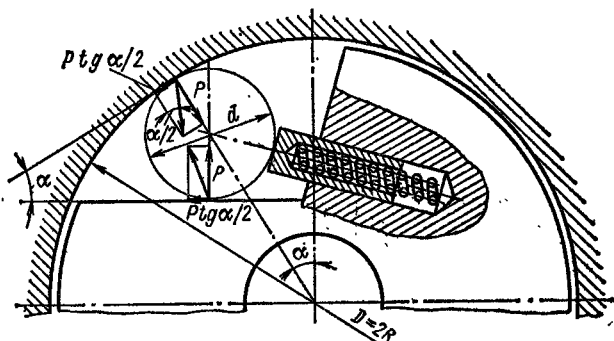


Рис. V.2.24. Расчетная схема роликового останова

Значения запасов прочности  $n$  даны для чугуна относительно  $\sigma_{вр}$ , а для сталей — относительно  $\sigma_T$  (см. т. 1, разд. 1; гл. 1).

Для уменьшения ударов устанавливают на одно храповое колесо несколько собачек, сдвинутых относительно друг друга на долю шага. Каждую из собачек, независимо от их числа, рассчитывают на полное окружное усилие  $P$ . В зависимости от конструктивного исполнения собачки рассчитывают на изгиб и сжатие или изгиб и растяжение при коэффициенте запаса прочности относительно предела текучести, равном 5. Собачку изготавливают из стали с механическими свойствами не ниже стали 45-2а (б). О построении профиля храпового колеса см. в работе [О.4].

*Роликовые остановы* (рис. V.2.24) рассчитывают по расчетному вращающему моменту  $M_{расч}$ , Н·м:  $M_{расч} = k_d M / k_T$ , где  $M$  — номинальный вращающий момент, Н·м;  $k_d = k_{дв} + k_m$  — коэффициент динамичности, равный сумме коэффициента  $k_{дв}$ , учитывающего влияние типа двигателя, и коэффициента  $k_m$ , учитывающего влияние типа крана;  $k_{дв}$  равно 0,25 при электроприводе, 0,4 при двигателе внутреннего сгорания шестицилиндровом, 0,5 при двигателе внутреннего сгорания четырехцилиндровом;  $k_m = 2$  для кранов;  $k_T = 0,65 \div 0,9$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки, вызванной погрешностями изготовления.

Максимальное касательное контактное напряжение  $\tau_{\max}$ , МПа, в месте контакта ролика со втулкой

$$\tau_{\max} = 0,2 \sqrt{\frac{P}{l_p} E \frac{1}{d}} \leq [\tau],$$

где  $P = 2M_{\text{расч}}/(zD \operatorname{tg} \alpha/2)$  — нормальная нагрузка на ролик;  $z$  — число роликов (принимается обычно от 3 до 5);  $d$  — диаметр ролика, см;  $\alpha$  — угол зацепления, °;  $E$  — приведенный модуль упругости материала контактирующих элементов останова, МПа;  $l_p$  — рабочая длина ролика, см;  $D$  — диаметр отверстия корпуса, см.

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]$ , МПа, при линейном контакте роликов для механизмов с малым числом включений [23]:  $[\sigma] = 8 \div 12 \text{ НРС}$ .

Для механизмов с частыми включениями расчет ведется по пониженным допускаемым напряжениям  $[\tau']$ :

$$[\tau'] = [\tau] \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_n}},$$

где  $N_n$  — общее число циклов нагружения за срок службы, когда  $N_n > 10^7$ .

Ролики остановов изготавливают из стали ШХ15 твердостью 59—63 НРС. Для механизмов с малым числом включений применяют сталь У8А твердостью 60—62 НРС. Целесообразно использовать ролики, применяемые в подшипника качения. Корпус и втулку выполняют из сталей ШХ15 (59—63 НРС), 40Х (48—55 НРС), У10 (60—64 НРС). Длина ролика  $l_p$  принимается в пределах  $(1 \div 4) d$ , чаще всего  $l_p = (1,15 \div 1,5) d$ . Работа роликового останова и его расчет аналогичны работе и расчету обгонных муфт [23].

**Тормоза\*.** Тормоза могут быть подразделены:

1) по конструктивному выполнению рабочих элементов — на колодочные, ленточные, дисковые и конусные;

2) по характеру действия приводного усилия — на *тормоза нормально-замкнутые*, замыкание которых создается внешней силой (усилием пружины, весом замыкающего груза и т. п.), а размыкание — действием привода тормоза; *нормально-разомкнутые*, размыкающиеся постоянно действующим внешним усилием, а замыкающиеся при воздействии привода тормоза; *комбинированные*, работающие в нормальных условиях как нормально-разомкнутые, а в аварийных условиях — как нормально-замкнутые действием замыкающего усилия;

3) по принципу действия — на *тормоза автоматические*, замыкающиеся при отключении двигателя механизма, на котором установлен тормоз, и *управляемые*, замыкание или размыкание которых производится обслуживающим персоналом при воздействии на орган управления тормозом;

\* О применении и выборе типа тормозов см. в разд. VI.



4) по назначению — на *стопорные тормоза*, останавливающие механизм, и *спускные*, ограничивающие скорость движения в определенных пределах (регуляторы скорости).

Общими типами тормозов являются: *тормоза грузоупорные* (закрывающиеся весом перемещаемого груза), а также *центробежные*, закрываемые силой инерции вращающихся специальных тормозных грузов; *гидродинамические*, действие которых основано на использовании силы сопротивления жидкости вращению ротора, снабженного лопатками; *вихревые тормоза* (тормозные генераторы), использующие вихревые токи, наводимые магнитным потоком в роторе тормоза для создания тормозного момента; *электромагнитные порошковые тормоза*, использующие для торможения сопротивление сдвигу намагниченных частиц порошка.

Определение температуры поверхности трения тормоза см. в работе [О.3]. Нормально-замкнутые тормоза замыкаются усилием сжатой пружины или весом специального замыкающего груза. В настоящее время большинство конструкций тормозов кранов имеет пружинное замыкание.

Автоматическое размыкание тормозов нормально-замкнутого типа производится тормозными электромагнитами или электрогидравлическими толкателями, ручное (ножное) управление тормозами (см. т. 1, разд. II, гл. 3) — машинистом при помощи рычажных, рычажно-канатных или гидравлических передач. Колесные тормоза тележки (платформы) железнодорожных кранов, движущихся в составе поезда, должны отвечать всем требованиям, предъявляемым к подвижному составу железных дорог. О тормозах ходовой части кранов на автомобильном шасси см. в работе [25].

В тормозах применяют специальные фрикционные материалы [24, 25]. Рекомендуемые параметры фрикционных пар тормозов приведены в табл. V.2.19. Для многодисковых тормозов рекомендуется снижать давление на 20—30 % относительно значений, приведенных в табл. V.2.19. В грузоупорных тормозах с металлической парой трения, работающей в масляной ванне, допускаемое давление принимается не более 0,3 МПа.

Наибольшее применение в тормозах кранов находит эластичная вальцованная лента ЭМ-1 и ЭМ-2 по ГОСТ 15960—79 «Материалы асбестовые фрикционные эластичные», допускающая изгиб по радиусу не меньше 40 толщин ленты. Она выпускается следующих размеров.

Ширина, мм	30—35	40, 45, 50, 55	60, 65, 70, 80, 90	100, 120	140, 160
Толщина, мм	5, 6	5, 6, 8	5, 6, 8, 10	6, 8, 10	8, 10

Фрикционные накладки крепят к металлическому каркасу (колке, диску, ленте) с помощью заклепок или болтов, приклеиванием, приформованием [О.3].

V.2.19. Рекомендуемые параметры фрикционных пар тормозов [25]

Материал		Коэффициент трения				Допускаемая температура, °C	Допускаемое давление для тормозов, МПа			
накладки	шквива или диска	Отсутствие смазки	Случайное попадание смазки	Обильная смазка	комочных и летучих без смазки		дисковых и копусных			
					стопорных		спускных	Отсутствие смазки	Густая смазка	Масляная
Чугун	Чугун Сталь	0,15—0,2	0,1	0,05—0,08 0,06—0,08	320 } 260 }	1	0,4	0,6	0,8	
		0,17—0,2	0,12—0,15							
Сталь	Сталь	0,15—0,18	0,1—0,12	0,06—0,08	260	0,4	0,2	0,4	0,8	
		0,18 0,2	0,15 0,15	0,07—0,1 0,06—0,1	— } 150 } 150 }	1	0,3	0,4	0,5	
Бронза	Чугун Сталь	0,15—0,2	0,12	0,08—0,11						
Тканая тормозная лента (ГОСТ 1198—78): типа А → Б	Чугун, Чугун, сталь	0,35—0,4	0,32—0,35	0,1—0,12	200 } 175 }	0,6	0,3	0,6	0,8	
		0,32—0,35	0,30—0,32	0,09—0,12						
Вальцованная лента (ГОСТ 15960—79): ЭМ-1 ЭМ-2	Чугун, сталь Чугун, сталь	0,42—0,45	0,35—0,38	0,12—0,15	200 } 200 }	0,6	0,3	1	1,2	
		0,42—0,48	0,35—0,4	0,12—0,16						

Продолжение табл. V.2.19

Материал		Коэффициент трения			Допускаемая температура, °С	Допускаемое давление для тормозов, МПа					
		Отсутствие смазки	Случайное попадание смазки	Обильная смазка		стопорных	спускных	Отсутствующие	Легкие смазки	Дисковых и конусных	
накладки	шквива или диска					стопорных	спускных	Отсутствующие	Легкие смазки	Дисковых и конусных	Масляная
На асбестовой основе при каучуковом связующем: холоднотормозной горячетормозной	Чугун	0,3—0,42	—	—	220 220 240 250 — 150	0,8	0,4	0,6	1	1,2	
	Сталь	0,32—0,45	—	—							
	Чугун	0,3—0,42	—	—							
	Сталь	0,32—0,45	—	—							
Пластмассы типов КФ-3, КФ-3М, К217-57	Чугун	0,22—0,4	0,12—0,15	0,09—0,12	900	—	—	—	—	—	—
	Сталь	0,29—0,45	0,15—0,2	—							
Текстолит Металлокерамика на основе:	Сталь	0,25—0,3	0,12	0,1	1000 1000 1000	0,8	—	0,3	0,4	0,6	
		0,17—0,25	—	0,08—0,15							
		0,16—0,22 0,28 0,35	—	—							
медной МК-5 железной: ФМК-8 ФМК-11 МКВ-50А	Чугун										

Кованые тормозные шкивы обычно изготавливают из стали не ниже марки 45 по ГОСТ 1050—74, литые — не ниже марки 55ЛП по ГОСТ 977—75. Рабочая поверхность шкива должна иметь: точность изготовления не ниже класса 4 по ГОСТ 25346—82, ГОСТ 25347—82; биение, овальность и конусность не более 0,0005D; твердость не ниже 35—45 HRC (стальные шкивы) или 250—300 HB (чугунные шкивы).

Наиболее рекомендуемым материалом для тормозных шкивов является сталь 35СГ (закалка до температуры 900 °С, твердость 420 HB) или сталь 65Г и 65ГЛ (сорбитизация или закалка ТВЧ на глубину 3—4 мм до твердости не менее 350 HB). Для тормозных шкивов механизмов передвижения и поворота режимов работы 1М—5М допускается применять чугун с механическими свойствами не ниже марки СЧ 28 по ГОСТ 1412—79.

**Колодочные тормоза.** Наибольшее распространение в кранах получили колодочные тормоза по ОСТ 24.290.08—82 «Тормоза колодочные. Типы, основные параметры и размеры» с приводом от тормозных электромагнитов и электрогидравлических толкателей. Параметры и размеры тормозов с электромагнитами постоянного тока серии МП с диаметром тормозных шкивов 100—300 мм приведены в табл. V.2.20, тормозов с диаметром шкивов 400—800 мм (рис. V.2.25 и V.2.26) — в табл. V.2.21 и V.2.22, тормозов с приводом от электрогидравлических толкателей — в табл. V.2.23 (слева — одноштоковый, справа — двухштоковый ТЭ160). Тормоза серии ТКП завода Сибтяжмаш (рис. V.2.25 и V.2.26) рассчитаны на работу с допустимым числом включений 720 в час при допустимой температуре окружающей среды 65 °С. В тормозах с приводом от электрогидравлических толкателей ось толкателя должна располагаться вертикально (угол отклонения от вертикали не более 15°).

Значения радиальных установочных зазоров  $\varepsilon$  между колодкой и шкивом при расчетах хода рычажной системы тормоза принимают по следующим рекомендациям:

Диаметр тормозного шкива, мм	160	200	250	320	400	500	630	800
Зазор $\varepsilon$ , мм	0,8	1	1	1,25	1,25	1,5	1,5	1,75

Тормозные рычаги рассчитывают по изгибающему моменту  $M_{из}$  в опасном сечении рычага:  $\sigma = \alpha M_{из} / W \leq [\sigma]$ , где  $W$  — момент сопротивления изгибу в опасном сечении;  $\alpha$  — динамический коэффициент, учитывающий влияние ударной нагрузки при замыкании тормоза и принимаемый по нижеследующим рекомендациям.

Тип привода тормоза	$\alpha$
Короткоходовые электромагниты:	
переменного тока типа МО-Б	2,5
постоянного тока типа МП	2
Электрогидравлические и электромеханические толкатели и ручное управление	1,25

*Г-Г* увеличено

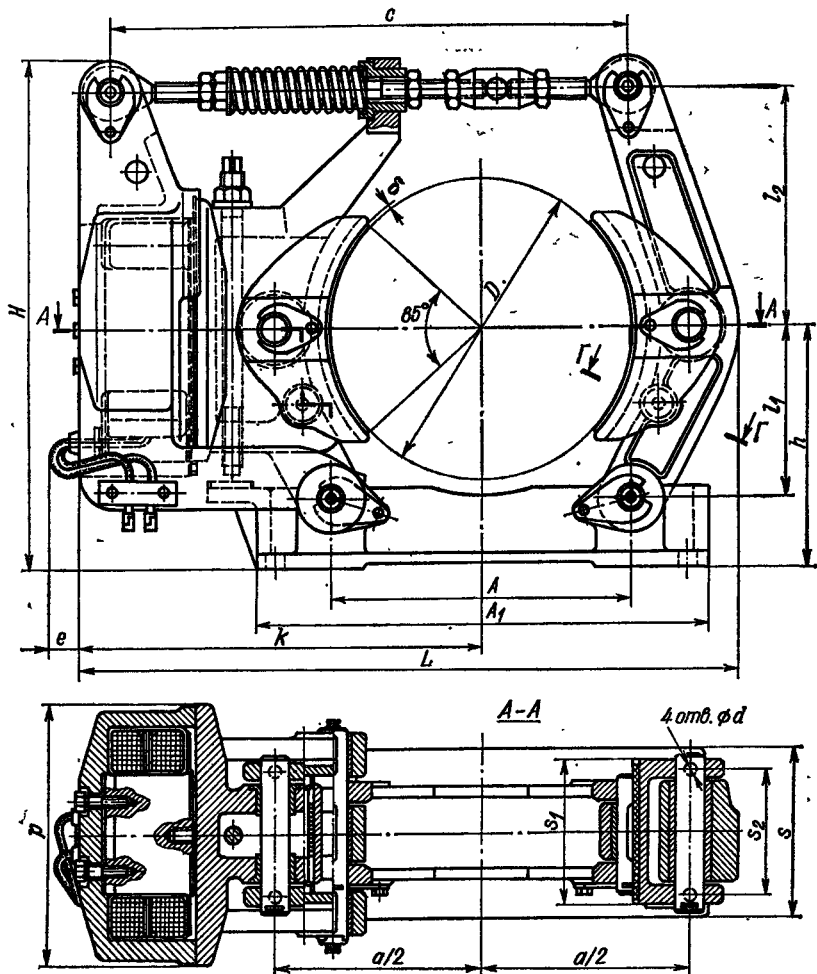
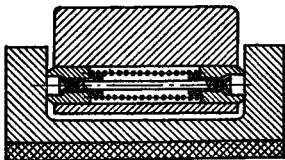
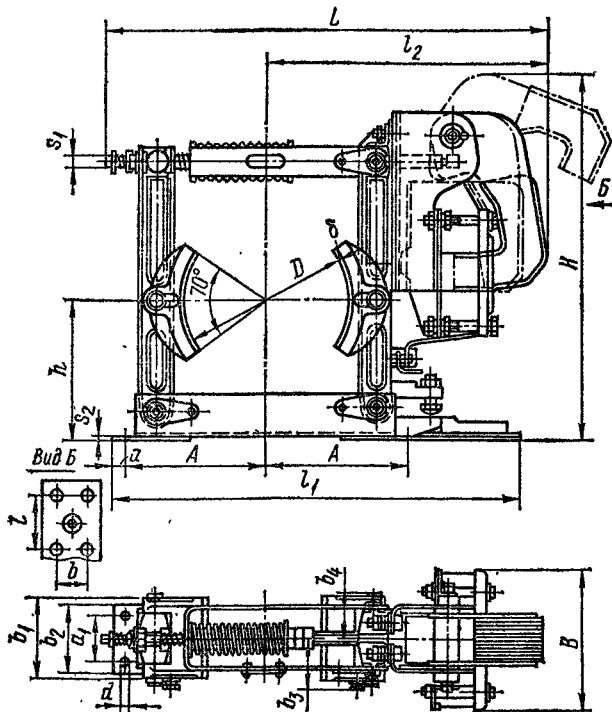


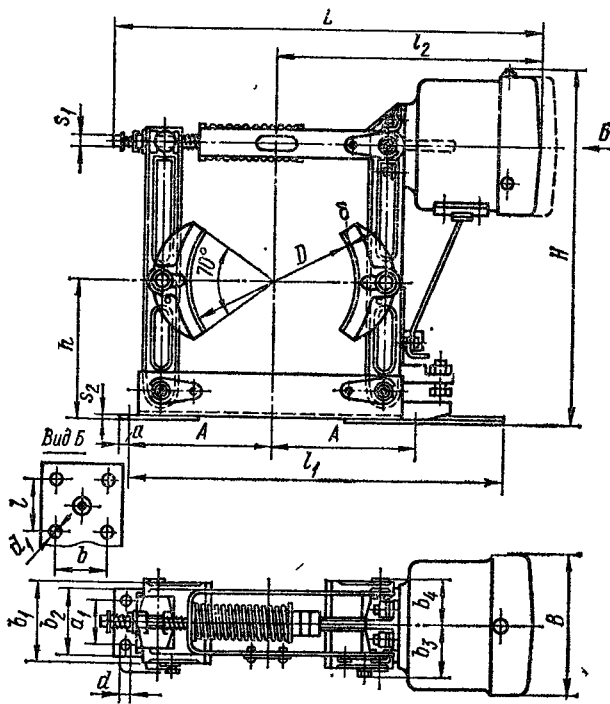
Рис. V,2,25. Колодочный тормоз серии ТКП с диаметрами шкивов 400—600 мм

## V.2.20. Колодочные тормоза типов ТКТ и ТКП



Тормоз типа ТКТ

Тип тормоза	Тормозной момент, Н·м, при ПВ, %			Тип электромагнита	Масса тормоза, кг						
	25	40	100			Диаметр шкива	Отход колодки от шкива	L	l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>
ТКТ-100 ТКП-100	20	20	10	МО-100Б МП-101	12 16	100	0,4	398 353	85	300	195 223
ТКТ-200/100 ТКП-200/100	40	40	22		25 30			200			546 501
ТКТ-200 ТКП-200	160	160	80	МО-200Б МП-201	35 37	200	0,5	660 546	140	394	322 328
ТКТ-300/200 ТКП-300/200	240	240	120		70 75			300			796 681
ТКП-300	500	420	170	МП-301	90	300	0,7	718	92	550	436



Тормоз типа ТКП

Размеры, мм

$B$	$b$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$H$	$h$	$A$	$a$	$a_1$	$d$	$d_1$	$s_1$	$\delta$	$s_2$
130 132	38 30	70	65	45	36	218 274	100	110	15	40	13	9	8	6	4
		90	90	54	47	358 414	170	175	22	60	18	13	11		7
177 178	38	90	90	54	47	367 437	170	175	22	60	18	13	11	8	7
		140	120	81	72	507 577	240	250	25	80	22	17	14		9
223	54	140	120	81	72	600	240	250	25	80	22	17	14	8	9

**V.2.21. Размеры (мм) колодочных тормозов серии ТКП завода Сибтяжмаш**

Тип тормоза	<i>D</i>	<i>c</i>	<i>H</i>	<i>l<sub>1</sub></i>	<i>l<sub>2</sub></i>	<i>h</i>	<i>A</i>	<i>A<sub>1</sub></i>	<i>k</i>
ТКП-400	400	699	680	225	315	320	400	600	539
ТКП-500	500	830	805	280	375	380	500	720	630
ТКП-600	600	900	955	330	450	450	600	820	685
ТКП-700	700	890	1110	430	495	550	—	1215	730
ТКП-800	800	1020	1250	480	580	600	—	1420	827

Тип тормоза	<i>L</i>	<i>p</i>	<i>s</i>	<i>a</i>	<i>s<sub>1</sub></i>	<i>s<sub>2</sub></i>	<i>d</i>	Ход якоря	
								min	max
ТКП-400	880	342	220	550	190	170	23	2	3
ТКП-500	1049	422	270	660	210	205	27	2,3	3,5
ТКП-600	1165	504	290	760	260	230	27	2,7	4
ТКП-700	1363	624	290	610	280	150	39	3	4,5
ТКП-800	1532	683	330	700	320	180	39	3,3	5

Примечание. Значение  $\delta = 8$  мм,  $\epsilon = 70$  мм.

**V.2.22. Тормозной момент тормозов завода Сибтяжмаш серии ТКП**

Тип тормоза	Тормозной момент, Н·м, при катушке возбуждения						
	параллельного			последовательного и тока			
	ПВ = 25 %	ПВ = 40 %	ПВ = 100 %	60 %		40 %	
				ПВ = 25 %	ПВ = 40 %	ПВ = 25 %	ПВ = 40 %
ТКП-400	1 400	1100	530	1 400	1100	840	540
ТКП-500	2 350	1780	820	2 350	1780	1430	980
ТКП-600	4 750	3370	1520	4 750	3370	2870	1950
ТКП-700	8 000	5750	2800	8 000	5750	4800	3250
ТКП-800	12 500	9100	4400	12 500	9100	7500	5000



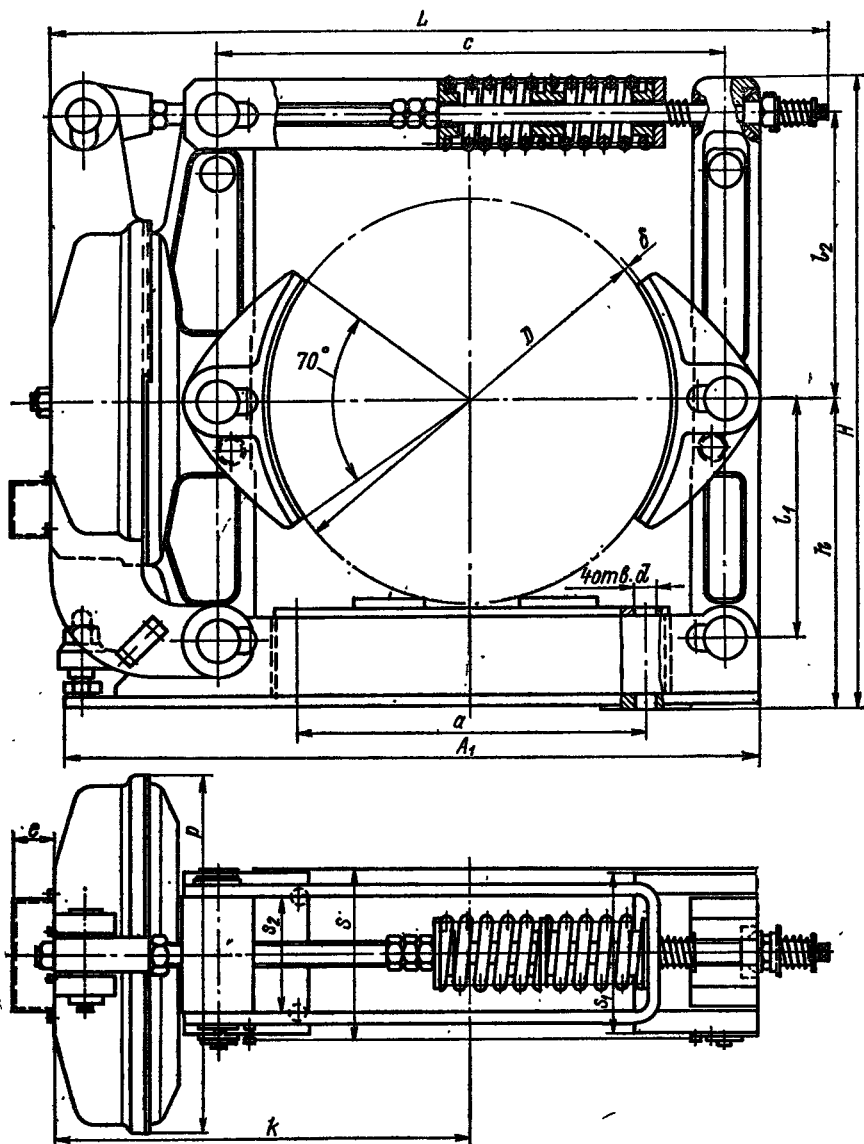
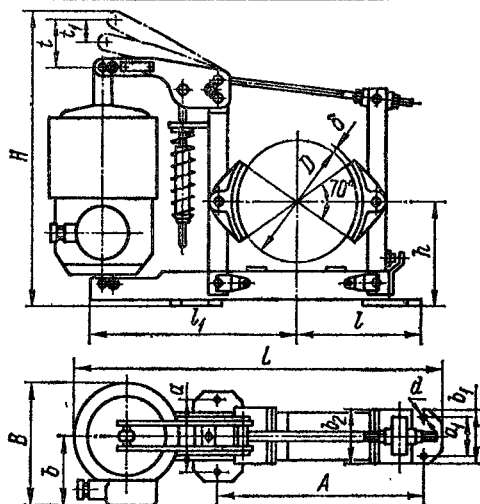


Рис. V.2.26. Колодочный тормоз серии ТКП с диаметрами шкивов 700 и 800 мм

Материал рычагов не ниже Ст5 или сталь 35ЛП. Допускаемые напряжения на изгиб  $[\sigma] = 0,4\sigma_T$ . Оси шарниров изготавливают из стали не ниже марки сталь 45 с термообработкой поверхности трения до твердости 45—50 HRC. При расчете осей с учетом динамики замыкания тормоза запас прочности относительно предела текучести  $\sigma_T$  должен быть не менее 1,5. Давление в шар-

### V.2.23. Колодочные тормоза с приводом от электрогидравлических толкателей

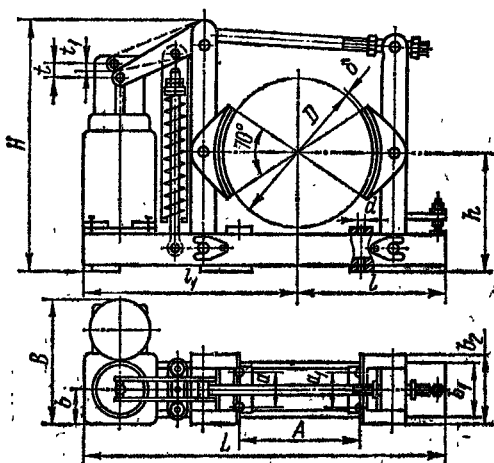


Тип тормоза	Тормозной момент, Н·м	Тип толкателя	Масса тормоза, кг	Размеры,					
				Диаметр шкива	L	l	l <sub>1</sub>	B	
ТКГ-160	100	ТЭГ-16М	25	160	490	147	268	201	116
ТКГ-200	300	ТГМ-25	35	200	603	198	332	213	130
ТКГ-300	800	ТГМ-50	80	300	772	275	421	232	
ТКГ-400	1 500	ТГМ-80	120	400	940	375	489		
ТКГ-500	2 500	ТГМ-80	155	500	1160	435	650		
ТКГ-600М	5 000	ТЭ-160	420	600	1420	560	860	365	125
ТКГ-700М	8 000		595	700	1630	625	1005	390	145
ТКГ-800М	12 500		845	800	1975	695	1280	405	165

### V.2.24. Значения допускаемой удельной мощности

Материал оси	Удельная мощность, Вт/см <sup>2</sup> , при длительности работы, ч	
	1000	10 000
Сталь: без термообработки закаленная	106	81,5
	117	85

в них не должно превышать 3 МПа для сталей 45, 50 и 60 с закалкой до твердости 300—350 НВ. При применении в шарнирах рычажных систем тормозов подшипников из металлофторопластовой ленты Климовского машиностроительного завода им. В. Д. Доенина по ТУ 27-01-01-2—71 значения допускаемой удельной мощности принимают по табл. V.2.24.



мм

$b_1$	$b_2$	$H$	$h$	$A$	$a$	$a_1$	$\delta$	$d$	$t$	$t_1$
120	70	415	144	200	90	90	6	13	25	15
90	90	436	170	350	120	60		18	32	22
120	140	550	240	500	150	80	8	22	50	30
140	180	620	320	340	68	68				
160	200	735	400	410	85	85		27		
250	240	940	475	500	126	126	38	55	35	35
290	280	1081	550	610	150	150		85	55	55
330	320	1216	600	700	180	180		135	90	90

Рычажную систему тормоза проверяют расчетом на жесткость. Мертвый ход рычажной системы с учетом зазоров и упругой деформации элементов не должен превышать 10 % хода якоря электромагнита или штока толкателя.

Для тормоза с короткоходным электромагнитом и пружинным замыканием (см. табл. V.2.20 и рис. V.2.27) при заданном тор-

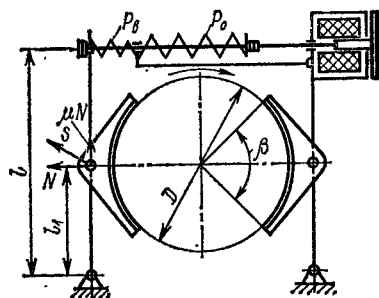


Рис. V.2.27. Расчетная схема колодочного тормоза с приводом от короткоходового электромагнита

моменте  $M_T$  результирующая сила  $P$  равна разности усилий основной  $P_0$  и вспомогательной  $P_B$  пружин:

$$P = M_T l_1 / (\mu D l \eta), \quad (V.2.24)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения (см. табл. V.2.19);  $\eta$  — коэффициент, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы тормоза, принимаемый равным 0,9 при отсутствии смазки в шарнирах и 0,95 при наличии смазки;  $D$ ,  $l$ ,  $l_1$  — размеры по расчетной схеме на рис. V.2.27.

При расчете пружин тормозов с электромагнитами переменного тока (серии МО-Б) следует учитывать момент от веса якоря магнита, уменьшающий рабочее усилие основной пружины, и соответственно корректировать ее расчетное усилие. Усилие вспомогательной пружины принимается  $P_B = 20 \div 60$  Н в зависимости от типоразмера тормоза.

Нормальное усилие от давления каждой колодки тормоза на шкив без учета влияния неуравновешенной массы электромагнита  $N = M_T / (\mu D)$ .

Среднее давление между колодкой и шкивом  $p = N/F \leq [p]$ , где  $[p]$  — допускаемое давление, принимаемое по табл. V.2.19;  $F = \pi D B \beta / 360$  — площадь соприкосновения обкладки со шкивом;  $D$  — диаметр шкива;  $B$  — ширина колодки;  $\beta$  — угол обхвата шкива колодкой, принимаемый в пределах  $60$ — $120^\circ$  (в тормозах с прямыми рычагами —  $60$ — $90^\circ$ ).

Влияние веса электромагнитов серии МП или МО-Б на нормальное усилие  $N$  мало и может не учитываться при расчете среднего давления.

Усилие, действующее на ось колодки тормоза,

$$S = N \sqrt{1 + \mu^2}.$$

Оси колодок и рычагов рассчитывают на изгиб как двухопорные балки, нагруженные равномерной распределенной нагрузкой (значения коэффициента запаса прочности принимают равными 2,5—3).

Максимально допустимый установочный зазор между колодками и шкивом (см. стр. 280)  $\varepsilon = h l_1 / (2l)$ , где  $h$  — половина максимально допустимого хода штока тормоза, определяемого ходом якоря электромагнита.

Тормозные электромагниты подбирают по их работоспособности по следующим зависимостям:

при поступательном движении якоря

$$P_M h_M k_1 = 2N \varepsilon / \eta; \quad (V.2.25)$$

при клапанном якоре

$$M_M \varphi_M k_1 = 2N \varepsilon / \eta, \quad (V.2.26)$$

где  $P_M$  и  $M_M$  — соответственно тяговое усилие и момент электромагнита;  $h_M$  и  $\varphi_M$  — соответственно ход якоря и угол поворота

якоря магнита (значения  $P_M$ ,  $M_M$ ,  $h_M$ ,  $\varphi_M$  см. в табл. V.2.25, V.2.28 и V.2.32);  $k_1$  — коэффициент использования хода якоря, принимаемый равным 0,8—0,85 для короткоходовых электромагнитов;  $N$  — сила нажатия тормозной колодки на шкив;  $e$  — радиальный отход колодки от шкива при замыкании тормоза (см. стр. 280);  $\eta = 0,9 \div 0,95$  — коэффициент, учитывающий потери на трение в рычажной системе тормоза.

Для тормоза с электрогидравлическим приводом (см. табл. V.2.23 и рис. V.2.28) горизонтальное усилие  $P$  замыкания тормоза,

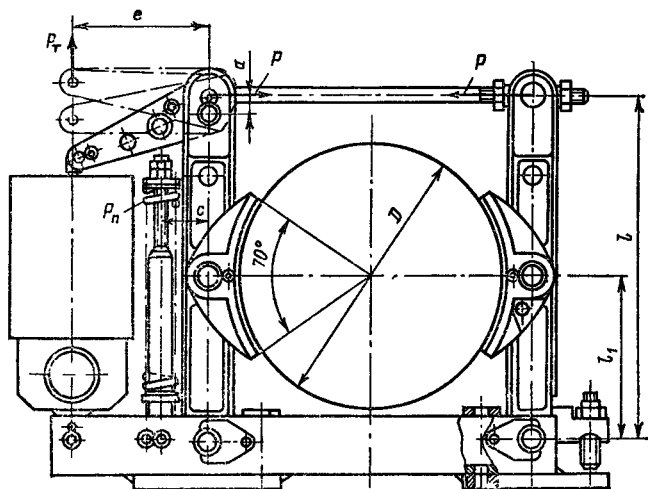


Рис. V.2.28. Расчетная схема колодочного тормоза с приводом от электрогидравлического толкателя

приложенное к верхнему шарниру тормозных рычагов, определяется по формуле (V.2.24). Необходимое усилие пружины  $P_n = M_T l_1 a / (\mu D l c \eta)$ . Влияние веса подвижных элементов толкателя (поршня и штока) и верхнего рычага тормоза обычно не учитывают. Усилие толкателя  $P_T = P_n c / e$ .

Электрогидравлические толкатели подбирают по их техническим данным (см. табл. V.2.34). Ход штока, указанный в каталоге, является максимально возможным — от крайнего нижнего (когда поршень садится на заплечики внутри корпуса) до крайнего верхнего положения (когда поршень упирается в верхние заплечики). Рабочий ход штока, установленный при регулировке тормоза, должен составлять примерно 2/3 максимального хода. При этом 1/3 хода резервируется на компенсацию изнашивания фрикционных накладок, зазоров в шарнирных сочленениях и упругих деформаций элементов рычажной системы тормоза. Коэффициент запаса толкателей по подъемной силе равен примерно 1,15—1,3, т. е. фактически толкатели развивают усилие на 15—30 % больше номинального, приведенного в каталоге. При использовании для

закрывающая тормоза сжатой пружины ее усилие при полном ходе штока толкателя не должно увеличиваться более чем на 10 % установочного усилия при замкнутом тормозе.

**Ленточные тормоза.** Такие тормоза способны развивать большие тормозные моменты, имеют простую конструкцию и весьма компактны. Их недостатки: значительные усилия, изгибающие тормозной вал, равные геометрической сумме натяжений концов ленты; неравномерность распределения давления и износа по дуге обхвата шкива лентой; малая эксплуатационная надежность (обрыв стальной ленты приводит к аварии); высокая чувствительность к изменению значения коэффициента трения.

Наибольшее натяжение на набегающем конце ленты

$$S_{\max} = \frac{2M_{\tau} e^{\mu\alpha}}{D(e^{\mu\alpha} - 1)},$$

минимальное натяжение на сбегающем конце ленты

$$S_{\min} = \frac{2M_{\tau}}{D(e^{\mu\alpha} - 1)},$$

соотношение между натяжениями концов ленты

$$S_{\max} = S_{\min} e^{\mu\alpha},$$

где  $M_{\tau}$  — тормозной момент;  $D$  — диаметр тормозного шкива;  $\mu$  — коэффициент трения;  $\alpha$  — угол обхвата, рад.

Приведенные соотношения справедливы при сплошной фрикционной накладке. При установке на ленту  $n$  колодок из фрикционного материала и угле  $\beta$  между осями смежных колодок последнее соотношение принимает вид

$$S_{\max} = S_{\min} (1 + 2\mu \operatorname{tg} \beta/2)^n.$$

Ширина стальной ленты  $B$  назначается по допускаемому давлению  $[p]$  для фрикционного материала (см. табл. V.2.19) и принимается на 5—10 мм меньше ширины поверхности трения шкива:  $B = 2S_{\max} / ([p] D)$ .

Толщину ленты  $\delta$  определяют из расчета на растяжение в ее опасном сечении при максимальном натяжении  $S_{\max}$ .

Рекомендуемые параметры шкива и ленты и установочный зазор  $e$  следующие.

Диаметр шкива $D$ , мм	100—200	250—320	400—500	630—800
Ширина ленты $B$ , мм	30—70	70—90	90—110	120—150
Толщина ленты $\delta$ , мм	3—4	4—6	4—7	6—10
Радиальный установочный зазор $e$ , мм	0,8	1	1,25—1,5	1,5

Применяемые в кранах ленточные тормоза в зависимости от их схемы подразделяются на простые, дифференциальные и суммирующие (рис. V.2.29).

Тормозной момент простого тормоза (рис. V.2.29, а)

$$M_T = \frac{G_p b + G_{як} c + G_{гп} d}{a} (e^{\mu\alpha} - 1) \frac{D}{2} \eta,$$

где  $G_p$ ,  $G_{як}$ ,  $G_{гп}$  — соответственно вес тормозного рычага, якоря электромагнита, замыкающего груза;  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  — плечи действующих усилий, обычно  $d/a = 10 \div 15$ ;  $\eta = 0,9 \div 0,95$ .

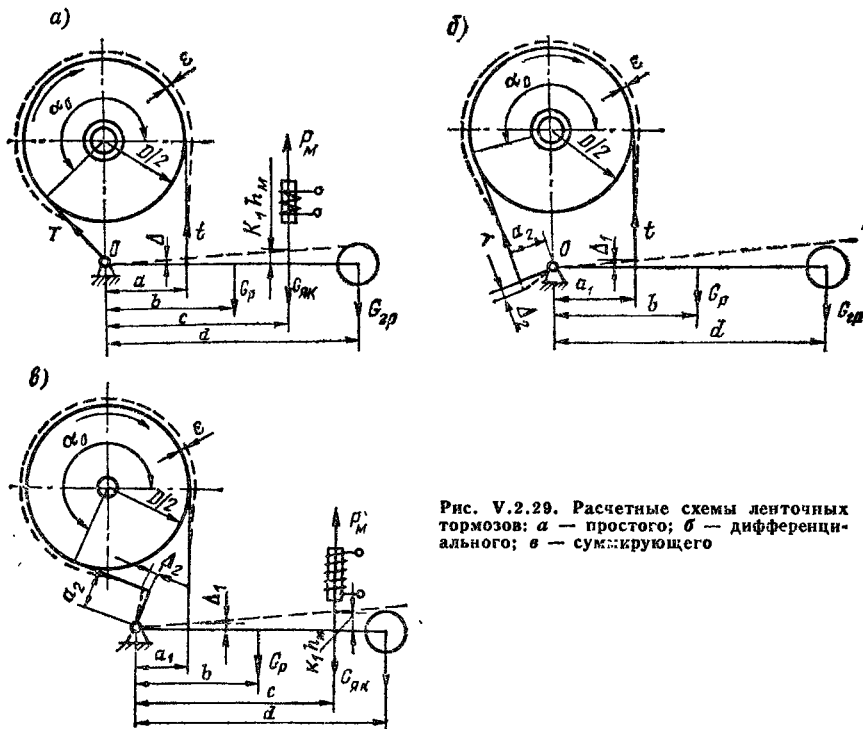


Рис. V.2.29. Расчетные схемы ленточных тормозов: а — простого; б — дифференциального; в — суммирующего

Тормозной момент простого тормоза с изменением направления вращения при прочих равных параметрах изменяется в  $e^{\mu\alpha}$  раз. В связи с этим он находит применение главным образом в механизмах подъема, причем его устанавливают так, что наибольший тормозной момент развивается при торможении опускающегося груза. Тогда более слабый момент оказывается достаточным для торможения поднимающегося груза. Перемещение точки крепления ленты к рычагу при обеспечении радиального зазора  $\epsilon$  равно  $\Delta = \epsilon\alpha$ .

В дифференциальном ленточном тормозе (рис. V.2.29, б) концы ленты закреплены на тормозном рычаге по обе стороны его вращения, причем плечи  $a_2$  и  $a_1$  действия сил  $S_{\max}$  и  $S_{\min}$  не равны

между собой. Тормозной момент, развиваемый тормозом при вращении шкива по часовой стрелке,

$$M_T = \frac{G_{pb} + G_{rpd}}{a_1 - a_2 e^{\mu\alpha}} (e^{\mu\alpha} - 1) \frac{D}{2} \eta.$$

При перемене направления вращения шкива тормозной момент изменяется по соотношению

$$\frac{M_T}{M_{T1}} = \frac{a_1 e^{\mu\alpha} - a_2}{a_1 - a_2 e^{\mu\alpha}}.$$

Вследствие склонности дифференциального тормоза к самоторможению эти тормоза находят применение главным образом в механизмах подъема при ручном управлении тормозом. Во избежание самозатягивания должно быть соблюдено условие  $a_1 > a_2 e^{\mu\alpha}$ . Обычно принимают  $a_1 = (2,5 \div 3) a_2$ .

Перемещение точек крепления к рычагу при отходе ленты на величину  $\varepsilon$

$$\Delta_1 = \varepsilon a a_1 / (a_1 - a_2) \text{ и } \Delta_2 = \varepsilon a a_2 / (a_1 - a_2).$$

В суммирующем тормозе (рис. V.2.29, в) концы ленты прикреплены к тормозному рычагу по одну сторону его оси вращения. Плечи  $a_1$  и  $a_2$  действия сил  $S_{\max}$  и  $S_{\min}$  могут быть одинаковыми или различными по величине. При одинаковых плечах тормозной момент не зависит от направления вращения шкива. Такие тормоза находят преимущественно применение в механизмах, для которых необходимо постоянно тормозное момента, независимое от направления движения (механизмы передвижения и поворота).

Тормозной момент при вращении шкива по часовой стрелке

$$M_T = \frac{G_{rpd} + G_{pb} + G_{якc}}{a_2 e^{\mu\alpha} + a_1} (e^{\mu\alpha} - 1) \frac{D}{2} \eta.$$

Тормозной момент при изменении направления вращения шкива при  $a_2 < a_1$  уменьшается в  $(a_2 + a_1 e^{\mu\alpha}) / (a_1 + a_2 e^{\mu\alpha})$  раз.

Перемещение точек крепления ленты к рычагу

$$\Delta_1 = \varepsilon a \frac{a_1}{a_1 + a_2}, \quad \Delta_2 = \varepsilon a \frac{a_2}{a_1 + a_2}.$$

При  $a_1 = a_2$   $\Delta_1 = \Delta_2 = \varepsilon a / 2$ .

Для размыкания ленточных тормозов обычно используют длинноходовые тормозные электромагниты или гидравлический привод. Электромагниты для ленточных тормозов подбирают по формуле (V.2.25), которая принимает вид:

для простого тормоза

$$P_M h_M = \frac{2M_T \varepsilon a}{D (e^{\mu\alpha} - 1) k_1 \eta};$$

для суммирующего тормоза

$$P_M h_M = \frac{2M_T \varepsilon a (a_1 + a_2 e^{\mu\alpha})}{D (e^{\mu\alpha} - 1) (a_1 + a_2) k_1 \eta}.$$



Дисковые и конусные тормоза. Момент трения в дисковых тормозах создается прижатием дисков  $a$  (рис. V.2.30,  $a$ ), закрепленных от вращательного движения, к диску  $b$ , вращающимся вместе с валом механизма. Осевая сила  $N$ , сжимающая диски, может создаваться усилием пружины, силой тяжести груза и усилием человека, прилагаемыми посредством рычажной, гидравлической или пневматической системы. Внутренний радиус поверхности трения  $R_b$  выбирается минимально допускаемым по конструктивным соображениям. Наружный радиус из

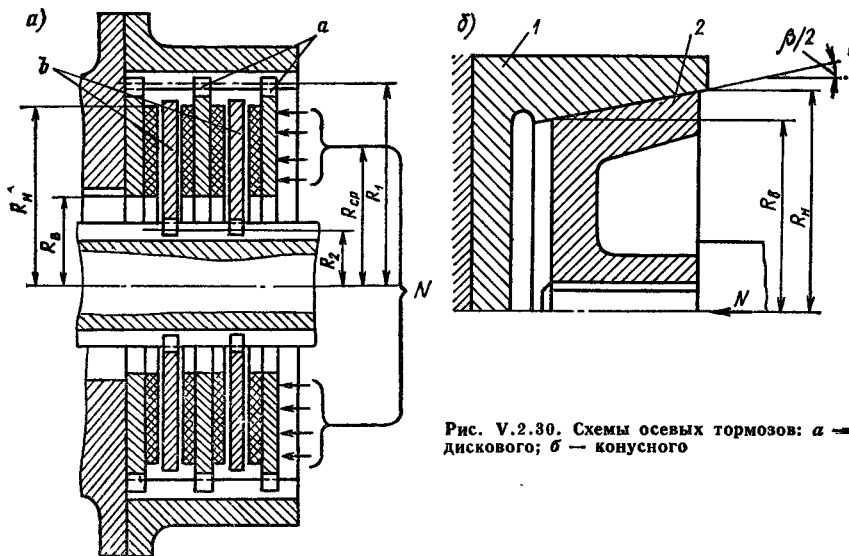


Рис. V.2.30. Схемы осевых тормозов:  $a$  — дискового;  $b$  — конусного

условия обеспечения смазкой всей поверхности трения принимается  $R_n = (1,25 \div 2,5) R_b$  и разность радиусов  $R_n - R_b \leq 6$  см. Средний радиус поверхности трения  $R_{cp} = (R_n + R_b)/2$ .

Тормозной момент дискового тормоза  $M_T = i\mu NR_{cp}$ , где  $i$  — число пар поверхности трения;  $\mu$  — коэффициент трения, принимаемый по табл. V.2.19.

Среднее давление на трущихся поверхностях

$$p = \frac{N}{\pi(R_n^2 - R_b^2)} \leq [p].$$

Допускаемое давление для всех типов тормозов с осевым нажатием принимается по табл. V.2.19.

Тормозной момент многодискового тормоза, работающего без смазки или при нерегулярной смазке, с учетом потерь на трение в направляющих дисках

$$M_T = Ni\mu R_{cp} k_t,$$

где  $k_i$  — коэффициент уменьшения осевого усилия вследствие потерь на трение в направляющих:

$$k_i = \frac{1}{1 + \mu_1 R_{\text{ср}} \left( \frac{R_1 + R_2}{2R_1 R_2} \right) a};$$

$\mu_1 = 0,1 \div 0,18$  — коэффициент трения в направляющих;  $R_1$  и  $R_2$  — средний радиус осевых направляющих дисков (см. рис. V.2.30, а);  $a$  — общее число дисков, перемещающихся по направляющим.

Для дисковых тормозов, работающих в масляной ванне, значение  $k_i$  принимается в зависимости от числа трущихся пар [25].

Число пар поверхностей трения . . . . .	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$k_i$ . . . . .	1	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,76

При расчете хода рычажной системы тормоза осевой зазор между дисками разомкнутого тормоза принимают не менее 0,5 мм при работе с асбодфрикционными накладками и не менее 0,2 мм при работе с металлическими дисками в масляной ванне и металло-керамическом фрикционном материале.

В конусном тормозе (рис. V.2.30, б) тормозной момент создается прижатием конуса 2, вращающегося вместе с валом механизма, к неподвижной конической втулке 1. Средний радиус конической поверхности трения  $R_{\text{ср}} = (R_{\text{н}} + R_{\text{в}})/2$ , где  $R_{\text{н}}$  и  $R_{\text{в}}$  — соответственно наружный и внутренний радиусы поверхности трения. По конструктивным соображениям рекомендуется принимать  $R_{\text{н}} = (1,2 \div 1,6) R_{\text{в}}$ . Для предотвращения заедания конусов угол  $\beta/2$  должен быть больше угла трения поверхностей тормоза, т. е.  $\beta/2 > \rho$ , и при введении коэффициента надежности, равного 1,2, угол  $\beta$  определяется из соотношения  $\text{tg } \beta/2 = 1,2 \text{ tg } \rho$ .

Тормозной момент конусного тормоза  $M_{\text{т}} = NR_{\text{ср}}\mu/\sin \beta/2$ .

Ширина конической поверхности трения назначается в зависимости от допускаемого давления:

$$B = \frac{N}{2\pi R_{\text{ср}} [\rho] \sin \beta/2}.$$

Весьма перспективным является применение дисково-колодочных тормозов, в которых торможение осуществляется прижатием тормозных колодок к тормозному диску, укрепленному на тормозном валу механизма. Тормоза дисково-колодочные по сравнению с барабанными колодочными тормозами обладают рядом преимуществ, среди которых следует отметить улучшенные условия теплоотвода от поверхности трения вследствие малого значения коэффициента взаимного перекрытия, а это позволяет реализовать при примерно равных диаметральных габаритах значительно более высокие тормозные моменты.

Тормоза, замыкаемые весом поднимаемого груза (грузоупорные тормоза). В этих

тормозах усилие, замыкающее тормоз, создается силой тяжести поднимаемого груза. При прекращении вращения приводного вала тормоз под действием грузового момента автоматически развивает тормозной момент, пропорциональный весу поднимаемого груза, останавливая механизм подъема и удерживая груз в подвешенном состоянии.

Такие тормоза находят применение в подъемных и стреловых лебедках и электроталях (рис. V.2.31). Вал 4 вращается от двигателя механизма подъема и передает вращающий момент через зубчатое колесо 3 на передачу, идущую к грузовому барабану. Диск 1 закреплен на валу 4. Колесо 3 посажено на винтовую нарезку

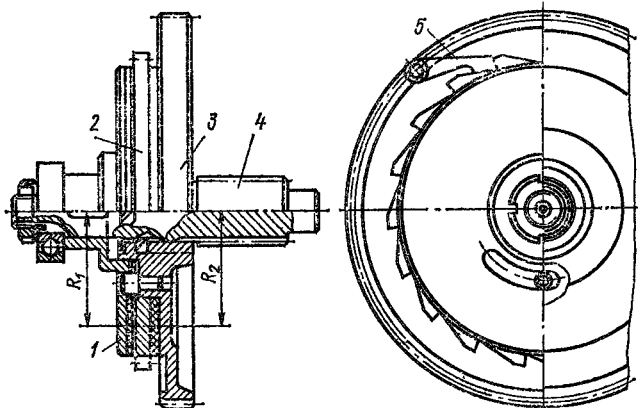


Рис. V.2.31. Схема грузоупорного винтового тормоза

вала 4. Между диском 1 и колесом 3 расположено храповое колесо 2, свободно сидящее на валу 4. Винтовая нарезка на валу 4 выполнена так, что при вращении вала в сторону, соответствующую подъему груза, колесо 3 перемещается к храповому колесу, зажимая его между диском 1 и колесом 3. При этом зубья храпового колеса не препятствуют совместному движению на подъем элементов 1, 2 и 3. При прекращении вращения вала 4 храповое колесо сцепляется с собачкой 5 (ось которой закреплена на неподвижном основании) и за счет сил трения между поверхностями дисков, прижатых усилием, возникающим от действия момента от веса груза, удерживает элементы 1, 2, 3 от движения в сторону спуска.

Для опускания груза необходимо вращать вал 4 в сторону спуска. При этом колесо 3 отходит по винтовой резьбе от храпового колеса, уменьшая усилие прижатия дисков и создавая возможность ускоренного движения диска 1 и колеса 3 относительно неподвижного храпового колеса. Когда угловая скорость колеса 3 превысит угловую скорость вала 4, колесо 3 снова переместится по резьбе к храповому колесу, увеличивая момент трения и замедляя скорость движения груза. В процессе работы движение

колеса 3 в осевом направлении приводит к непрерывному проскальзыванию дисков 1 и колеса 3 по храповому колесу 2 и наступает состояние, при котором груз опускается со скоростью, соответствующей угловой скорости ведущего вала 4.

Момент от веса груза на тормозном валу, приложенный к колесу 3 и стремящийся прижать колесо 3 к храповику, уравновешивается моментом трения в резьбе и моментом трения колеса 3 по храповому колесу 2. С целью ограничить излишне большой отход дисков от храпового колеса 2 в диск 1 запрессован штифт, свободно входящий в паз в диске зубчатого колеса 3.

Осевая сила  $N$ , сжимающая диски тормоза при подъеме груза и удержании его в подвешенном состоянии,

$$N = \frac{M_{гр}}{r \operatorname{tg}(\alpha + \rho_n) + \mu_n R_2},$$

где  $M_{гр}$  — момент от груза в процессе подъема, приведенный к тормозному валу;  $r$  — средний радиус винтовой резьбы (при выполнении замыкающего устройства в виде винтовых кулачков с торцовыми поверхностями — средний радиус рабочей поверхности кулачков);  $\alpha$  — угол подъема винтовой линии;  $\rho_n$  — угол трения покоя по винтовой поверхности;  $\mu_n$  — коэффициент трения покоя на поверхности трения колес 2 и 3;  $R_2$  — средний радиус поверхности трения дисков 2 и 3.

Если средний радиус поверхностей трения колес 2 и 3 не равен среднему радиусу колес 1 и 2, то в формулу надо подставить произведение  $\mu_n R$  той пары, для которой оно имеет меньшее значение.

Тормозной момент тормоза, замыкаемого весом груза,  $M_T = \mu_n N (R_1 + R_2)$ , где  $R_1$  и  $R_2$  — средние радиусы трущихся поверхностей дисков. Данный момент не должен быть меньше  $M_T = n_{тр} M_{гр}$ , где  $n_{тр}$  — запас торможения, принимаемый для грузоупорных тормозов по нормам Госгортехнадзора (см. разд VI, гл. 2).

Надежность удержания груза в подвешенном состоянии гарантируется при соблюдении неравенства [3]

$$\mu_n (R_1 + R_2) \geq [r \operatorname{tg}(\alpha + \rho_n) + \mu_n R_2] \eta_1^2,$$

где  $\eta_1$  — КПД части механизма между валом двигателя и тормозным валом.

При опускании груза размыкание пар трения и плавность спуска обеспечиваются при условии, если величина  $M_2$  (момент трения колеса 2 со средним радиусом  $R_2$  по храповику) будет в пределах  $(0,7 \div 0,8) M_{гр}$  (меньшие значения для быстроходных и большие для тихоходных механизмов).

Момент, необходимый для размыкания тормоза при работе механизма с номинальным грузом,

$$M_{разм} = N [\mu_n R_2 - r \operatorname{tg}(\alpha - \rho_n)] + M_{гр}.$$

По этому моменту рассчитывают элементы храпового останова.

Остановка опускающегося груза обеспечивается при соблюдении неравенства

$$r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \leq \mu R_2 / n_{\text{гр}}.$$

Прочность элементов грузоупорного тормоза следует рассчитывать по наибольшему (с учетом динамических явлений замыкания тормоза при подъеме груза с опоры) значениям осевой силы  $N_{\text{max}}$ , которая для тормозов электроталей типа ТЭ равна  $1,4N$ .

Резьбу на тормозном валу выполняют трапецеидальной или прямоугольной с последующей шлифовкой. В некоторых конструкциях вместо резьбы используют торцовые кулачки с наклонными поверхностями. Радиус резьбы выполняют минимальным по условию прочности вала и по давлению в резьбе:

$$p_p = \frac{4N}{\pi (d_{\text{р.н}}^2 - d_{\text{р.в}}^2) n} \leq [p_p],$$

где  $d_{\text{р.н}}$  и  $d_{\text{р.в}}$  — соответственно наружный и внутренний диаметры резьбы;  $n$  — число витков резьбы в гайке.

При трении стального закаленного винта по бронзовой гайке допустимое давление  $[p] = 12$  и по чугуну 6 МПа, при незакаленном стальном винте и бронзовой гайке — 9 МПа и при чугунной гайке — 5 МПа. Число ходов резьбы тормозного вала — от 2 до 4. По последним данным, угол подъема винтовой линии  $\alpha$  принимают в пределах  $6$ — $20^\circ$  без ухудшения работы тормоза.

Тепловой расчет тормоза ведется по количеству теплоты, образующейся на поверхности трения дисков при опускании груза с установившейся скоростью. Наибольшая расчетная удельная мощность трения в грузоупорном тормозе электротали не должна превышать  $0,011$  кВт/см<sup>2</sup> при работе в масляной ванне и корпусе редуктора, снабженном охлаждающимися ребрами и обдуваемом вентилятором. Исходя из этой удельной мощности выбирают общую площадь тормозных накладок и средний расчетный радиус трения тормозных дисков.

**Скоростные тормоза.** Эти тормоза предназначены для ограничения скорости опускания груза определенными пределами. Остановить механизм подъема они не могут. Действие тормозов основано на использовании центробежной силы специальных грузов, которые при достижении заданной скорости движения замыкают тормоз.

Исходными величинами для расчета являются вращающий момент  $M_{\text{гр}}$  от груза на тормозном валу и наибольшая допустимая частота вращения  $n$  тормозного вала, соответствующая заданной скорости опускания груза. К наиболее распространенным типам скоростных тормозов относятся дисковые центробежные тормоза. В этом тормозе (рис. V.2.32) центробежные грузы 2 закреплены на двуплечем рычаге 3. При увеличении скорости центробежная сила преодолевает усилие размыкающей пружины 1 и зажимает не-

подвижный диск 5 между дисками 4 и 6, вращающимися вместе с тормозным валом.

Усилие размыкающей пружины 1 при заданной частоте вращения  $n_1$

$$P = \frac{G}{g} \left( \frac{\pi n_1}{30} \right)^2 \frac{a}{b} rz - \frac{4M_{\text{тр}}}{(D_{\text{н}} + D_{\text{в}}) \mu i \eta},$$

где  $G$  — вес одного замыкающего груза;  $a$  и  $b$  — плечи углового рычага;  $r$  — расстояние от оси вращения до центра тяжести замыкающих грузов при зажатых дисках;  $z = 2 \div 6$  — число замыкающих грузов;  $D_{\text{н}}$  и  $D_{\text{в}}$  — наружный и внутренний диаметры

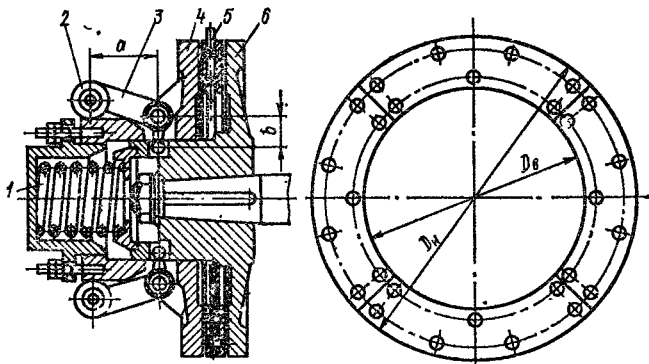


Рис. V.2.32. Скоростной дисковый тормоз

дисков трения;  $\mu$  — коэффициент трения (см. табл. V.2.19);  $i$  — число пар трущихся поверхностей;  $\eta$  — коэффициент, учитывающий потери на трение в механической системе тормоза.

Давление на поверхности трения

$$p = \frac{4}{\pi} \frac{\frac{G}{g} \left( \frac{\pi n_1}{30} \right)^2 r \frac{a}{b} z - P}{D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2} \leq [p],$$

где  $[p]$  — допускаемое давление, принимаемое по табл. V.2.19.

Привод тормозов. Для автоматического размыкания тормозов используют электромагнитный или электрогидравлический привод.

*Электромагнитный привод* осуществляется с помощью тормозных электромагнитов переменного тока серии МО-Б и постоянного тока серий МП и ТКП. Длинноходовые электромагниты серий КМТ, КМП и ВМ практически вышли из употребления в краях и находят еще небольшое применение в ленточных тормозах. Электромагниты серии МП (рис. V.2.33 и табл. V.2.25 и V.2.26) предназначены для установки непосредственно на тормозных рычагах тормоза серии ТКП (см. табл. V.2.20). По способу включения они подразделяются на магниты в обмоткой параллельного и последовательного возбуждения. Ориентировочное время срабаты

### V.2.25. Технические данные электромагнитов серии МП

Тип электромагнита	Тяговое усилие, кН, электромагнита возбуждения									Ход якоря, мм
	параллельного			последовательного при номинальном токе						
	ПВ = 25 %	ПВ = 40 %	ПВ = 100 %	60 %			40 %			
				ПВ = 15 %	ПВ = 25 %	ПВ = 40 %	ПВ = 15 %	ПВ = 25 %	ПВ = 40 %	
МП-101	0,28	0,23	0,095	—	—	—	—	—	—	3
МП-201	0,96	0,78	0,32	1,2	0,9	0,6	0,6	0,45	0,3	4
МП-301	2	1,65	0,7	2,5	2	1,65	1,75	1,35	1,05	4,5

вания электромагнитов серии МП при различных способах их включения приведено в табл. V.2.27. Указанное в табл. V.2.28 тяговое усилие электромагнита параллельного возбуждения гарантируется, если напряжение не меньше 85 % номинального при номинальном ходе якоря.

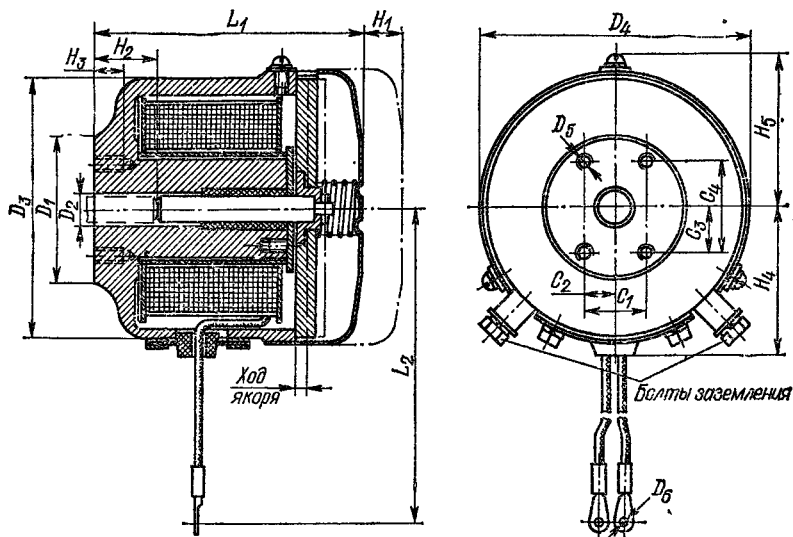


Рис. V.2.33. Тормозной электромагнит серии МП

Для тормозов серии ТКП (см. рис. V.2.25 и V.2.26) с диаметрами шкивов 400—800 мм выпускают катушки (рис. V.2.34) параллельного и последовательного возбуждения, встроенные в корпус, расположенный на рычажной системе тормоза. Тяговые усилия, ход якоря, размеры, технические данные и ориентировочное время срабатывания приведены в табл. V.2.27—V.2.31.

**V.2.26. Габаритные и установочные размеры и масса электромагнитов серии МП (см. рис. V.2.33)**

Тип электромагнита	мм											Масса, кг, при возбуждении							
	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>4</sub>	D <sub>5</sub>	D <sub>6</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	H <sub>5</sub>	L	L <sub>1</sub>	параллельном	последовательном
МП-101	30	15	22	44	70	14	126	M8	4,5	38	32	15	74	74	135	200		9	—
МП-201	38	19	40	80	110	18	178	M12	4,5	43	60	20	100	97	180	300		20	21
МП-301	54	27	46	92	140	24	214	M16	4,5	48	90	24	122	120	220	495		36	38

Примечания. 1. Размер D<sub>4</sub> относится к катушкам параллельного возбуждения. 2. Размер H<sub>1</sub> предусмотрен для снятия крышки.

**V.2.27. Ориентировочное время срабатывания электромагнитов серии МП и ТКП [25]**

Тип электромагнита	Время, с						Время, с		Тип электромагнита	Время, с		Отапливание
	втягивания			втягивания			втягивания			втягивания		
	без добавочного сопротивления	с добавочным сопротивлением	с рывком	без добавочного сопротивления	с добавочным сопротивлением	с рывком	без добавочного сопротивления	с добавочным сопротивлением		с рывком		
МП-101	0,25	0,15	0,1	0,15	0,1	0,1	1,3	0,8	0,5	0,3	2,3	0,9
МП-201	0,4	0,25	0,15	0,15	0,15	0,15	1,8	1,3	0,6	0,3	2,5	1,5
МП-301	0,5	0,35	0,25	0,25	0,25	0,25	2	1,4	0,7	0,4		1,6

**V.2.28. Тяговое усилие и максимальный ход якоря электромагнитов к тормозам серии ТКП**

Катушка к тормозу типа	Тяговое усилие, кН, электромагнитов возбуждения						Ход якоря, мм
	параллельного			последовательного при токе			
	ПВ = 25 %	ПВ = 40 %	ПВ = 100 %	ПВ = 25 %	ПВ = 40 %	ПВ = 25 %	
ТКП-400	9,85	7,9	3,7	9,85	7,9	5,9	3,8
ТКП-500	13,2	10	4,6	13,2	10	8	5,5
ТКП-600	21,9	15,5	7	21,9	15,5	13,2	9
ТКП-700	30	21,5	10,5	30	21,5	18	12,2
ТКП-800	41	30	14,4	41	30	24,6	16,5



**V.2.29. Размеры и масса катушек электромагнитов для тормозов серии ТКП**  
(см. рис. V.2.34)

Катушка к тормозу типа	A	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	Масса, кг
	мм									
ТКП-400	9	17	1,5	105	90	94	287	161	230	15
ТКП-500				125	95	86	366	186	300	25
ТКП-600		17/42		158	100	88	428	221	360	38
ТКП-700				188	110/140		504	256	435	50
ТКП-800				220	125/155	572	311	500	76	

Примечания. 1. Размеры A, B, и масса относятся к катушкам параллельного возбуждения; данные для катушек последовательного возбуждения см. в табл. V.2.30. 2. Значения B = 42 мм и H<sub>1</sub> = 140 и 155 мм относятся соответственно к катушкам ТКП-700 (ток 910 А) и ТКП-800 (ток 1050 А) при ПВ = = 25 % (см. табл. V.2.30).

**V.2.30. Технические данные катушек последовательного возбуждения к электромагнитам тормозов серии ТКП**

Катушка к тормозу типа	Номинальный ток, А			Размеры, мм (см. рис. V.2.34)		Масса, кг	Мощность, Вт
	ПВ = = 15 %	ПВ = = 25 %	ПВ = = 40 %	A	B		
ТКП-400	96,5	75	59	9	1,5	20	730
	139	108	85,5			19	
	192	149	118			17	
	231	179	141			18	810
	268	208	164			19	
346	268	212	20				
ТКП-500	201	156	123	13	1,5	31	1000
	316	245	193			33	
	495	383	302				
ТКП-600	209	162	128	9	3	42,8	1500
	300	233	184	13		45	
	510	295	312			45,5	
	630	490	378			48	
	770	600	475			49	
ТКП-700	312	234	185	9	1,5	61,5	1850
	715	555	438	13	3	64	
	1175	910	720		66,5		
	910	705	555		4,5	66	
ТКП-800	595	460	363	6	3	80	2300
	1355	1050	830		6	81	

Условные обозначения: А и В — размеры отверстия выводов под контактные болты.  
Примечание. Мощность приведена для горячей катушки при токе, соответствующем ПВ = 25 %.

### V.2.31. Технические данные катушек параллельного возбуждения тормозов серии

Катушка к тормозу типа	Мощность, Вт, при номинальном					
	110			220		
	ПВ = = 25 %	ПВ = = 40 %	ПВ = = 100 %	ПВ = = 25 %	ПВ = = 40 %	ПВ = = 100 %
ТКП-400	850	600	355	1390	1100	600
ТКП-500	960	690	395	1600	1130	715
ТКП-600	1260	890	520	2090	1620	960
ТКП-700	1770	1290	750	2960	2280	1400
ТКП-800	2320	1680	965	3650	2800	1650

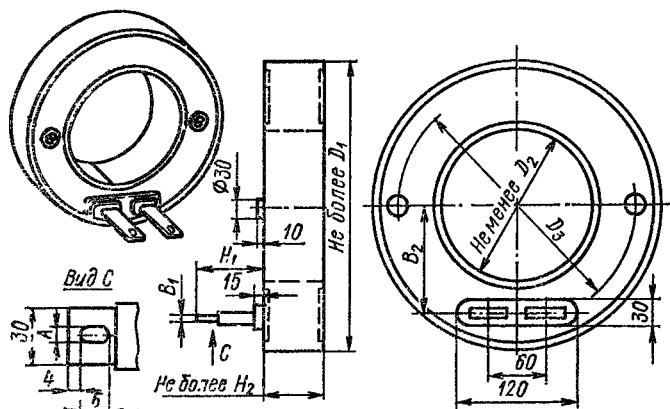


Рис. V.2.34. Катушка тормозного электромагнита серии МП

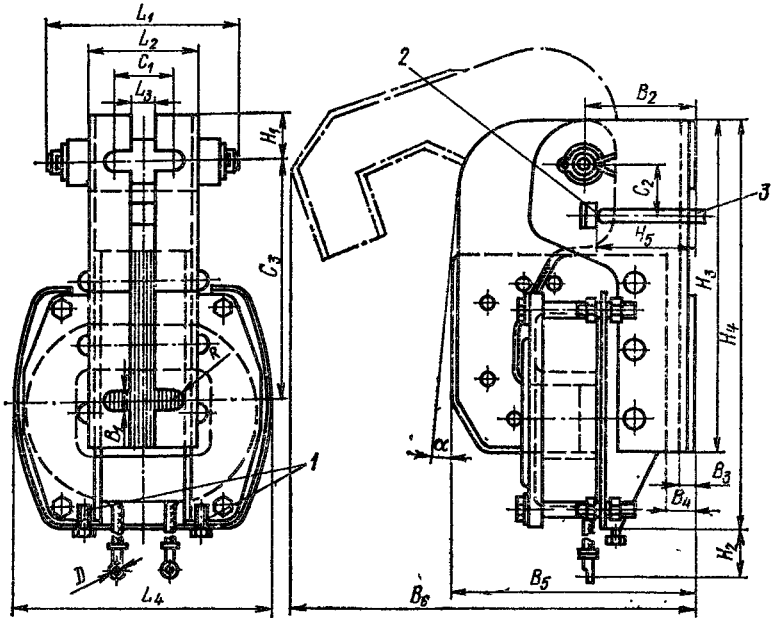
Для уменьшения времени срабатывания или повышения тягового усилия электромагнита применяют форсировку. При этом катушка включается последовательно с экономичным сопротивлением, которое на время втягивания якоря магнита закорачивается размыкающими контактами тягового реле и вводится в схему после втягивания якоря, значительно снижая ток и нагрев катушки. Катушки последовательного возбуждения характеризуются номинальным током, по которому они рассчитаны. Указанные в табл. V.2.30 значения тока являются максимально допустимыми по нагреву при работе в соответствующем режиме. Тяговое усилие приведено для двух значений тока катушки: 40 (относится к механизмам подъема) и 60 % (относится к механизмам передвижения).

Клапанные короткоходовые тормозные электромагниты переменного тока серии МО-Б (рис. V.2.35) предназначены для установки непосредственно на рычаге тормоза (см. табл. V.2.20). Размеры, технические данные и масса этих электромагнитов приведены в табл. V.2.32 и V.2.33. Катушки электромагнитов серии МО-Б рассчитаны на полное напряжение сети и изготавливаются

**ТКП**

напряжении, В		
440		$\varphi$
ПВ = = 25 %	ПВ = = 40 %	ПВ = = 100 %
2600	1970	1285
2800	2100	1360
4100	2900	1620
5030	4400	2550
6950	5350	3200

**Рис. V.2.35. Тормозной электромагнит серии МО-Б**  
 1 — болты заземления; 2 — место приложения усилия; 3 — шток тормоза



**V.2.32. Технические данные электромагнитов серии МО-Б**

Тип электромагнита	Угол поворота якоря $\alpha^*$ , ° (см. рис. V.2.35)	Масса магнита, кг	Момент, Н·см		
			создаваемый массой якоря магнита	электромагнита при ПВ, %	
				40	100
МО-100Б	7,5	4,4	50	550	300
МО-200Б	5,5	16,5	360	4000	2000

\*  $\alpha$  — максимальный угол поворота якоря, при котором обеспечивается момент электромагнита.

на напряжение 220, 380 или 500 В для ПВ=100 % и ПВ = 40 % при допускаемом по нагреву числе включений до 300 в час. Момент электромагнита, представленный в табл. V.2.32, гарантируется при напряжении не ниже 85 % номинального и угле поворота не более указанного. В момент электромагнита не включен момент, создаваемый массой якоря магнита, примерное значение которого приведено в табл. V.2.32 для нормального положения электромагнита. Время притягивания якоря электромагнитов серии МО-Б составляет около 0,03 с, время отпадания — 0,015 с. Долговечность электромагнитов серии МО-Б равна 2,5 млн включений. Эти магниты рекомендуют применять главным образом при режимах работы 1М—3М. Кратность пускового тока электромагнитов серии МО-Б составляет примерно 5—6, что необходимо учитывать при выборе предохранителей.

Электрогидравлический привод осуществляется с помощью электрогидравлических толкателей одно- и двухштоковых: одноштоковых типов ТЭГ и ТГМ для рабочих усилий от 160 до 800 Н и двухштоковых типа Т-160 для усилия 1600 Н.

Технические данные толкателей приведены в табл. V.2.34, размеры одноштоковых толкателей — в табл. V.2.35, размеры толкателя типа Т-160Б — на рис. V.2.36.

Электрогидравлические толкатели изготавливают в общепромышленном, тропическом, северном, морском и взрывобезопасном исполнении. Толкатели общепромышленного и тропического исполнений могут работать при температуре окружающей среды

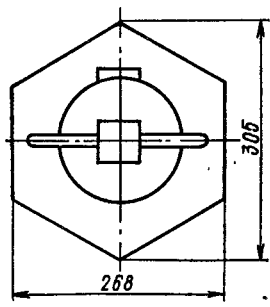
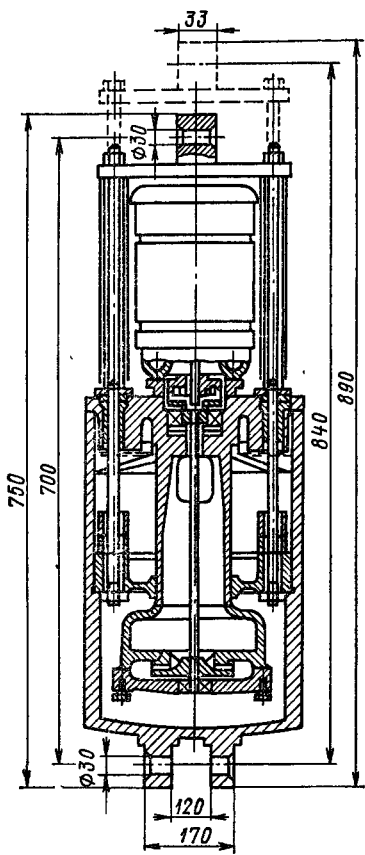


Рис. V.2.36. Электрогидравлический толкатель типа Т-160Б

**V.2.33. Габаритные и установочные размеры (мм) электромагнитов серии МО-Б (см. рис. V.2.35)**

Тип электромагнита	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>5</sub>	B <sub>6</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	D	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	H <sub>5</sub>	H <sub>6</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	R	h	
МО-100Б	9	37	7	16	107	180	30	22	85	5,5	18	100	143	182	32	102	58	14	130	14	130	4,5	3
МО-200Б	13	74	9	21	174	295	38	40	140		27	135	235	297	80	133	80	16	175	16	175	6,5	4,2

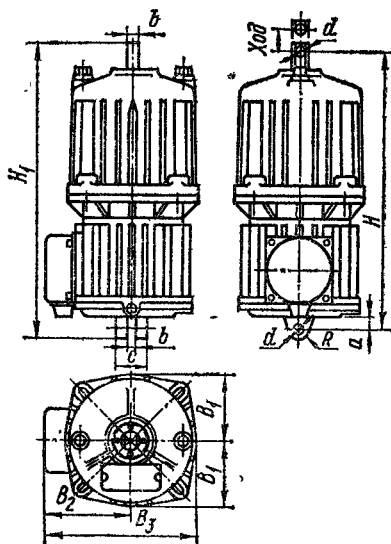
Примечания. 1. Перемещение штока h, соответствующее углу  $\alpha$  (см. табл. V.2.32). 2. Размер B<sub>6</sub> соответствует возможному крайнему положению якоря.

**V.2.34. Технические данные электрогидравлических толкателей [25]**

Параметр	Типы толкателя										
	ТЭГ-16М	ТГМ-16	ТЭГ-25	ТГМ-25	ТГМ-50	ТГМ-80	Т-160Б				
Номинальное усилие подъема, Н	160	250	250	32/50	500	800	1600				
Число штоков	25	1	32	32/50	50	140	2				
Ход штока, мм											
Время, с:											
подъема поршня	0,28	0,35	0,3	0,4/0,5	0,5	2,5	2,5				
опускания »				0,32/0,37	0,37	0,8	0,8				
Электродвигатель:											
тип	—	ДГТ	—	—	АММ	—	АОЛ 21—2				
мощность, кВт				0,2			0,4				
частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2830	2900	2850	16	2875	41,5	2800				
Масса толкателя с рабочей жидкостью, кг	10	9	11	—	32,2	5	69,3				
Объем рабочей жидкости, л			1,6	—	3,5	1500	7,5				
Максимальное число включений в час	720	2000	720	1200	2000	1500	720				
Допустимая ПВ, %	100	60			100						

Примечания. 1. Время подъема и опускания поршня приведено при максимальном ходе и номинальной нагрузке. 2. Время подъема указано при температуре неработающего толкателя и допустимом колебании напряжения сети (от +5 до -15 % номинального напряжения). 3. Время опускания соответствует нагретому состоянию толкателя.

V.2.35. Размеры одноштоковых электрогидравлических толкателей серий ТЭГ и ТГМ



Тип толкателя	H	H <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	R	a	b	c	d
	мм									
ТЭГ-16М	285	301	73,5	105	178,5	12	14	12	40	12
ТЭГ-25	315	339		104,5	178			—		
ТГМ-16	285	309	87,5	125	212,5	16	16	20	60	16
ТГМ-25	355	379						227		
ТГМ-50, ТГМ-80	400	432	92	125	227	16	16	25	60	16

от —40 до 50 °С и относительной влажности воздуха не более 95 %, а северного исполнения — при температуре от —60 до 50 °С. В качестве рабочей жидкости электрогидротолкателей рекомендуется применять следующие масла и жидкости (см. также п. VII.24).

Температура,  
°С

Трансформаторное масло (ГОСТ 982—80) . . . . . От 50 до —20  
 Жидкость ПЭС-3Д по ТУ 6-02-688—76 или мас-  
 ло АМГ-10 по ГОСТ 6794—75 . . . . . От 20 до —40

## V.7. Муфты

*Соединительные муфты* используют для постоянного соединения соосных валов с одновременной компенсацией их незначительных угловых и радиальных смещений и иногда — с улучшением динамических характеристик привода.

Муфты выбирают в зависимости от передаваемого вращающего момента и условий работы по формуле

$$M_p = k M_R \leq [M_R], \quad (V.2.27)$$

где  $M_p$  — расчетный вращающий момент;  $k$  — коэффициент запаса прочности;  $M_R$  — действующий вращающий момент;  $[M_R]$  — допускаемый (табличный) вращающий момент, который способна передать муфта.

В общем случае  $k = k_1 k_2 k_3$ , где  $k_1$  — коэффициент, учитывающий степень ответственности соединения (табл. V.2.36);  $k_2$  — коэффициент режима работы: при расчете по нагрузкам случая I ( $M_R = M_{RI}$ )  $k_2$  следует принимать по табл. V.2.37, а при расчете по нагрузкам случая II ( $M_R = M_{RII}$ )  $k_2 = 1$ ;  $k_3$  — коэффициент углового смещения, который должен учитываться в соответствии с ГОСТ 5006—83 для выбора зубчатых муфт (табл. V.2.38), а для остальных типов соединительных муфт  $k_3 = 1$ .

**V.2.36. Коэффициенты  $k_1$**   
[0.59]

Случай на- грузки	Механизм	
	подъема, измене- ния вы- лета	передви- жения, поворота
II	1,8	1,3
III	1,3	—

**V.2.37. Коэффициент  $k_2$**   
[0.53]

Группа режима, работы меха- низма	-			
	1M—3M	4M	5M	6M
$k_2$	1	1,1	1,2	1,3

**V.2.38. Коэффициент  $k_3$**

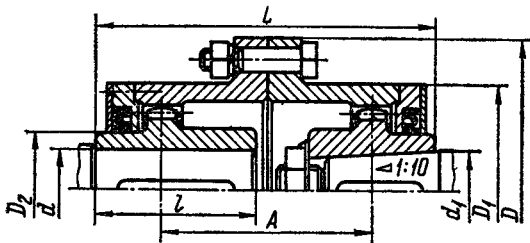
Угол пере- коса вала, °	-			
	0,25	0,5	1	1,5
$k_3$	1	1,25	1,5	1,75

*Зубчатые муфты* обладают высокой нагрузочной способностью, их можно использовать в широком диапазоне угловых скоростей и передаваемых моментов. Параметры зубчатых муфт общего назначения для передачи вращающего момента от 1000 до 60 000 Н·м определяет ГОСТ 5006—83. Ряд муфт типа I этого стандарта приведен в табл. V.2.39.

Для муфт типа I максимально допустимый в процессе эксплуатации перекос осей втулок муфт относительно обоймы при нулевом радиальном смещении осей —  $1^\circ 30'$ , максимальное радиальное параллельное смещение осей —  $0,026A$ , где  $A$  — расстояние между серединами зубчатых венцов.

Втулки и обоймы, а также фланцевые полумуфты следует изготавливать коваными из сталей не ниже марок 40 по ГОСТ 1050—74 и 35ХМ по ГОСТ 4543—71 или литыми из стали не ниже марки

V.2.39. Основные размеры и параметры зубчатых муфт с разъемной обоймой (тип 1) по ГОСТ 5006—83



Номинальный вращающий момент $M_K$ , Н·м	$d$ , $d_1$	$D$	$D_1$	$D_2$	$L$	$l$	А, мм, не менее	Параметры зубчатого соединения			Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	Масса, кг, не более
	мм, не более							$m$ , мм	$z$	$b$ , мм		
1 000	40	145	105	60	174	82	60	2,5	30	12	0,05	6,7
1 600	55	170	125	80			75					
2 500	60	185	135	85	220	105	85	3	40	20	0,15	15,2
4 000	65	200	150	95								
6 300	80	230	175	115	340	165	145	4	56	25	0,5	36,9
10 000	100	270	200	145								
16 000	120	300	230	175	415	200	180	4	56	30	2,25	100
25 000	140	330	260	200								

Примечания. 1. Согласно ГОСТ 5006—83 предусмотрены также муфты с промежуточным валом (исполнение 2) и неразъемной обоймой (исполнение 3).  
2. Параметры зубчатых соединений — рекомендуемые.

40Л по ГОСТ 977—75. Твердость поверхности зубьев втулок и обойм — 42—51 HRC<sub>s</sub>. Для муфт, работающих при окружной скорости на делительной окружности зубчатого соединения до 1 м/с, допускается твердость поверхности зубьев 248—302 НВ.

Иногда в месте установки тормозов одну из полумуфт заменяют тормозным шкивом. Такое соединение хорошо работает при легких и средних режимах (1М—4М). В тяжелых условиях работы (режимы 5М и 6М) из-за сильного нагрева тормозного шкива смазка разжижается и может вытекать, вследствие чего зубчатая пара сильно изнашивается, а шкив замазливается. В этих случаях необходимо размещать тормозной шкив на другой стороне редуктора.

В связи с тем что в течение длительного времени будут находиться в работе зубчатые муфты по ГОСТ 5006—55, в табл. V.2.40 приведены их основных характеристики.



**V.2.40. Основные характеристики зубчатых муфт типов МЗ и МЗП по ГОСТ 5006—55**

Номер муфты	Вращающий момент $M_k, Н \cdot м$	Диаметр вала $d, мм$	Номер муфты	Вращающий момент $M_k, Н \cdot м$	Диаметр вала $d, мм$	Номер муфты	Вращающий момент $M_k, Н \cdot м$	Диаметр вала $d, мм$
1	710	40	4	5 600	75	7	19 000	120
2	1400	50	5	8 000	90	8	23 600	140
3	3150	60	6	11 800	105			

*Упругие втулочно-пальцевые муфты*, способные компенсировать незначительные погрешности взаимного расположения соединяемых валов и смягчать динамические нагрузки, широко используют в местах установки тормозов. В этих случаях одну из полумуфт выполняют в виде тормозного шкива. Требования к втулочно-пальцевым муфтам определены ГОСТ 21424—75 и ОСТ 24.848.03—79, требования к тормозным полумуфтам — ОСТ 24.848.04—79. В табл. V.2.41 приведены характеристики наиболее употребительных типоразмеров упругих втулочно-пальцевых муфт с тормозными полумуфтами.

Требования к тормозным полумуфтам (шкивам) см. также в п. V.6. Полумуфты следует изготавливать коваными из стали не ниже марки 40 по ГОСТ 1050—74 или литыми из стали не ниже марки 40Л по ГОСТ 977—75.

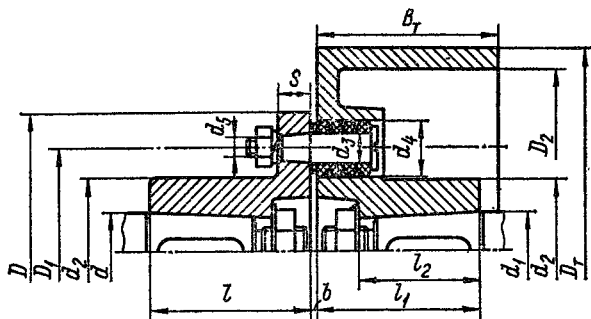
*Муфты упругие с торообразной оболочкой* обладают хорошими компенсирующими и демпфирующими свойствами, однако имеют относительно большие габариты. Типы, основные параметры и размеры муфт для передачи вращающих моментов от 20 до 40 000 Н·м определяет ГОСТ 20884—82.

Муфты следует выбирать по эквивалентным нагрузкам случая I и проверять при необходимости по нагрузкам случая II (проверяют на срез резиновую оболочку в месте ее зажима дисками). Подробно о выборе муфт с торообразной оболочкой см. в работе [О.53].

*Фланцевые муфты*, не допускающие перекоса и радиального смещения валов, применяют главным образом в трансмиссиях механизмов передвижения. Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры этих муфт определяет ГОСТ 20761—80.

*Сцепные управляемые муфты* предназначены для соединения и разъединения валов на ходу или в неподвижном состоянии с помощью специальных механизмов управления. Обычно их используют в кранах с централизованным приводом для подключения и отключения механизмов, реверсирования, переключения передач в коробках передач. В качестве сцепных управляемых муфт на кранах наиболее часто применяют кулачковые и фрикционные муфты.

V.2.41. Основные размеры и параметры втулочно-пальцевых муфт с тормозными шкивами (по ОСТ 24.848.03—79 и ОСТ 24.848.04—79)



Номинальный вращающий момент $M_K$ , Н·м	$d$ (H7)	$d_1$ (H9)	$D$	$D_T$	$D_1$	$D_2$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	Число пальцев $n$
	мм										
250	32—45	32—38	140	200	100	180	70	14	28	M10	6
500	40—45	40—45	170		120		80	18	36	M12	
1000	60—70	50—70	220	300	170	275	120	24	46	M16	10
2000	65—75	65—90	250	190	140	30	58	M24			
4000	80—95	80—95	320	400	242	370	175	30	58	M24	
8000	100—125	95—125	400	500 600	300	465 560	220	38	72	M30	
Номинальный вращающий момент $M_K$ , Н·м	$l$	$l_1$	$l_2$	$S$	$B_T$	$b$	Допустимое смещение палов		Тормозной момент $M_T$ , Н·м	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	Масса, кг, не более
		мм						радиальное			
250	80; 110	80	60	16	100	1—5	0,3	1°	160	0,24	13,5
500	110	110	85								
1000	110; 140	140	107	28	190	1—8	0,5	30'	1500	4,8	92
2000	140; 170										
4000	170	170	135	36	190	1—10	0,5	30'	2500 5000	28,6 57,8	211 240
8000	210	210	170	44	210 250	2—12	0,5	30'	2500 5000	28,6 57,8	211 240

*Кулачковые сцепные муфты* включаются и выключаются в неподвижном состоянии или при малой разности окружных скоростей валов (не более 1 м/с). Преимущества кулачковых муфт — малые габариты и отсутствие относительного проворота соединяемых валов. В кранах обычно используют муфты с торцовыми кулачками. Форма кулачков может быть треугольной (при небольших передаваемых моментах и скоростях), трапецеидальной (при сравнительно больших передаваемых моментах и скоростях), прямоугольной (при больших моментах и ручном включении). Расчет кулачковых муфт и рекомендации по их проектированию см. в работе [28].

*Фрикционные сцепные муфты* передают вращающий момент от ведущего вала к ведомому за счет сил трения, создаваемых сжатием контактируемых поверхностей сцепляемых частей муфты. Изменением усилия прижатия можно регулировать силу трения и осуществлять плавный пуск механизма при любой разности частот вращения ведомой и ведущей частей. В кранах чаще используют в качестве фрикционных муфт конусные, дисковые и пневмокамерные муфты.

Вращающий момент, на который должна рассчитываться фрикционная муфта, определяется по формуле

$$M_{\text{расч}} = \beta M_{\text{max}} / (k_m k_v),$$

где  $M_{\text{max}}$  — передаваемый момент;  $\beta$  — коэффициент запаса сцепления, принимаемый для кранов 1,25—1,35 при включении без нагрузки и 1,35—1,5 при включении под нагрузкой;  $k_m$  — коэффициент, учитывающий частоту включений  $t$  муфты в час: при  $t \leq 50$  для высокоскоростных механизмов с большими приводимыми маховыми массами и при  $t < 100$  для тихоходных механизмов с малыми массами принимают  $k_m = 1$ ; при больших частотах включения  $k_m < 1$  [28];  $k_v$  — коэффициент, учитывающий скорость скольжения (табл. V.2.42).

**V.2.42. Значения коэффициента  $k_v$  [28]**

Средняя окружная скорость, м/с	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	15
Коэффициент $k_v$	1,35	1,19	1,08	1	0,94	0,86	0,8	0,75	0,68	0,63	0,55

Надежность сцепления и износостойкость рабочих поверхностей муфт достигаются соблюдением следующих зависимостей:  $M_{\text{расч}} \leq M_{\text{тр}}$ ;  $q \leq [q]$  где  $q$  и  $[q]$  — действующие и допускаемые средние удельные давления на рабочих поверхностях (значения  $[q]$  см. в табл. V.2.19).

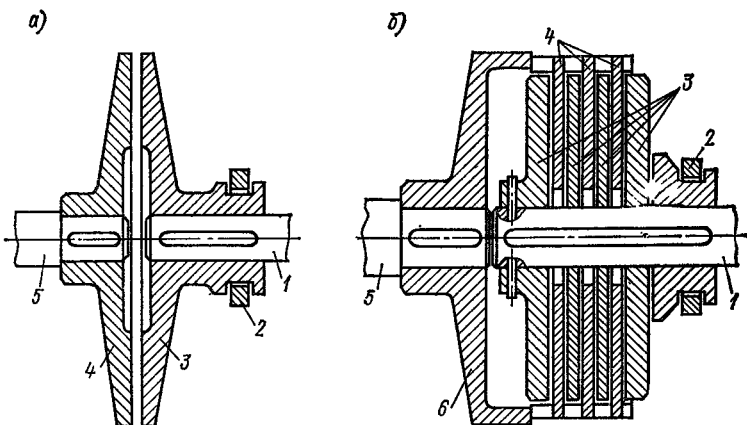


Рис. V.2.37. Дисковые фрикционные муфты: а — двухдисковая; б — много-  
дисковая

1 — ведущий вал; 2 — механизм включения муфты; 3 — ведущий диск; 4 —  
ведомый диск; 5 — ведомый вал; 6 — ведомый барабан

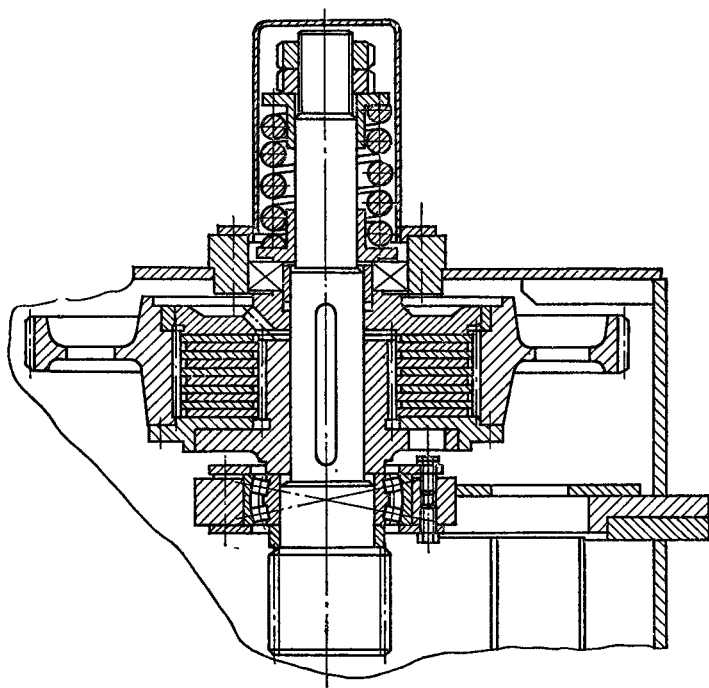


Рис. V.2.38. Предохранительная фрикционная дисковая муфта, встроена  
в редуктор механизма поворота портального крана

*Дисковые фрикционные муфты* (рис. V.2.37) могут быть с одной или несколькими парами поверхностей трения (двух- или много-дисковыми), *конусные* — с одной или двумя парами. Конусные муфты требуют меньшего усилия включения, чем дисковые. Расчет дисковых и конусных фрикционных муфт аналогичен расчету подобных тормозов (см. п. V.6).

Для *пневмокамерных фрикционных колодочных муфт* характерны большая плавность включения, равномерное распределение давления на колодки, и, следовательно, равномерное изнашивание колодок. Расчет таких муфт см. в работах [26—28].

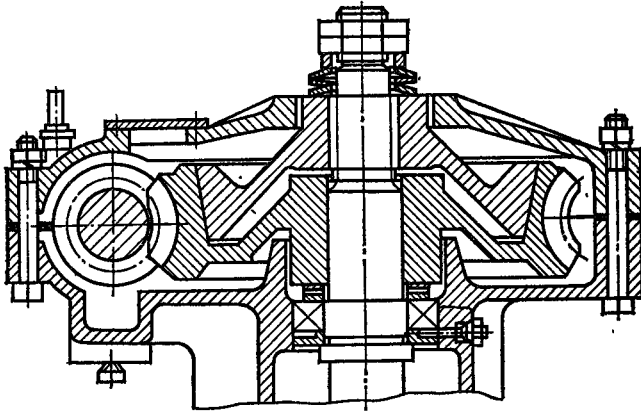


Рис. V.2.39. Предохранительная фрикционная конусная муфта, встроенная в червячный механизм поворота автомобильного крана

*Предохранительные муфты* служат для ограничения действующих на элементы крана нагрузок, т. е. для предотвращения перегрузок. В кранах в качестве предохранительных используют чаще всего фрикционные (дисковые и конусные) и кулачковые муфты. На рис. V.2.38 и V.2.39 представлены примеры конструктивного исполнения предохранительных фрикционных муфт на механизмах поворота кранов.

*Планетарные муфты*, являющиеся специальными муфтами, применяют на лебедках с микроприводом или одномоторных грейферных лебедках. Схемы и расчет таких муфт см. в пп. VI.3—VI.5.

## V.8. Ходовые колеса, катки, шары и рельсы

*Ходовые колеса* кранов и крановых тележек нормально изготовляют двухребордными. Одноребордные ходовые колеса разрешается применять [О.51] для наземных кранов (за исключением башенных), если ширина колеи не превышает 4 м и оба рельса лежат на одном уровне, а также в тех случаях, когда каждая сторона наземного крана передвигается по двум рельсам и располо-

жение реборд колес на одном рельсе противоположно расположению реборд на другом рельсе (рис. V.2.40, а); кроме того, их разрешается применять для подвесных тележек, передвигающихся по однопорельсовому пути (рис. V.2.40, б).

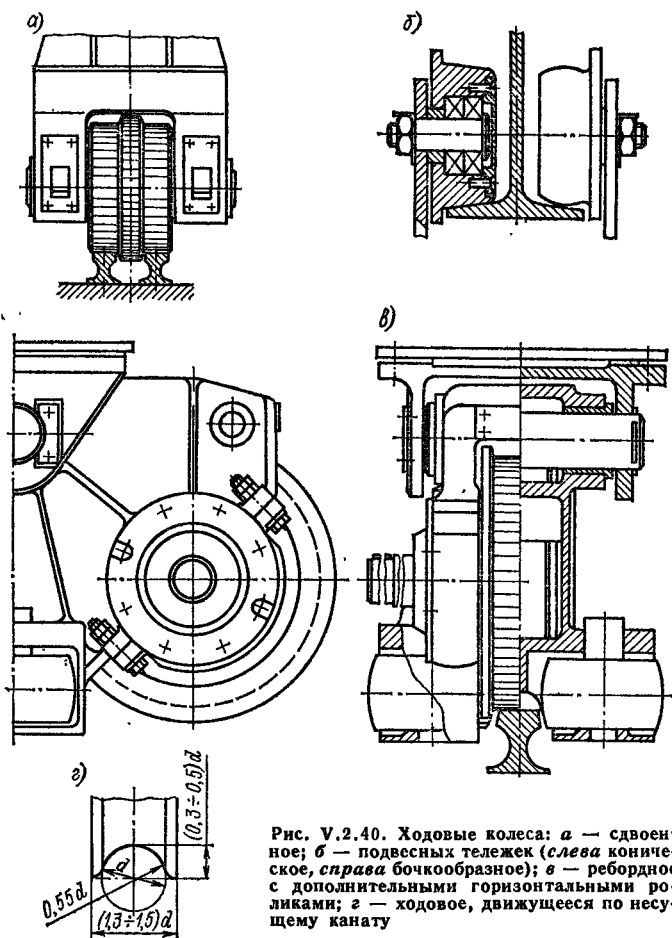


Рис. V.2.40. Ходовые колеса: а — сдвоенное; б — подвесных тележек (слева коническое, справа бочкообразное); в — ребордное с дополнительными горизонтальными роликами; г — ходовое, движущееся по несущему канату

Для устранения трения в ребордах пользуются дополнительными направляющими роликами (рис. V.2.40, в), которые для регулировки зазора целесообразно устанавливать на эксцентриках.

Применение твердой смазки реборд повышает долговечность колеса [32, 40, 41]. Есть опыт эксплуатации ходовых колес с независимыми ребордами, которые при контакте с рельсами вращаются на роликовых конических подшипниках относительно центральной части колеса [42].

Поверхность катания колес, как правило, имеет цилиндрическую форму. Для лучшего центрирования хода в механизмах передвижения можно применять конические приводные колеса (по одному на каждом рельсе) при рельсе с выпуклой головкой (точечный контакт) [7, 8]. В последние годы получили распространение краны с безребордными колесами и направляющими роликами.

Основные размеры крановых колес по ГОСТ 3569—74 приведены в табл. V.2.43.

Ходовые колеса подвесных тележек при бочкообразной форме менее чувствительны к перекосам, катятся без скольжения, но испытывают большие контактные напряжения, чем при конической

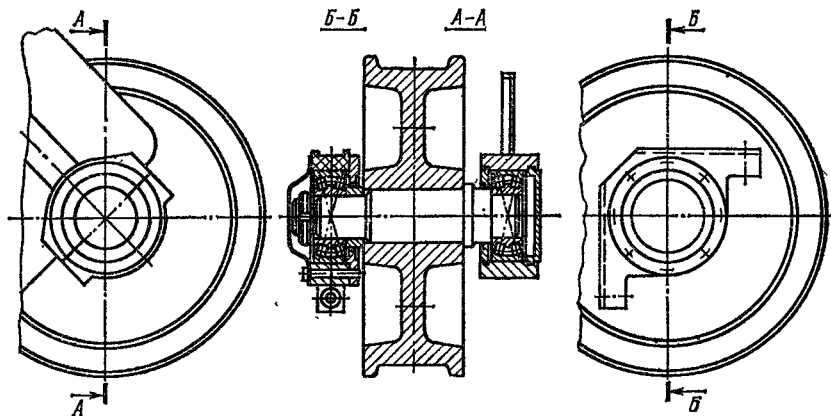


Рис. V.2.41. Разъемные и съемные буксы ходовых колес

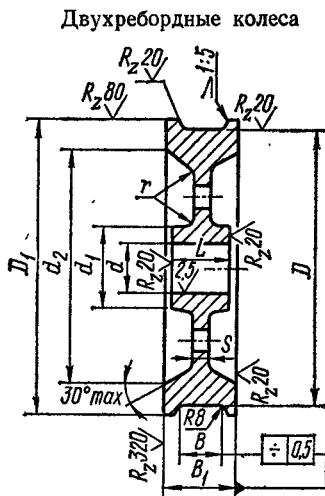
форме. Ходовые колеса грузовых тележек кабельных кранов (рис. V.2.40, г) имеют полукруглый желоб. Для повышения долговечности несущего каната их целесообразно снабжать резиновой футеровкой.

При неподвижных осях (табл. V.2.44) подшипники рационально устанавливать внутри колеса на втулке для удобства монтажа, что создает также подвижность в осевом направлении, благоприятствующую увеличению долговечности реборд.

При вращающихся осях (валах) применяют разъемные и съемные буксы (рис. V.2.41), упрощающие снятие колес. Съемные буксы используют, как правило, для кранов, передвигающихся на четырех колесах. Для кранов с большим числом колес применяют, как правило, балансиры с буксами, имеющими разъем под углом 45°; такая конструкция дает снижение трудоемкости механообработки по сравнению со съемными буксами. С позиции удобства снятия колес обе конструкции практически одинаковы.

При применении съемных и разъемных букс благодаря увеличению расстояния между подшипниками по сравнению с установ-

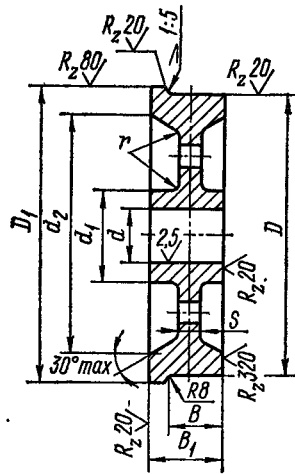
V.2.43. Основные размеры крановых колес (по ГОСТ 3569—74)



$D$	$D_1$	$d$	$d_1$	$d_2$	$B$	$B_1$	$L$	$S$	$r$	Масса, кг, не более
мм										
200	230	50	80	175	50	80	80	18	18	20
250	290	55	85	220	70	110	110			30
320	360	70	120	275	80	120	120	20	20	50
400	450	95	150	350	80—100	130—150	120; 130			25
500	550	110	170	440	90—100	150	135	35	35	140
		115	175				150			
560	600	100; 150	230; 310	500	90	130	180	35—40	20	200
630	680			135	530	90—130	140—180			150
710	770	135; 145	200	640	100—150	150—200	150; 160	35—60	40	410
		175					160; 190			
		180					200			
		200	290							
800	880	155	240	720	100—170	150—250	150; 160	35—70	40	640
		165					170			
		200; 220	360				160; 170			
							200; 230			
900	980	175; 190	280	820	120—150	190—210	170; 190	45		490
1000	1080	220	340	880	170	250	230	70		890



## Одноробордные колеса

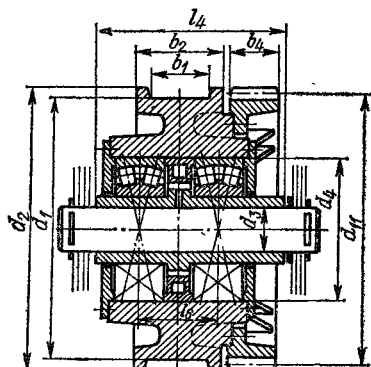


$D$	$D_1$	$d$	$d_1$	$d_2$	$B$	$B_1$	$L$	$S$	$r$	Масса, кг; не более
мм										
200	230	50	80	175	65	80	80	18	18	12
250	290	60	85	215	70	90	90			20
320	360	65	95	285	80	100	100	22	20	31
		85	145							61
400	450	95	130	360	105	130	130	28	30	113
500	550		145							

Примечания. 1. Размеры шпоночного паза — по ГОСТ 23360—78. Для неприводных колес допускается бесшпоночное соединение. 2. Колеса следует изготавливать из стали марки 75 или 65Г по ГОСТ 14959—79. Допускается выполнять колеса диаметром от 710 до 1000 мм для кранов легкого, среднего и тяжелого режимов работы из сталей по ГОСТ 10791—81 (соответствие работы механизмов группам режимов по ГОСТ 25835—83 см. в т. 1, табл. I.2.5). 3. Предельные отклонения диаметров  $D$  по  $h_{11}$ . 4. Для обеспечения требуемой твердости поверхности катания и реборд 300—350 НВ глубина закалки должна быть: не менее 15 мм при  $D$  от 200 до 250 мм; не менее 20 мм при  $D$  от 320 до 500 мм; не менее 30 мм при  $D$  от 560 до 710 мм; не менее 40 мм при  $D$  от 800 до 1000 мм.

Примеры условного обозначения. Крановое двухребордное колесо диаметром  $D = 400$  мм и шириной поверхности катания  $B = 100$  мм: Колесо К2Р—400×100 ГОСТ 3569—74; крановое одноробордное колесо диаметром  $D = 400$  мм: Колесо К1Р—400 ГОСТ 3569—74.

V.2.44. Основные размеры (мм) ходовых колес с подшипниками внутри колеса (по ДИН 15079)



$d_1$	$d_2$	$b_1^*$	$b_2$	Число зубьев	Модуль	$b_4$	$d_{11}$	$d_3$	$d_4$	$l_4$	$l_6$	Масса, кг
400	440	65	110	$\frac{40}{50}$	8	65	$\frac{320}{400}$	80	180	280	164	$\frac{153}{160}$
				$\frac{40}{50}$			$\frac{320}{400}$					$\frac{180}{187}$
500	540	65	110	$\frac{42}{49}$	10	70	$\frac{420}{430}$	90	215	290	162	$\frac{233}{240}$
				$\frac{42}{49}$			$\frac{420}{490}$					$\frac{263}{270}$
630	680	75	120	$\frac{54}{62}$	10	80	$\frac{540}{620}$	100	230	330	186	$\frac{345}{360}$
				$\frac{54}{62}$			$\frac{540}{620}$					$\frac{400}{415}$
710	760	90	140	$\frac{50}{58}$	12	90	$\frac{600}{696}$	110	270	370	217	$\frac{465}{505}$
				$\frac{50}{58}$			$\frac{600}{696}$					$\frac{590}{610}$
800	850	160	210	$\frac{58}{66}$	12	100	$\frac{696}{792}$	125	290	390	230	$\frac{585}{610}$
				$\frac{58}{66}$			$\frac{696}{792}$					$\frac{710}{735}$

$d_1$	$d_2$	$b_1^*$	$b_2$	Число зубьев	Модуль	$b_4$	$d_{11}$	$d_3$	$d_4$	$l_4$	$l_6$	Масса, кг
900	950	90	140	$\frac{56}{63}$	14	110	$\frac{784}{882}$	140	320	410	244	$\frac{720}{750}$
		160	210	$\frac{56}{63}$			$\frac{784}{882}$			480	314	$\frac{890}{920}$
1000	1050	90	140	$\frac{64}{70}$			160	360	$\frac{896}{980}$	410	222	$\frac{940}{965}$
		160	210	$\frac{64}{70}$					$\frac{896}{980}$	480	292	$\frac{1130}{1155}$

Примечание. Согласно ДИН 15079 предусмотрены также колеса с  $d_1 = 315; 1120; 1250$  мм.

\* Наибольшие значения.

кой их внутри колеса уменьшается радиальная дополнительная нагрузка на них от действия горизонтальных сил.

Во всех случаях в ходовых колесах целесообразно применять сферические подшипники качения. При наземных подкрановых путях необходимо уменьшать зубчатый венец для предохранения зубьев от повреждения (диаметр венца должен быть меньше диаметра колеса).

Подшипники ходовых колес рассчитывают по случаю нагрузки I (см. т. I, п. I.5) с учетом горизонтальных поперечных давлений  $R$  на колеса. При расстоянии между подшипниками  $l$  дополнительная радиальная нагрузка на подшипник от действия силы  $R$  (см. т. I, п. III.6, а также п. VI.8) составляет  $\Delta N = RD/(2l)$ , где  $D$  — диаметр колеса.

Катки и шары применяют в опорно-поворотных устройствах (см. п. VI.9). Сортамент шаров приведен в табл. V.2.45.

В применявшемся ранее методе расчета ходовых колес [О.26, О.59] исходили из того, чтобы наибольшие нормальные напряжения в зоне контакта колеса с рельсом не превышали допускаемых. Условность этого расчета заключается в том, что допускаемые напряжения при линейном и точечном контакте получаются разными, а их численные значения превосходят временное сопротивление материала колеса; долговечность учитывается только режимом работы. При этом способе расчета для цилиндрических колес имеем следующее.

**V.2.45. Сортамент стандартных шаров для подшипников качения, применяемых в опорно-поворотных устройствах (по ГОСТ 3722—81)**

Диаметр шара		Масса 1000 шт., кг	Диаметр шара		Масса 1000 шт., кг
дюймы	мм		дюймы	мм	
1	25,4	67,3	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	44,45	361
1 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	26,988	80,8	—	50	514
1 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	28,575	95,8	2	50,8	539
1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	30,162	113	—	60	887
1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	31,75	132	3	76,2	1818
1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	38,1	227	—	100	4108
—	40	263	—	—	—

Примечания. 1. Степень точности не ниже 20-й; допускаемые отклонения от номинального диаметра не более  $\pm 10$  мкм; шероховатость поверхности не более  $R_a = 0,04$  и  $R_z = 0,2$ . 2. При  $d \leq 45$  мм твердость 62—66 HRC; при  $d > 45$  мм — 60—66 HRC. 3. Материал — сталь по ГОСТ 801—78 и ГОСТ 4727—67.

**V.2.46. Допускаемые контактные напряжения [ $\sigma_{кон}$ ] при линейном контакте [0.26, 0.59]**

Колесо, каток или круговой рельс каткового опорно-поворотного устройства	$\sigma_{кон}$ , МПа, при режиме работы механизма передвижения				
	НВ	1М—3М (Л)	4М (С)	5М (Т)	FM (ВТ)
Сталь 45 и 55 по ГОСТ 1050—74	$\geq 200$	500	450	—	—
Сталь 75 по ГОСТ 1050—74 65Г по ГОСТ 1050—74 40ХН по ГОСТ 4543—71	$\geq 300$	850	800	750	700
55ЛП по ГОСТ 977—75	$\geq 200$	450	400	350	300
55ЛП по ГОСТ 977—75	$\geq 300$	650	600	550	500
СЧ 35 по ГОСТ 1412—85	$\geq 200$	350	300	—	—

Примечания. 1. При точечном контакте допускаемые напряжения можно принимать в 2—2,5 раза больше. 2. Для конических ходовых колес необходима твердость  $> 300$  НВ. 3. Для круговых рельсов шариковых и роликовых поворотных опор применяют сталь марки 40ХН по ГОСТ 4543—71 и сталь 55 по ГОСТ 1050—74. 4. Чугунные колеса и катки по правилам Госгортехнадзора разрешается использовать только для кранов с ручным приводом. 5. Проверке на контактные напряжения подлежат: в механизмах передвижения — только колеса; в опорно-поворотных устройствах — катки и круговые рельсы (вследствие большого числа нагружений). Стандартные шарики для шарикоподшипников на контактные напряжения можно не проверять. 6. Приведение режимов Л, С, Т и ВТ по правилам Гостехнадзора к группам режима работы механизмов по ГОСТ 25835—83 см. в т. 1, табл. 1.2.5.

При точечном контакте, когда колесо катится по крановому (см. табл. V.2.58) или железнодорожному (см. табл. V.2.57) рельсу, контактные напряжения в ободе  $\sigma_{\text{кон}}$ , МПа,

$$\sigma_{\text{кон}} = \alpha_2 \sqrt[3]{k_T P / [10 (D/2 + R)^2]} \leq [\sigma_{\text{кон}}], \quad (\text{V.2.28})$$

где  $\alpha_2 = 400$  при стальном и  $\alpha_2 = 300$  при чугунном колесе;  $k_T$  — коэффициент толчков (см. т. 1, п. I.8);  $P = P_s$  — расчетное давление колеса на рельс, определяемое по случаю нагрузок I по формуле (I.3.13), приведенной в т. 1, п. I.12, Н;  $D$  — диаметр колеса, см;  $R$  — радиус закругления головки рельса, см;  $[\sigma_{\text{кон}}]$  — допускаемые контактные напряжения, МПа (табл. V.2.46).

При линейном контакте, когда колесо катится по плоскому рельсу, контактные напряжения в ободе  $\sigma_{\text{кон}}$ , МПа,

$$\sigma_{\text{кон}} = \alpha_1 \sqrt{k_T P / [b (D/2) 10]} \leq [\sigma_{\text{кон}}], \quad (\text{V.2.29})$$

где  $\alpha_1 = 60$  при стальном и  $\alpha_1 = 48$  при чугунном колесе;  $b$  — длина линии контакта, см.

В настоящее время современным методом расчета ходовых колес является расчет по ОСТ 24.090.44—82. При расчете ходовых колес по ОСТ 24.090.44—82 ([40], а также [30, 31, 34, 37]) диаметр колеса и тип рельса следует выбирать по табл. V.2.47. ОСТ 24.090.44—82 учитывает объемное напряженное состояние в зоне контакта колеса с рельсом. При этом эффективные (приведенные) напряжения не должны превышать допускаемого напряжения с учетом числа оборотов колеса за срок его службы.

**V.2.47. Диаметр  $D$  дорожки катания колеса и соответствующий тип рельса с выпуклой головкой (см. табл. V.2.57, V.2.58)**

Максимальная статическая нагрузка $P$ , кН	Диаметр дорожки катания колеса $D$ , см (по ГОСТ 3569—74)	Тип рельса	Ширина плоского рельса $B_0$ , см (по ГОСТ 4693—77)
От 30 до 50	20; 25	P24 (ГОСТ 6368—82)	4; 4,5; 5
Свыше 50 до 100	32; 40	P43 (ГОСТ 7173—54), КР70 (ГОСТ 4121—76)	5; 5,5; 6
» 100 » 200	40; 50	P43, P50 (ГОСТ 7174—75), КР70	5; 5,5; 6; 6,5; 7
» 200 » 250	50; 56; 63	P43, P50, КР70, КР80 (ГОСТ 4121—76)	6; 6,5; 7
» 250 » 320	63; 71	P43, P50, КР80, КР100 (ГОСТ 4121—76)	7; 7,5; 8
» 320 » 500	71; 80	КР80, КР100	—
» 500 » 800	80; 90; 100	КР100, КР120 (ГОСТ 4121—76)	—
» 800 » 1000	90; 100	КР120, КР140 (ГОСТ 4121—76)	—

Напряжения  $\sigma$ , МПа, в контакте обода колеса и рельса с *выпуклой головкой* (табл. V.2.57 и V.2.58) определяют по формуле

$$\sigma = 7500KK_f \sqrt[3]{\frac{K_d P}{D^2}}, \quad (V.2.30)$$

где  $K$  — коэффициент, зависящий от отношения радиуса закругления головки рельса  $R$  (см. табл. V.2.57, V.2.58) к диаметру колеса  $D$  (табл. V.2.48);  $K_f$  — коэффициент, учитывающий влияние касательной нагрузки на напряжения в контакте (табл. V.2.49);  $K_d$  — коэффициент динамичности пары колесо—рельс, определяемый по формуле

$$K_d = 1 + av; \quad (V.2.31)$$

$v$  — номинальная скорость передвижения, м/с;  $a$  — коэффициент, зависящий от жесткости кранового пути, с/м (табл. V.2.50);  $P$  — максимальная статическая нагрузка на колесо, кН;  $D$  — диаметр колеса, см.

V.2.48. Значения коэффициента  $K$  в формуле (V.2.30)

$R/D$	$K$	$R/D$	$K$
0,3	0,176	1	0,119
0,4	0,157	1,1	0,117
0,5	0,143	1,2	0,113
0,6	0,137	1,3	0,111
0,7	0,133	1,4	0,108
0,8	0,127	1,5	0,107
0,9	0,123	1,6	0,105

V.2.49. Значения коэффициента  $K_f$  в формуле (V.2.30)

Условия работы кранов	$K_f$
В закрытых помещениях: при $v < 2$ м/с	1,05
» $v \geq 2+3,2$ м/с	1,07
На открытых площадках	1,1

V.2.50. Значения коэффициента  $a$  в формуле (V.2.31)

Тип кранового пути	$a$ , с/м	Тип кранового пути	$a$ , с/м
Рельсы: на шпалах на балласте » металлических балках	0,1 0,15	Рельсы: на железобетонных балках на массивных фундаментах	0,2 0,25

Напряжения  $\sigma$ , МПа, в контакте обода колеса с *плоским рельсом* определяют по формуле

$$\sigma = 340K_f \sqrt{K_d K_n P / (BD)}, \quad (V.2.32)$$

где  $K_n$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса, принимаемый  $K_n = 2$ ; при опирании кранов на балансирные тележки допускается  $K_n = 1,5$ ;  $B$  — рабочая ширина плоского рельса, см, определяемая по формуле

$$B = B_0 - 2r_3; \quad (V.2.33)$$

$B_0$  — ширина рельса (квадрата);  $r_a$  — радиус закругления на углу рельса (квадрата).

Напряжения  $\sigma$ , МПа, не должны превышать допускаемые напряжения  $[\sigma_N]$  при приведенном числе оборотов колеса  $N$  за срок службы:

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] \sqrt[9]{10^4/N}, \quad (\text{V.2.34})$$

где  $[\sigma_0]$  — допускаемые напряжения при  $N \leq 10^4$ , МПа.

Значения  $[\sigma_0]$  для некоторых марок сталей, применяемых при изготовлении колес, приведены в табл. V.2.51.

V.2.51. Допускаемые напряжения  $[\sigma_0]$

Марка материала	Вид термообработки	НВ	$[\sigma_0]$ , МПа
<i>Поковка</i>			
Сталь 45 по ГОСТ 1050—74	Нормализация	200	610
Сталь 50 по ГОСТ 1050—74	Закалка, отпуск	240	700
Сталь 75 и 65Г	»	300	800
по ГОСТ 14959—79	»	330	860
		350	890
<i>Прокат</i>			
Сталь 75 и 65Г	Закалка, отпуск	350	920
Сталь по ГОСТ 10791—81	»	320	860
<i>Отливка</i>			
Сталь 55 по ГОСТ 977—75	Отжиг	190	560
Сталь 35ГЛ по ГОСТ 977—75	»	210	600

Приведенное число оборотов колеса за срок службы

$$N = \Theta N_c, \quad (\text{V.2.35})$$

где  $N_c$  — полное число оборотов колеса за срок службы, определяемое по формуле

$$N_c = 3,6 \cdot 10^4 \frac{v_0}{\pi D} T_{\text{маш}}; \quad (\text{V.2.36})$$

$D$  — диаметр колеса, см;  $v_0$  — усредненная скорость передвижения колеса, м/с:

$$v_0 = \beta v \quad (\text{V.2.37})$$

$\beta$  — коэффициент, зависящий от отношения времени неустановившегося движения  $t_n$  (суммарного времени разгона и торможения) к полному времени передвижения  $t$  (табл. V.2.52);  $v$  — номинальная скорость передвижения, м/с;  $T_{\text{маш}}$  — машинное время работы колеса в часах за срок его службы.

**V.2.52. Значение коэффициента  $\beta$  в формуле (V.2.37)**

$t_{н}/t$	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\beta$	0,8	0,9	0,7	0,6	0,5

**V.2.53. Машинное время  $T_{маш}$  в формуле работы колеса (V.2.36)**

Параметр	Группы режима работы механизма по ГОСТ 25835—83		
	1М—2М	3М—4М	5М—6М
$T_{маш}$ , ч	1600	3200	12 500
Ориентировочный срок службы, лет	12	8	5—4

Ориентировочные значения  $T_{маш}$ , обеспечивающие средний срок службы колес по ГОСТ 3569—74, приведены в табл. V.2.53. Данные табл. V.2.53 обеспечиваются при норме точности установки колеса (угле перекоса его в горизонтальной плоскости)  $\alpha \leq 0,0005$  и состоянии подкрановых путей, отвечающих требованиям Правил [О.51]. При этих условиях срок службы колеса по ребордам  $T_p$  будет не меньше срока службы  $T_{маш}$  по ободу.

При изготовлении кранов с менее жесткими нормами точности установки колеса  $\alpha$  срок службы  $T_{р\alpha}$  уменьшается, так как колесо выходит из строя вследствие изнашивания реборд. Ориентировочные значения  $T_{р\alpha}/T_p$  приведены в табл. V.2.54. При применении твердой смазки реборд колес и рельсов срок службы колес по ребордам  $T_{р\alpha}$  может быть увеличен на 30 %.

**V.2.54. Снижение срока службы колеса при выходе его из строя вследствие износа реборда  $T_{р\alpha}$**

$\alpha$	$\leq 0,0005$	0,00075	0,001	0,0015	0,002
$T_{р\alpha}/T_p$ , где $T_p = T_{маш}$ (см. табл. V.2.53)	1	0,8	0,65	0,5	0,45

Коэффициент приведенного числа оборотов  $\Theta$  определяют по формуле

$$\Theta = \frac{N_1}{N_0} \left( \frac{P_1}{P} \right)^3 + \frac{N_2}{N_c} \left( \frac{P_2}{P} \right)^3 + \dots + \frac{N_n}{N_c} \left( \frac{P_n}{P} \right)^3, \quad (V.2.38)$$

где  $N_1, N_2, \dots, N_n$  — частоты вращения колеса под нагрузкой  $P_1, P_2, \dots, P_n$  соответственно

При отсутствии исходных данных загрузки колеса значения  $\Theta$  допускается принимать в зависимости от отношения минимальной нагрузки на колесо  $P_{мин}$  к максимальной нагрузке  $P$  по табл. V.2.55.



V.2.55. Значения коэффициента  $\Theta$  в формуле (V.2.38)

$P_{\min}/P$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\Theta$	0,16	0,19	0,24	0,3	0,38	0,49	0,63

Наилучшую износостойкость могут обеспечить цельнокатаные колеса с беговой дорожкой, сформированной в процессе прокатки (технические условия на цельнокатаные колеса см. в ГОСТ 10791—81). Хорошие результаты дают также штампованные колеса.

Согласно нормам США на металлургические краны [45], ходовые колеса изготавливают прокаткой и ковкой, они имеют термически обработанный обод.

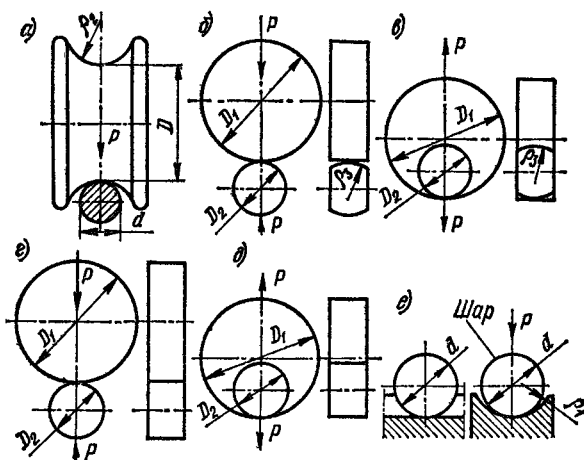


Рис. V.2.42. Схемы соприкасающихся поверхностей

При расчете опорно-поворотных устройств эффективные (приведенные) напряжения  $\sigma$ , МПа, в контакте соприкасающихся поверхностей для случаев, представленных на рис. V.2.42, а, в, д, е, определяют по формуле [39]

$$\sigma = 7500k \sqrt[3]{P/R_1^2} \leq [\sigma_0], \quad (V.2.39)$$

где  $k$  — коэффициент (табл. V.2.56) [39], зависящий от отношения приведенных радиусов кривизны  $R_2/R_1 \leq 1$ , причем под  $R_1$  подразумевается больший из радиусов; значения  $R_1$  и  $R_2$  для случаев, показанных на рис. V.2.42, а, в, д, е: а —  $1/R_1 = 2/D$ ,  $1/R_2 = 2/d - 1/\rho_2$ ; в —  $1/R_1 = 2/D_2 + 2/D_1$ ,  $1/R_2 = 1/\rho_3$ ; д —  $1/R_1 = 2/D_2 - 2/D_1$ ,  $1/R_2 = 1/\rho_3$ ; е —  $1/R_1 = 4/d - 1/\rho_1$ ,  $1/R_2 = 4/d$ ;  $P$  — максимальная нагрузка на колесо, кН;  $[\sigma_0]$  —

**V.2.56. Коэффициент  $k$  в формуле (V.2.39)**

$R_2/R_1$	$k$	$R_2/R_1$	$k$	$R_2/R_1$	$k$	$R_2/R_1$	$k$
0,01	1	0,15	0,22	0,4	0,13	0,7	0,105
0,02	0,69	0,2	0,19	0,45	0,125	0,8	0,099
0,03	0,56	0,25	0,16	0,5	0,119	0,9	0,095
0,05	0,42	0,3	0,145	0,55	0,115	1	0,09
0,1	0,28	0,35	0,136	0,6	0,111		

допускаемое напряжение, МПа [см. табл. V.2.51, а при  $N > 10^4$  — формулу (V.2.34)].

Для случаев, приведенных на рис. V.2.42, б, в, напряжения  $\sigma$ , МПа, определяют по формуле [39]

$$\sigma = 240 \sqrt{P/BR_1} \leq [\sigma_0], \quad (V.2.40)$$

где  $B$  — полезная ширина соприкасающихся поверхностей, см;  $R_1$  — приведенный радиус для случаев, показанных на рис. V.2.42, б, в: б —  $1/R_1 = 2/D_2 + 2/D_1$ ; в —  $1/R_1 = 2/D_2 - 2/D_1$ ;  $R_1, D_1, D_2$  в см (для катка на плоском рельсе  $D_2 = \infty$ ).

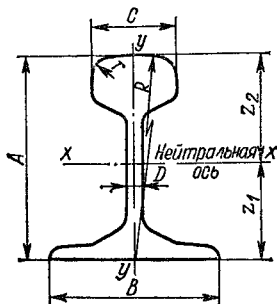
В качестве *подтележечных и подкрановых рельсов* применяют 1) сталь прокатную полосовую по ГОСТ 103—57 марки Ст5сп по ГОСТ 380—71 и сталь горячекатаную квадратную по ГОСТ 2591—71 марки Ст5сп по ГОСТ 380—71; 2) рельсы железнодорожные узкой и широкой колес (табл. V.2.57); 3) рельсы крановые (табл. V.2.58).

Для коробчатых балок крановых мостов с рельсом между стенками в качестве подтележечных рельсов используют, как правило, железнодорожные рельсы типов Р43 и Р50, так как они по сравнению с соответствующими полосами и квадратами обладают большими моментами инерции и сопротивления. Это дает возможность устанавливать диафрагмы балок, служащие опорами для рельса, с большим шагом. Для балок с рельсом над стенкой эти соображения не имеют значения, и в этих случаях иногда устанавливают полосы и квадраты, хотя их изнашивание намного интенсивнее, чем рельсов. О креплении рельсов к балкам см в т. 1, разд III, гл. 6.

*Круговые рельсы* катковых опорно-поворотных устройств испытывают большое число повторных нагружений и их следует изготовлять из износостойчивых материалов (см табл V.2.46), в особенности при качении катков с дополнительным скольжением.

Рекомендуется крепить круговые рельсы к металлоконструкции с помощью болтов (рис. V.2.43) и при этом обрабатывать соприкасающиеся поверхности рельсов и опоры. Применять сварку при отсутствии обработки не рекомендуется, так как вследствие неплотного прилегания рельса к опоре швы быстро выходят из строя, а замена рельсов весьма затруднена.

V.2.57. Основные данные железнодорожных рельсов узкой и широкой колеи

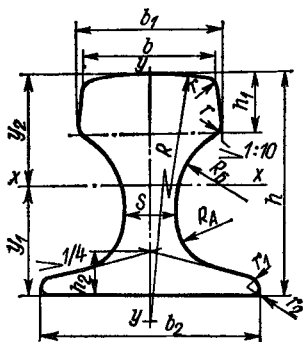


Тип рельсов	Основные размеры, мм						ГОСТ на конструкцию и размеры
	A	B	C	D	R	r	
P8	65	54	25	7	—	5	ГОСТ 6368—82
P11	80,5	66	32	7	95	7	
P18	90	80	40	10	90	9	
P24	108	92	51	10,5	200	10	
P43	140	114	70	14,5	300	13	ГОСТ 7173—54
P50	152	132	72	16	500	15	ГОСТ 7174—75
1P65	180	150	75	18	500	15	ГОСТ 8161—75
2P65	180	150	75	18	300	13	

Тип рельсов	Расчетные данные							Масса 1 м рельса, кг	
	Площадь поперечного сечения, см <sup>2</sup>	z <sub>1</sub>	z <sub>2</sub>	Моменты инерции, см <sup>4</sup>		Моменты сопротивления, см <sup>3</sup>			
		см		J <sub>x</sub>	J <sub>y</sub>	$\frac{J_x}{z_1}$ W <sub>1</sub>	$\frac{J_x}{z_2}$ W <sub>2</sub>		$\frac{J_y}{B/2}$ W <sub>3</sub>
P8	10,76	2,89	3,61	60,21	9,88	20,86	16,66	3,66	8,42
P11	14,28	3,96	4,09	126,6	17,06	31,99	30,93	5,17	11,18
P18	22,88	4,31	4,69	238,44	40,68	55,36	50,81	10,17	17,91
P24	31,79	5,33	5,47	497,8	86,1	93,39	91,02	18,72	24,90
P43	57	6,85	7,15	1489	260	217,3	208,3	45	44,65
P50	65,99	7,05	8,15	2011	375	285	247	55	51,67
1P65	82,65	81,3	98,7	3540	564	435	358	75	64,72
2P65	82,79	81,7	98,7	3573	572	—	—	76	64,98

Примечания 1. Мерная длина рельсов: типов P8 и P11 — 5,6 и 7 м; типов P18 и P24 — 8 м; типа P43 — 12,5 и 25 м; типов P50 и P65 — 12,5 и 25 м. 2. Технические требования к рельсам типов P8 и P11 — по согласованным между изготовителем и потребителем техническим условиям; к рельсам типов P18 и P24 — по ГОСТ 5876—82; к рельсам типа P43 — по ТУ 14-2-394—79; к незакаленным рельсам типов P50 и P65 — по ГОСТ 24182—80; к объемно-закаленным рельсам типов P50 и P65 — по ГОСТ 18267—82. 3. У головок рельсов P50 и P65 уклон > 1 : 20 вверх (с обеих сторон).

V.2.58. Основные данные крановых рельсов (по ГОСТ 4121—76)



Пример условного обозначения. Рельс с шириной головки  $b = 100$  мм: Рельс КР100 ГОСТ 4121—76

Тип рельсов	Основные размеры, мм													
	$b$	$b_1$	$b_2$	$S$	$h$	$h_1$	$h_2$	$R$	$R_A$	$R_B$	$r$	$r_1$	$r_2$	
КР70	70	76,5	120	28	120	32,5	24	400	23	38	6	6	1,5	
КР80	80	87	130	32	130	35	26	400	26	44	8	6	1,5	
КР100	100	108	150	38	150	40	30	450	30	50		8	8	2
КР120	120	129	170	44	170	45	35	500	34	56		8	8	2
КР140	140	150	170	60	170	50	40	700	40	60	10	10	3	

Тип рельсов	Площадь поперечного сечения рельса, см <sup>2</sup>	Расчетные данные										Масса 1 м рельса, кг
		Справочные данные для осей $x-x$ и $y-y$										
		Расстояние до центра тяжести, см		Моменты инерции, см <sup>4</sup>			Моменты сопротивления, см <sup>3</sup>					
		$y_1$	$y_2$	$J_x$	$J_y$	$J_p$	$W_1 = \frac{J_x}{y_1}$	$W_2 = \frac{J_x}{y_2}$	$W_3 = \frac{J_y}{b/2}$	$W_p$		
КР70	67,2	5,93	6,07	1083	320	1403	178	178	53	168	52,8	
КР80	81,8	6,47	6,53	1524	469	1992	233	233	72	219	64,2	
КР100	113,4	7,63	7,37	2806	920	3725	368	381	123	351	89,1	
КР120	150,7	8,69	8,31	4794	1672	6466	552	577	197	536	118,3	
КР140	187,2	8,75	8,25	5528	2609	8137	632	670	307	674	147	

Примечания. 1. Длина рельсов: мерная — 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 12 м; немарная — от 4 до 12 м. 2. Материал рельсов — углеродистая мартеновская или кислородно-конверторная сталь марки К63 следующего химического состава (%):  $C = 0,53 \pm 0,73$ ;  $Mn = 0,6 \pm 1$ ;  $Si = 0,15 \pm 0,35$ ;  $S \leq 0,05$ ;  $P \leq 0,05$ ;  $As \leq 0,08$ ;  $Cr \leq 0,3$ ;  $Ni \leq 0,3$ ;  $Cu \leq 0,3$ . 3. Механические свойства:  $\sigma_B > 731$  (75) МПа (кгс/мм<sup>2</sup>);  $\sigma_T > 372$  (38) МПа (кгс/мм<sup>2</sup>);  $\delta > 6\%$ ;  $> 212$  НВ.

## V.9. Буфера, амортизаторы

**Буфера.** Служат буфера для смягчения ударов об ограничительные упоры самих кранов и их перемещающихся элементов (например, тележек, стрел, подвижных противовесов, реек механизма изменения вылета).

*Деревянные буфера* (из дуба, бука или клена) применяются только при малых скоростях и грузоподъемностях (в основном в ручных кранах).

*Резиновые буфера* изготавливают монолитными (табл. V.2.59) или наборными из ряда пластин (до 20). Они имеют малую отдачу, так как 30—50 % кинетической энергии гасится внутренним трением. К их недостаткам относится сравнительно быстрое изнашивание при частых ударах.

*Пружинным буферам* (рис. V.2.44) свойственны резкая отдача и сравнительно малая энергоемкость. При больших нагрузках буфер состоит из плиты, опирающейся на несколько пружин. Более совершенны *пружинно-фрикционные буфера* (рис. V.2.45), в которых 60—70 % энергии гасится за счет внутреннего трения. Для пружинно-фрикционных буферов требуются смазка подвижных трущихся частей и более тщательный уход.

*Гидравлические буфера* (рис. V.2.46) весьма компактны, способны поглотить большое количество энергии и работают без отдачи. При устройстве отверстия переменного сечения можно обеспечить плавное нарастание, а затем постоянство силы сопротивления на всей длине хода. Однако сложность конструкции и необходимость постоянного ухода ограничивают их применение в краностроении.

Поглощение буферами полной кинетической энергии крана при больших скоростях и массах неосуществимо; ВНИИПТмаш предлагает рассчитывать буфера на поглощение кинетической энергии кранов или тележек (при гибкой подвеске — без груза, при жесткой — с грузом), движущихся со скоростью 50 % номинальной, с ограничением величины замедления не более  $4 \text{ м/с}^2$  [O.59]. Детали крепления буферов рассчитывают на нагрузку, возникающую при ударе крана или тележки, движущихся с номинальной скоростью. На концах рельсового пути кранов и их тележек должны быть установлены упоры, рассчитанные на восприятие удара крана или тележки, движущихся при номинальной скорости с наибольшим рабочим грузом, находящимся в верхнем положении.

При расчете буферов, если металлоконструкцию принять абсолютно жесткой (что идет в запас усилия буфера), уравнение в общем виде записывается так:

$$\frac{mv_i^2}{2} = (W_k + W_T) S + \int P ds, \quad (\text{V.2.41})$$

где  $m$  — масса движущихся частей крана (или тележки) и его механизма передвижения, приведенная к ходовым колесам, кг;

Рис. V.2.43. Крепление круговых рельсов с помощью болтов

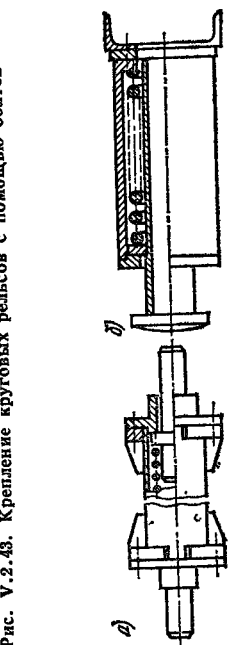


Рис. V.2.44. Пружинные буфера: а — двусторонний для тележки; б — односторонний для крана

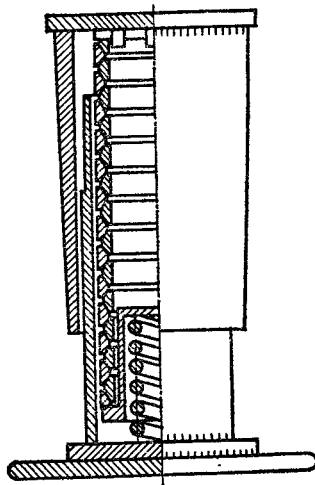


Рис. V.2.45. Пружинно-фрикционный буфер

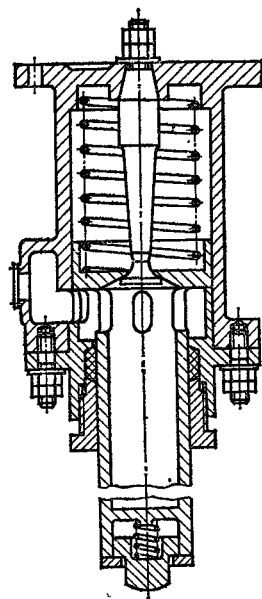
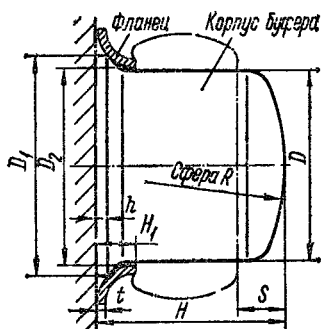


Рис. V.2.46. Гидравлический буфер

**V.2.59. Основные данные монолитных резиновых буферов**  
(по ОСТ 24.191.37—78)



Пример условного обозначения. Буфер диаметром 40 мм:  
Буфер БР40 ОСТ 24.191.37—78

Типоразмер	D	H	Корпус буфера				Фланец			Максимальные рабочие		
			D <sub>1</sub>	h	R	Масса, кг	D <sub>2</sub>	H <sub>1</sub>	t	усилие, кН	ход S, м	энергоемкость E, Н·м
			мм				мм					
БР40	40	40	48		50	0,061	41	10,5	2,5	3,28	0,012	20
БР50	50	50	60	5,0	63	0,138	51	12	3	5,12	0,0152	89
БР63	63	63	75		80	0,278	64,5	13		8,13	0,02	81
БР80	80	80	95	9	100	0,555	81,5	16,5	4	13,1	0,0254	166
БР100	100	100	115		125	1,08	101,5	21,5		5	20,5	0,0316
БР125	125	125	140	10	160	2,1	127	21,5	6		32	0,0416
БР160	160	160	180		200	4,4	162,5	24		6	52,5	0,0544
БР200	200	200	220	250	8,5	202,5	24	6	82		0,0704	2 890
БР225	225	225	245	12,5	280	12,1	227,5		28	6	103,8	0,0787
БР250	250	250	270		320	16,5	252,5	28	128		0,0888	5 680
БР320	320	320	340	20	400	34,5	324,5	33	8	210	0,115	12 070
БР350	350	350	380		425	45,5	355	40		250	0,124	15 550

Примечания. 1. Буфера рассчитаны на условия эксплуатации У и Т по ГОСТ 15150—69. 2. Буфер БР225 в новых разработках применять не рекомендуется. 3. Корпуса буферов следует изготавливать из морозостойкой резины средней твердости, предназначенной для формовых изделий, по ТУ 38-105376—82. 4. Фланцы необходимо изготавливать из стали марки ВСтЗпс по ГОСТ 380—71 для эксплуатации при температуре до —20 °С и из стали марки 09Г2С—12 по ГОСТ 19282—73 для эксплуатации при температуре до —40 °С. 5. Конструкцию опорной части фланца ОСТ не определяет.

$v_1$  — скорость крана или тележки в момент удара:  $v_1 \approx 0,5v$ ;  
 $v$  — номинальная скорость движения крана или тележки, м/с;  
 $W_k$  — сопротивление передвижению, Н;  $W_T$  — тормозное усилие,  
 приведенное к ободу колеса, Н;  $S$  — ход буфера, м;  $P$  — усилие  
 буфера, Н.

Значение  $\int P ds$  для буферов: пружинных, пружинно-фрикци-  
 онных и приближенно для резиновых  $0,5P_{\max}S$ ; гидравлических  
 (с переменным сечением отверстия, обеспечивающим постоянное  
 усилие)  $P_{\max}S$ .

Замедление  $a$ , м/с<sup>2</sup>, тележки или крана при ударе:  $a = v^2/2s$   
 (при гидравлических буферах с постоянным усилием замедление  
 в два раза больше).

При гибком подвесе груза полный учет его массы  $m_T$  в урав-  
 нении (V.2.41) приводит к завышению усилия  $P$  и буфера оказы-  
 ваются излишне жесткими. В первом приближении, например,  
 для мостовых кранов значение  $m_T$  в величине  $m$  можно не учиты-  
 вать [46].

Согласно ОСТ 24.191.37—78 (см. табл. V.2.59) для расчета  
 буфера следует предварительно выбрать два буфера из условия

$$nE_1 < \frac{m_1 v_1^2}{4} < nE_2,$$

где  $n$  — число буферов, одновременно воспринимающих кинети-  
 ческую энергию;  $E_1$  и  $E_2$  — соответственно максимальные ра-  
 бочие энергоемкости одного и другого буферов, Н·м (для резино-  
 вых буферов — см. табл. V.2.59); для пружинных и пружинно-  
 фрикционных определяют по формуле  $\int P ds$  при условии полного  
 хода буфера;  $m_1 = 1,1m$ .

Затем следует произвести окончательный выбор одного из бу-  
 феров из условия

$$\frac{m_1 v_1^2}{2} - (W_k + W_T - W_B) S \leq nE,$$

где  $W_B$  — нагрузка от ветра с динамическим давлением  $q =$   
 $= 125$  Па по ГОСТ 1451—77, Н;

$$W_k + W_T = mj;$$

$j$  — максимально допустимое расчетное замедление при тормо-  
 жении, м/с<sup>2</sup>.

Следует выбрать буфер меньшего типоразмера, удовлетворя-  
 ющий указанному условию.

**Амортизаторы.** Применяют амортизаторы для гашения (ус-  
 покоения) колебаний, возникающих при работе механизмов  
 кранов, в основном колебаний металлических конструкций кран-  
 оов. По конструкции они бывают фрикционными, резиновыми  
 (рис. V.2.47) и гидравлическими. По принципу действия они ана-  
 логичны буферам, но основным критерием для амортизаторов



являются амплитуда и частота колебаний в конце расчетного периода затухания колебаний [47, 48]. Эти значения с позиций влияния их на организм человека (крановщика) см. в т. 1, разд. III, гл. 5. Снижение амплитуды и частоты колебаний может иметь значение при расчетах металлических конструкций на сопротивление усталости. Определение амплитуд и частот колебаний конструкций см. в работах [О.7, О.21, О.31, О.36], а также в статьях в периодической печати.

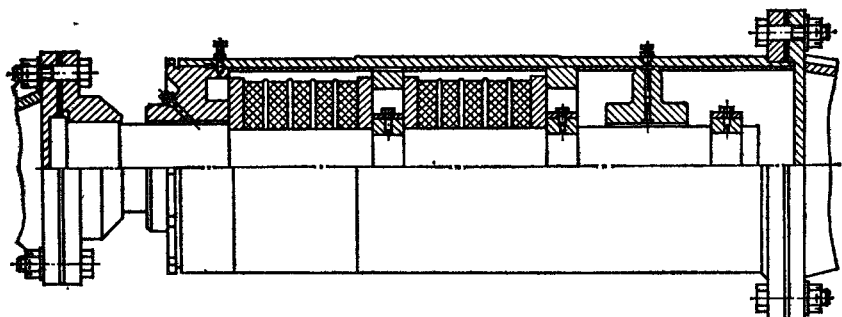


Рис. V.2.47. Резиновый амортизатор

Для виброизоляции и защиты оборудования от ударных воздействий используют специальные амортизаторы. Примером таких амортизаторов могут служить амортизаторы типа АКСС-М по ГОСТ 17053.1—80, предназначенные для работы в вибрационном режиме с частотой до 50 Гц и амплитудами демпфирования в трех взаимно перпендикулярных направлениях до 0,2 мм.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Стальные канаты и грузовые цепи*

1. Букштейн М. А. Производство и использование стальных канатов. М.: Металлургия, 1973. 360 с.
2. Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты. Киев: Техника, 1966. 327 с.
3. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. М.: Машиностроение, 1966. 485 с.
4. Дукельский А. И. Портовые грузоподъемные машины. Л.: Транспорт, 1970. 440 с.
5. Житков Д. Г., Поспелов И. Т. Стальные канаты для подъемно-транспортных машин. М.: Металлургиздат, 1953. 392 с.
6. Казменко В. Д. Стальной канат. М.: Машиностроение, 1983. 72 с.
7. Ковальский Б. С. Выбор и расчет подъемных канатов//Отраслевые расчеты кранов. М.: ВНИИПТмаш, 1974. С. 99—154.
8. Ковальский Б. С. Расчет подъемных канатов на прочность и износ// Вестник машиностроения. 1979. № 10. С. 25—27.
9. Мархель И. И. Крановые канаты. М.: Машиностроение, 1983. 128 с.
10. Сергеев С. Т. Стальные канаты. Киев: Техника, 1974. 325 с.

### *Блоки, барабаны, звездочки, полиспасти*

11. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: Учеб для машиностроит. спец. вузов. М.: Высшая школа, 1985. 520 с.
12. Катасонов И. П. Основы прочностного расчета кранового барабана при параллельной навивке каната: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харьков: УЗПИ, 1985. 20 с.
13. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины. Канаты, блоки, барабаны. Харьков: Харьк. высш. командно-инж. училище, 1961. 88 с.
14. Ковальский Б. С., Кожин С. В. Барабаны грузоподъемных машин. Харьков: Харьк. высшее командно-инж. училище, 1969. 163 с.
15. Ковальский Б. С. Коэффициент полезного действия полиспасти//Вестник машиностроения. 1976. № . С. 53—55.
16. Ковальский Б. С. Нагрузка барабана подъемной машины витками каната//Докл. АН СССР. 1950. Т. 75. № 6. С. 14—15.
17. Ковальский Б. С. Расчет канатных барабанов грузоподъемных машин//Тр. ВНИИПТмаш. 1975. № 6. С. 87—125.
18. Ковальский Б. С., Фидровская Н. Н. Расчет нагрузки стенки канатного барабана//Подъемно-транспортное оборудование. 1984. № 15. С. 14—15.
19. Крановые барабаны из спецпроката/В. С. Л и х а н с к и й, В. А. Голубев, Д. М. Орехов и др.//Машиностроитель. 1982. № 22. С. 20—21.
20. Ляховицкий Ю. М., Бондарев В. Е., Еганов А. И. Многослойная навивка каната в подъемных устройствах//Прочность и долговечность горных машин. М., 1979. Вып. 5. С. 106—124.
21. Руководящий технический материал (РТМ 24.090.21—76). Краны грузоподъемные. Барабаны канатные. Методы расчета. М.: ВНИИПТмаш, 1976. 20 с.
22. Серлин Л. Г. О рациональном профиле канавок барабанов. М.: НИИинформтяжмаш. 1968. № 6. С. 8—25.

### *Остановы и тормоза*

23. Мальцев В. Ф. Роликовые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1968. 416 с.
24. Полимеры в узлах трения машин и приводов: Справочник/Е. В. Зинovieв, А. Л. Левин, М. М. Бородулин, А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1980. 208 с.
25. Тормозные устройства: Справочник/М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев, М. В. Новожилов; Под общ. ред. М. П. Александрова. М.: Машиностроение, 1985. 312 с.

### *Муфты*

26. Борисов С. М. Пневмокамерные фрикционные муфты. М.: Машиностроение, 1971. 180 с.
27. Борисов С. М. Фрикционные муфты и тормоза строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1973. 168 с.
28. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам/Под ред. В. С. Полякова. Л.: Машиностроение, 1979. 344 с.

### *Ходовые колеса, катки, шары и рельсы*

29. Абрамович И. И. Облегченные конструкции в краностроении//Сб. ЦНИИТЭИтяжмаш. 1982. № 6-82-32. 48 с.
30. Аникеева Ф. Л. Апробация методики расчета крановых колес на долговечность//Тр. ВНИИПТмаш «Система приводов. Надежность ПТМ». 1985. С. 75—79.
31. Аникеева Ф. Л., Ковальский Б. С. Расчет крановых ходовых колес на долговечность//Подъемно-транспортное оборудование. 1985. № 16. С. 3—6.
32. Аникеева Ф. Л. Методика расчета крановых ходовых колес на долговечность//Тр. ВНИИПТмаш «Система приводов. Надежность ПТМ». 1984. С. 149—158.

33. Аникеева Ф. Л. Пути повышения долговечности крановых ходовых колес//Подъемно-транспортное оборудование. ЦНИИТЭИтяжмаш, 1984. Сер. 6. Вып. 8. 34 с.
34. Беспалов В. Н., Ковальский Б. С. Нагрузки ходовых колес при перекосах кранов//Прочность и долговечность горных машин. М.: Недра, 1984. Вып. 6. С. 83—89.
35. Иванов В. Н., Ковальский Б. С. О параметрах крановых ходовых конических колес//Подъемно-транспортное оборудование. 1982. № 13. С. 32—40.
36. Иванов В. Н., Ковальский Б. С. Применение ходовых колес с коническим ободом при раздельном приводе механизма передвижения мостового крана//Сб. ЦНИИТЭИтяжмаш. 1982. № 6-82-13. С. 1—2.
37. Ковальский Б. С. Допускаемые нагрузки крановых ходовых колес//Подъемно-транспортное оборудование. 1983. № 14. С. 9—13.
38. Ковальский Б. С. О применении конических ходовых колес на мостовых кранах//Вестник машиностроения. 1978. № 6. С. 9—11.
39. Ковальский Б. С. Расчет деталей на местное сжатие. Харьков: ХВКИУ, 1967. 222 с.
40. ОСТ 24.090.44—82. Колеса крановые. Выбор и расчет. М.: Минтяжмаш, 1982. 14 с.
41. Рагулин И. А., Ромашенко В. А. Смазки реборд ходовых колес кранов//Машиностроитель. 1985. № 8. С. 28—29.
42. Румянцев Б. П., Костилов Г. Ф., Турчак Е. С. Ходовые крановые колеса с независимыми ребордами//Подъемно-транспортное оборудование. 1973. Вып. 5. С. 126—129.
43. Pawluk R. Laufflächenverschleiss von Kranlaufrädern//Fribol und Schmiegunstechnik. 1985. N 3. s. 144—151.
44. Schneidersmann E. O., Stenkamp W. Untersuchung der Gebrauchsdauer von Kranlaufrädern//Stahl und Eisen. 1976. N 12. S. 584—585.
45. Specification for Electric overhead travelling cranes for steel mill servise//Standard N 6. Association of Iron and Steel Engineers. Pittsburgh, 1969. S. 14—16.

#### *Буфера и амортизаторы*

46. Буланов В. Б. Гашение колебаний козлового крана с помощью гасителей с сухим трением//Вестник машиностроения. 1977. № 5. С. 43—45.
47. Буланов В. Б., Спицына Д. Н., Абрамович И. И. Устройства для гашения колебаний грузоподъемных кранов//Подъемно-транспортное оборудование. 1975. № 16. 26 с.
48. Буланов В. Б., Спицына Д. Н. Теоретические исследования работы динамического гасителя колебаний для мостовых кранов//Изв. высш. учеб. заведений. Сер. «Машиностроение». 1973. № 5. С. 95—100.
49. Григорьев Н. И. Нагрузки кранов. Л.: Машиностроение, 1964. 168 с.
50. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины. Передвижение кранов. Харьков: ХВКИУ, 1963. 216 с.
51. ОСТ 24.191.37—78. Краны мостовые электрические крюковые грузоподъемностью 3,2—50 т. Буфера резиновые. Конструкция и размеры. М.: Минтяжмаш. 8 с.
52. Спицына Д. Н., Буланов В. Б. Гашение колебаний металлоконструкций козловых кранов//Вестник машиностроения. 1976. № 7. С. 47—49.
53. Спицына Д. Н., Буланов В. Б. Методика определения параметров виброгасителей для козловых кранов//Вестник машиностроения. 1977. № 6. С. 17—19.
54. Спицына Д. Н. Исследование динамических явлений в мостовых кранах с жестким подвесом груза//Тр. МВТУ им. Н. Э. Баумана. 1980. № 332. С. 37—46.
55. Цехнович Л. И., Сарандачев В. И., Литвинова И. С. Пружинно-гидравлическое демпферное устройство для электромагнитных металлургических кранов//Металлургическая и горнорудная промышленность. 1972, № 2. С. 62—65.

## V.10. Крюки, петли, подвески

Крюки для подъема грузов изготовляют коваными и штампованными (табл. V.3.1 и V.3.2), а также пластинчатыми (табл. V.3.3 и V.3.4). Пластинчатые крюки проче кованных в изготовлении и более надежны, так как одновременное разрушение всех пластин практически исключено, но они тяжелее. Чтобы предотвратить зацепление крюка за комингс люка судна, а также выскакивание стропов из зева крюка, иногда применяют специальные крюки (рис. V.3.4).

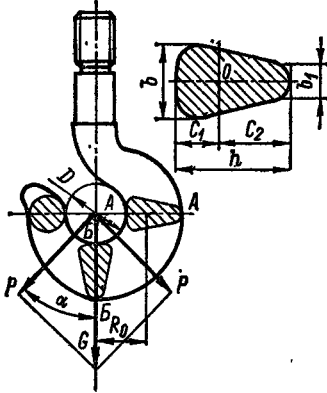


Рис. V.3.1. Расчетная схема однорогого крюка

Однорогие кованные или штампованные крюки рассчитывают в криволинейной части в сечениях А-А и Б-Б (рис. V.3.1). В сечении А-А наибольшие нормальные напряжения в крайних внутренних и наружных волокнах соответственно равны (при расчете по методу криволинейного бруса)

$$\sigma_1 = +2GC_1/(Fk_0D) < [\sigma_{\text{н}}], \quad (V.3.1)$$

$$\sigma_2 = -GC_2/[Fk_0(h + 0,5D)] < \sigma_1, \quad (V.3.2)$$

где  $G = 9,8Q$  — вес груза, Н;  $Q$  — масса груза, кг;  $F$  — площадь сечения,  $\text{мм}^2$ ;  $C_1 \approx h(b + 2b_1)/3(b + b_1)$  — расстояние крайнего внутреннего волокна от центра тяжести сечения ( $O$  на рис. V.3.1), мм;  $C_2 = h - C_1$  — расстояние от крайнего наружного волокна до центра тяжести сечения, мм;  $k_0$  — коэффициент, зависящий от формы сечения;  $D$  — диаметр зева крюка, мм.

Для трапеции высотой  $h$  и с основаниями  $b$  и  $b_1$

$$k_0 = \frac{2R_0}{(b + b_1)h} \left\{ \left[ b_1 + \frac{b - b_1}{h}(R_0 + C_2) \right] \times \right. \\ \left. \times \ln \frac{R_0 + C_2}{R_0 - C_1} - (b - b_1) \right\} - 1, \quad (V.3.3)$$

где  $R_0$  — радиус кривизны сечения в центре тяжести  $O$  (обычно  $R_0 = C_1 + 0,5D$ ).

Для нормальных крюков трапециевидального сечения обычно принимают;  $h/D \approx 1$ ;  $b/b_1 \approx 2,5$ ;  $h/b \approx 1,5$ ;  $D \approx 40\sqrt{Q}$  мм ( $Q$  — грузоподъемность крюка при группах режима 5М и 6М, т). В этих случаях  $k_0 \approx 0,1$ .

При  $b \approx b_1$  и  $C_1 = C_2 = 0,5h$  выражение (V.3.3) соответствует прямоугольному сечению шириной  $b$  и высотой  $h$ .

Расчет сечения Б-Б производится в предположении, что нагрузка на крюк передается двумя стропами, направленными под углом  $45^\circ$  к вертикали. Наибольшие суммарные напряжения в сечении

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2} < [\sigma]. \quad (\text{V.3.4})$$

Напряжения растяжения

$$\sigma = GC_1 / (Fk_0D), \quad (\text{V.3.5})$$

напряжения среза

$$\tau_{\text{ср}} = G/2F. \quad (\text{V.3.6})$$

Допускаемые напряжения приведены в табл. V.3.5, где  $\sigma_{\tau}$  — предел текучести при растяжении.

Криволинейную часть двурогих кованных и штампованных крюков рассчитывают по формулам (V.3.4)—(V.3.6). При этом действующая в сечении А-А растягивающая нагрузка  $N = G \sin \gamma / (2 \cos \alpha)$ , перерезывающая сила  $T = G \cos \gamma / (2 \cos \alpha)$  и изгибающий момент  $M = Pl = G (C_1 + 0,5D) \sin \gamma / (2 \cos \alpha)$ . При обычно принимаемом для расчета предположении, что на каждый рог действует нагрузка от  $G/2$ , направленная под углом  $45^\circ$  к вертикали, для сечения Б-Б  $N = G/2$ ,  $T = G/2$  и изгибающий момент  $M = Pl$  (рис. V.3.2).

Прямолинейную цилиндрическую часть крюка рассчитывают по формуле  $\sigma = 4G/(\pi d^2)$ , где  $d$  — наименьший диаметр хвостовой части крюка. Допускаемое напряжение, принимаемое для расчета прямолинейной части крюка, приведено в табл. V.3.5.

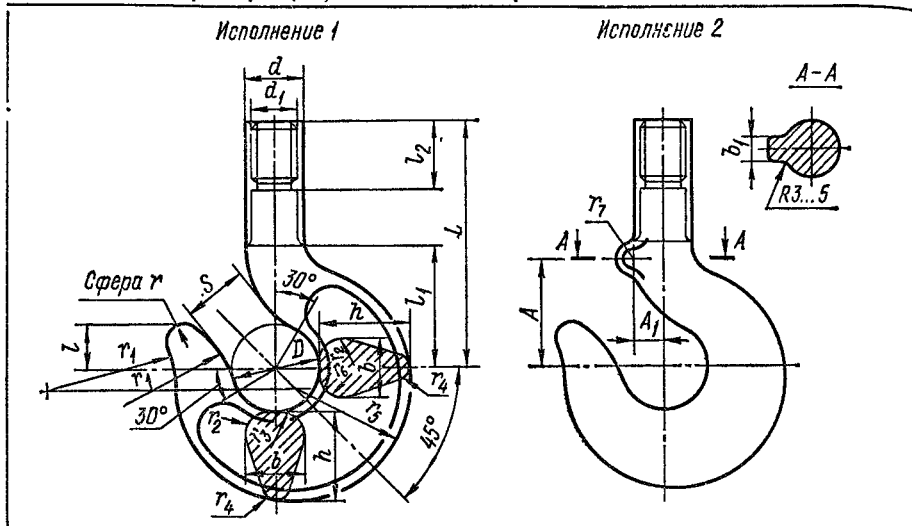
Если расчет крюков на прочность производить исходя из сопротивления усталости, то возможно значительное снижение их веса по сравнению с существующими, особенно для кранов легких режимов работы [2, 3].

Расчет проушин крюков см. в т. 1, п. III.2, а, расчет пластинчатых крюков — в работах [O.53, 5, 7, 8].

Петли (рис. V.3.3) обычно применяют при подъеме особо тяжелых грузов. Петли исключают возможность выскакивания стропов, но затрудняют их заводку. Делают их цельноковаными или составными шарнирными. Кованая петля является статически неопределимой системой, ее расчет см. в работах [4, 6]. Тяги шарнирной петли рассчитывают на растяжение силой  $P$ , поперечину — на изгиб от сил  $G$  и  $H$  и сжатие от сил  $H$ .

Крюковые подвески предназначены для работы со штучными грузами. Схема и конструкция подвесок зависят от их грузоподъемности, типа и кратности грузового полиспаста и положения уравнительного блока. Подвески грузоподъемностью до 5—6,3 т могут быть одноканатными (рис. V.3.4), подвески грузоподъемностью до 16 т при двух параллельно работающих канатах и крат-

В.3.1. Основные размеры (мм) заготовок однорогих кованых и штампованных



Номер заготовки крюка	Наибольшая грузоподъемность крюков, т			D	S	L		A	A <sub>1</sub>	b	b <sub>1</sub>	d
	1М	2М—4М	5М, 6М			Тип						
						А	Б					
1	0,4	0,32	0,25	20	14	65	80	26	9	12	8	15
2	0,5	0,4	0,32	22	16	70	90	28	9	13	8	15
3	0,63	0,5	0,4	25	18	75	100	31	10	15	8	18
4	0,8	0,63	0,5	30	22	85	110	35	12	18	9	20
5	1	0,8	0,63	32	24	90	120	38	12	20	9	20
6	1,25	1	0,8	36	26	105	130	42	15	22	10	25
7	1,6	1,25	1	40	30	120	140	48	15	24	10	25
8	2	1,6	1,25	45	33	130	160	56	18	26	12	30
9	2,5	2	1,6	50	36	145	180	60	21	30	12	35
10	3,2	2,5	2	55	40	165	220	65	21	34	12	35
11	4	3,2	2,5	60	45	180	300	78	25	38	16	40
12	5	4	3,2	65	50	195	375	82	28	40	16	45
13	6,3	5	4	75	55	250	410	92	32	48	20	52
14	8	6,3	5	85	65	280	475	105	35	54	20	56
15	10	8	6,3	95	75	310	520	—	—	60	—	62
16	12,5	10	8	110	85	340	580	—	—	65	—	68
17	16	12,5	10	120	90	415	600	—	—	75	—	80
18	20	16	12,5	130	100	440	630	—	—	80	—	85
19	—	20	16	150	115	480	660	—	—	90	—	95
20	—	25	20	170	130	535	730	—	—	102	—	110
21	—	32	25	190	145	580	800	—	—	115	—	125
22	—	40	32	210	160	675	960	—	—	130	—	135
23	—	50	40	240	180	730	1050	—	—	150	—	160
24	—	63	50	270	205	820	1100	—	—	165	—	170
25	—	80	63	300	230	840	1200	—	—	190	—	190
26	—	100	80	320	250	860	1300	—	—	200	—	200

Примечания. 1 или 20Г по ГОСТ 1050—74

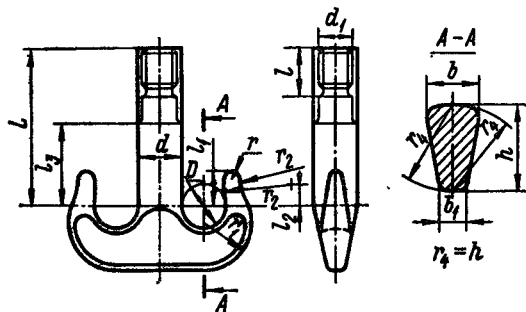
Тип А — заготовки для коротких крюков, тип Б —

Пример условного обозначения. Заготовка крюка № 10 типа А: Заготовка крюка 10А ГОСТ 6627—74

$d_1$	$h$	$l$	$l_1$	$l_2$	$r$	$r_1$	$r_2 = r_4$	$r_3$	$r_5$	$r_6$	$r_7$	Масса, кг, не более	
												не менее	
			А	В									
M12	18	10	30		4,5	28	3	11	25	11		0,18	0,2
M12	21	10	32	20	4,5	28	4	12	28	12	5	0,22	0,25
M14	24	12	35		5	30	4	13	32	13		0,35	0,4
M16	26	15	40	25	5,5	35	5	14	37	14		0,5	0,6
M16	28	16	45	25	6	38	5,5	16	40	16	6	0,6	0,7
M20	32	18	50	30	6	40	5,5	18	45	18		0,9	1
M20	36	20	55	30	6,5	45	6	20	50	20		1,3	1,5
M24	40	22	65	35	7	50	6	22	56	30		1,7	1,9
M27	45	25	70	40	8	55	7	25	62	36	8	2,6	2,9
M30	52	30	85	45		60	8	28	70	38		3,6	4,1
M33	55	34	90	50	10	70	9	30	78	42	10	4,5	5,7
M36	65	36	95	55		80	9	35	90	45	10	6,45	8,9
M42	75	38	105	60	11	85	10	40	100	50	12	9,6	12,2
M48	82	42	120	70	12	95	12	45	110	60	12	13,5	17,7
M52	90	46	135	75	15	110	13	50	125	65	—	18	23
M56	100	55	150	80	18	120	13	55	140	75	—	26	33
M64	115	60	165	90	20	125	14	62	155	84	—	37	44,5
Тр70×10	130	62	180	95	21	140	16	70	170	90	—	49,5	56
Тр80×10	150	75	210	100	22	170	18	75	200	105	—	70	82,5
Тр90×12	164	80	230	115	30	190	20	100	220	120	—	102	121
Тр100×12	184	95	260	130	32	210	23	110	245	135	—	130	150
Тр110×12	205	100	280	140	35	230	25	120	270	150	—	170	206
Тр120×16	240	120	330	150	40	280	30	130	320	170	—	262	312
Тр140×16	260	135	360	175	44	300	35	140	350	190	—	353	400
Тр160×16	290	150	400	190	45	330	38	150	390	210	—	520	600
Тр170×16	320	160	440	210	48	360	40	165	420	230	—	585	695

Для удлиненных 2. Размеры  $d_1, l_1, l_2$  — справочные. 3. Материал крюков — сталь 20

V.3.2. Основные размеры (мм) двурогих кованых и штампованных крюков для



Номер заготовки крюка	Грузоподъемность крюка, т, для групп режима работы механизма подъема			$D$	$d$	$d_1$	$b$	$b_1$	$h$
	1М	2М—4М	5М, 6М						
1	8	6,3	5	60	56	M48	35	18	60
2	10	8	6,3	70	62	M52	40	20	70
3	12,5	10	8	80	68	M56	45	22	75
4	16	12,5	10	90	80	M64	50	25	85
5	20	16	12,5	100	85	Тр70×10	60	30	95
6	—	20	16	115	95	Тр80×10	65	32	110
7	—	25	20	125	110	Тр90×12	75	38	120
8	—	32	25	145	125	Тр100×12	85	42	140
9	—	40	32	160	135	Тр110×12	95	48	150
10	—	50	40	180	160	Тр120×16	105	52	170
11	—	63	50	200	170	Тр140×16	115	58	180
12	—	80	63	220	190	Тр160×16	130	65	210
13	—	100	80	250	200	Тр170×16	150	75	235
14	—	—	100	280	220	Тр180×20	165	85	270

Примечания. 1 Тип А — заготовки для коротких крюков, тип В —

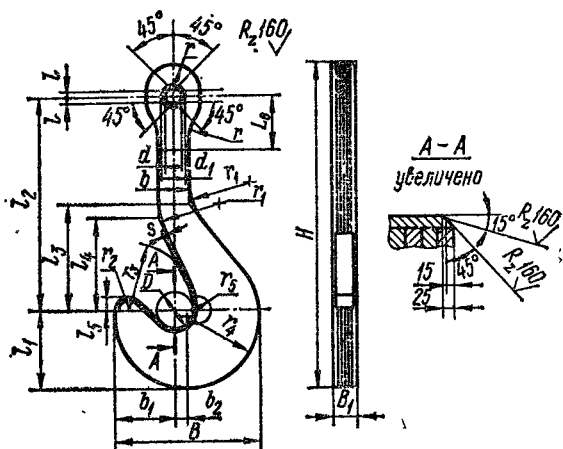


Пример условного обозначения. Заготовка крюка № 4 типа А: Заготовка крюка 4А ГОСТ 6628—73

L		l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	r	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	Масса, кг	
									Тип	
А	Б								А	Б
230	475	70	50	22	70	10	65	100	8	12
260	520	75	55	25	80	12	80	115	11	17
280	580	80	60	28	85	12	90	125	14	21
325	640	90	70	30	100	15	100	135	20	30
360	700	95	80	35	110	16	115	145	28	39
420	760	100	85	40	120	20	125	165	41	55
470	820	115	95	45	130	22	135	180	60	78
525	875	130	115	50	150	25	160	200	90	112
590	940	140	130	55	170	26	175	230	126	155
660	1000	150	140	65	180	30	200	260	159	206
725	1050	175	165	70	205	30	220	280	228	265
800	1150	190	180	80	220	35	240	310	302	357
860	1175	205	200	95	250	35	265	330	400	471
900	1200	230	210	100	260	40	300	360	530	620

для удлиненных. 2. Материал крюков — сталь 20 или 20Г по ГОСТ 1050—74.

### У.3.3. Основные размеры (мм) однорогих пластинчатых крюков для литейных



Номер крюка	Грузоподъемность, т		D	H	B	B <sub>1</sub>	d	d <sub>1</sub>	b	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>
	крана	крюка									
1	80	40	250	2400	850	140	125	150	180	345	80
2	100	50	280	2710	1070	160	140	170	220	430	105
3	140	70	350	3115	1200	160	160	190	280	460	140
4	180	90	390	3360	1360	180	190	230	300	515	165
5	200	100	400	3515	1420	190	195	235	310	535	175
6	225	115	420	3745	1500		200	240	320	560	190
7	280	140	430	4135	1700	200	220	260	400	600	250
8	320	160	450	4435	1880		240	280	450	670	270
9	360	180	470	4620	1900	240	250	300	450	700	250
10	400	200	470	4935	2060	240	260	310	475	750	280
11	450	225	500	5200	2180	250	280	340	520	800	290
12	500	250	530	5485	2370	250	300	360	560	860	325
13	560	280	560	5685	2500	275	320	380	580	925	325
14	630	315	700	6080	2720	300	350	420	630	1060	300

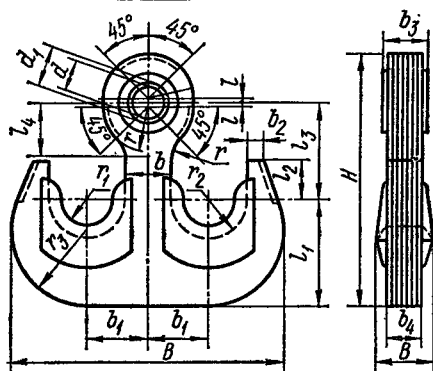
Примечания. 1. Детали крюков должны быть изготовлены: пластины — по ГОСТ 6713—75; заклепки — из стали БСтЗпс по ГОСТ 14085—68; втулки — из  $\sigma = 1,5d_1$ , и внутри окружности радиусом  $r_6$ ; заклепки не должны располагаться. 3. Размер

Пример условного обозначения, Крюк № 5 типа I:  
Крюк 5 — I ГОСТ 6619—75

$l$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	$l_5$	$r$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$r_4$	$r_5$	Масса крюка, кг, не более
30	440	1750	800	730	125	180	800	85	365	425	120	950
40	560	1900	980	880	140	210	1000	100	500	535		1 600
40	615	2200	1000	900	175	260	1000	120	500	600	150	1 970
	710	2300	1250	1100	190	300	1100	120	600	680		2 800
50	735	2420	1310	1140	195	310	1140	130	610	710	150	3 300
	775	2600	1400	1200	200	320	1200	140	630	750		4 020
60	925	2800	1500	1300	210	350	1300	150	670	850	150	4 960
60	975	3000	1600	1400	225	400	1360	180	700	940		6 100
70	1000	3150	1650	1450	230	400	1400	200	730	950	150	7 470
75	1070	3350	1750	1550	235	440	1500	220	730	1030		8 700
80	1150	3500	1850	1650	250	470	1550	250	750	1090	150	10 220
85	1220	3650	1950	1750	270	530	1700	250	775	1185		11 900
90	1300	3750	2060	1900	280	545	1800	270	825	1250	150	14 300
100	1400	4000	2120	1950	360	580	1900	300	900	1360		17 700

из стали ВСтЗсп4 по ГОСТ 380—71, стали 20 по ГОСТ 1050—74 и стали марки М16С стали 35, 40 и 45 по ГОСТ 1050—74. 2. Выше линии, ограниченной размером  $l_6 = S = 30$  мм для всех крюков.

### V.3.4. Основные размеры (мм) двурогих пластинчатых крюков для кранов



Номер крюка	Грузоподъемность крана, T, для групп режима работы механизма подъема		B	B <sub>1</sub>	H	b	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>
	до 4М	5М, 6М								
1	80	63	1250	270	1170	200	275	80	170	150
2	100	80	1300	270	1300	200	275	80	170	150
3	125	100	1400	300	1410	230	315	100	200	180
4	160	125	1500	320	1545	250	350	120	220	200
5	200	160	1800	320	1830	300	400	150	220	200
6	250	200	2000	345	2080	350	450	170	245	225
7	320	250	2250	360	2330	400	475	180	260	240

Примечания. 1. Детали крюков должны быть изготовлены: пластины по ГОСТ 380—71, стали 20 по ГОСТ 1050—74 и стали марки М16С по ГОСТ 6713—75; марки 09Г2С по ГОСТ 19282—73 в нормализованном состоянии; заклепки — из вкладыши — из стального литья 20Л по ГОСТ 977—65 или стали ВСтЗсп5 по  $l_4 = 1,5d_1$ , заклепки не должны располагаться

### V.3.5. Допускаемые напряжения при расчете кованных и штампованных крюков [0.59]

Часть крюка	Виды напряжений	Допускаемые напряжения при режимах		
		1М	2М—4М	5М—6М
Криволинейная	Изгиб Растяжение	$\sigma_T/1,05$	$\sigma_T/1,3$	$\sigma_T/1,65$
Прямолинейная			$\sigma_T/5$	

ности грузового полиспаста  $m = 1$  — траверсными (рис. V.3.5). Подвески большей грузоподъемности выполняют блочными.

Блочные подвески могут быть нормальными или укороченными, с постоянной или переменной кратностью (рис. V.3.5). В ряде специальных кранов используют подвески с принудительным

Пример условного обозначения. Крюк № 5 типа 2:  
Крюк 5 — 2 ГОСТ 6619—75

$d$	$d_1$	$l$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$r$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	Масса крюка, кг, не более
150	170	20	500	180	450	200	125	175	350	1060
160	180		550	200	500	230	125	175	375	1230
180	200		600	200	540	250	150	200	385	1680
200	220	30	670	250	575	270	175	225	400	2150
220	250		820	250	665	315	200	250	500	3170
250	280		900	300	800	350	225	275	550	4200
300	350	50	1030	350	850	400	225	275	650	5600

для крюков: эксплуатируемых при температуре не ниже  $-40^{\circ}\text{C}$ , из стали ВСтЗп4  
пластины для крюков, эксплуатируемых при температуре ниже  $-40^{\circ}\text{C}$ , из стали  
стали ВСтЗпс по ГОСТ 14085—68; втулки — из стали 35, 40 и 45 по ГОСТ 1050—74;  
ГОСТ 380—71 и стали 20 по ГОСТ 1050—74. 2. Выше линии, ограниченной размером

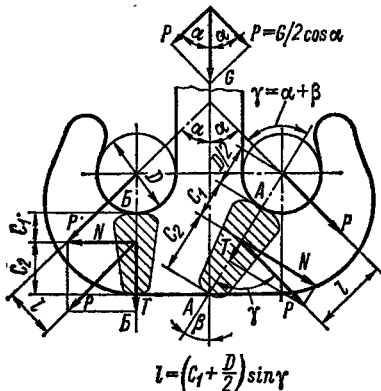


Рис. V.3.2. Расчетная схема двурогого крюка

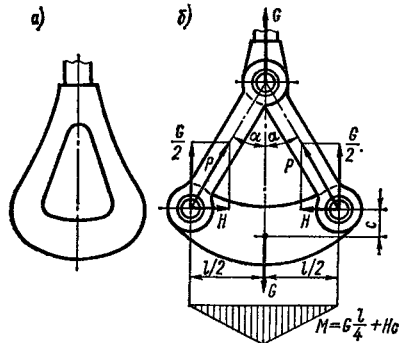


Рис. V.3.3. Грузовые петли: а — кованая; б — шарнирная

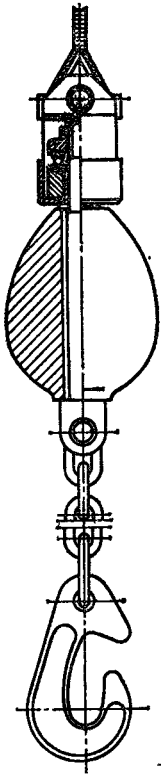
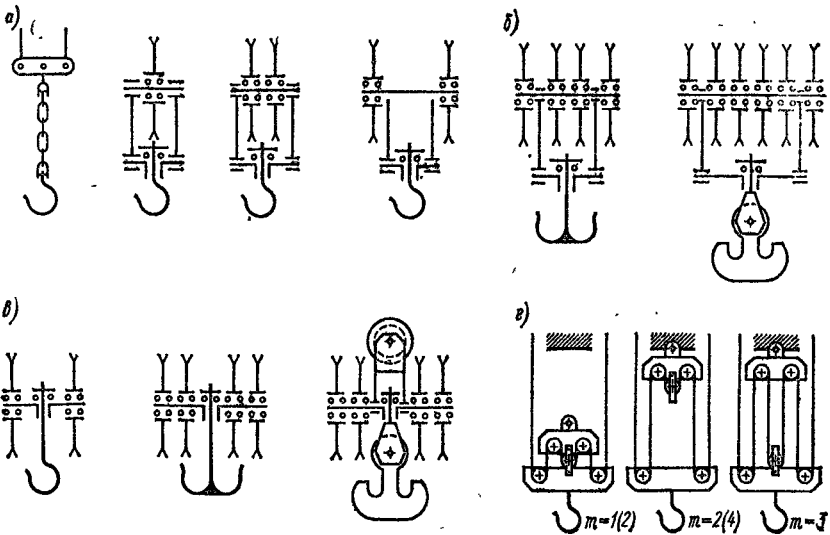


Рис. V.3.4. Одноканатная крюковая подвеска со специальным крюком [О.59]

Рис. V.3.5. Конструктивные схемы подвесок: а — траверсные; 5 — нормальной длины; в — укороченные; г — с переменной кратностью



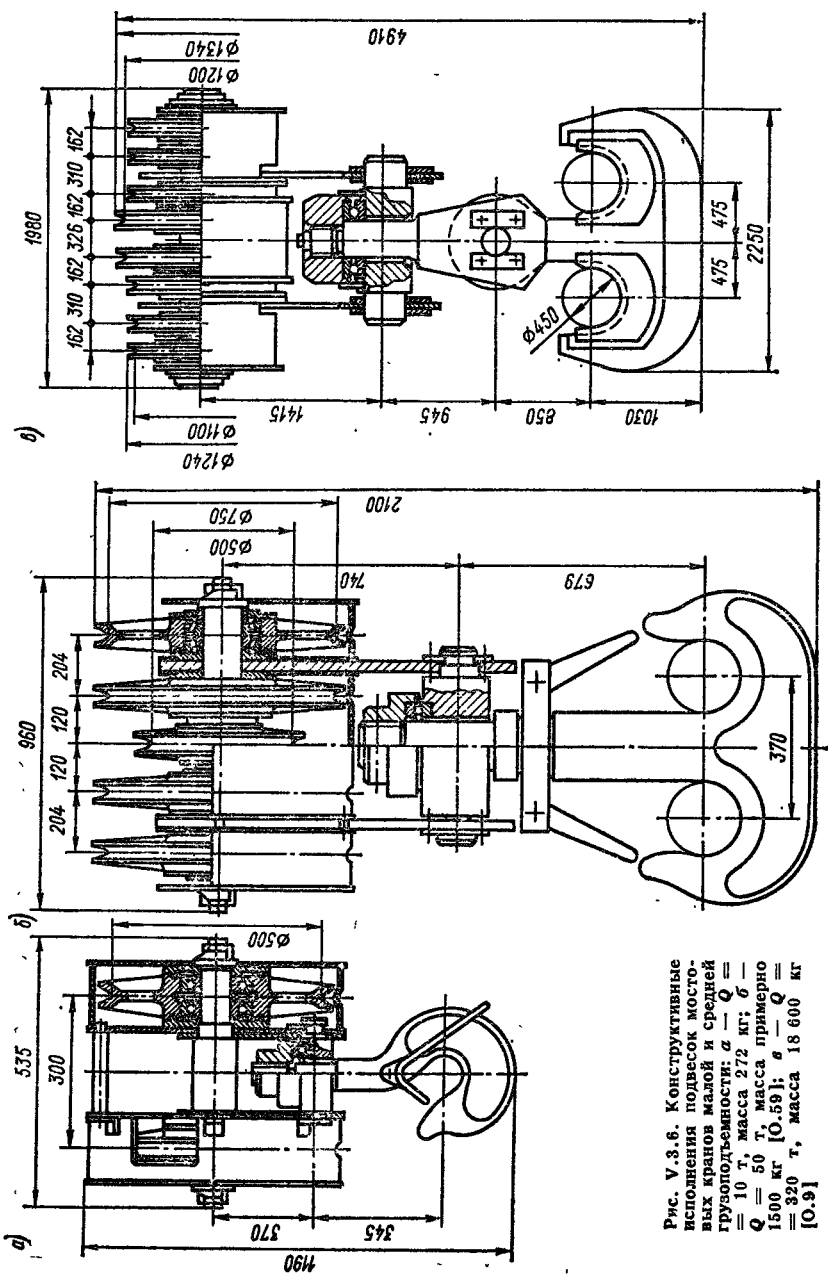


Рис. V-3.6. Конструктивные исполнения подвесок мостовых кранов малой и средней грузоподъемности: а —  $Q = 10$  т, масса 272 кг; б —  $Q = 50$  т, масса примерно 1500 кг [0,59]; в —  $Q = 320$  т, масса 18 600 кг [0,9]

вращением крюка либо электромеханическим приводом с червячным или планетарным редуктором, либо электрогидравлическим приводом (О.7, О.9, О.15, О.67).

Для предотвращения закручивания подвесок стреловых кранов левые и правые ветви канатов, на которых висит подвеска, по возможности делают разной свивки, используют некрутящиеся канаты. При больших высотах подъема увеличивают базу расположения блоков полиспаста на подвеске и в особенности на стреле. В ряде случаев используют специальные, более сложные системы поддержания подвесок [О.15].

Масса подвески стреловых кранов, т. е. кранов, у которых канаты с барабана идут вверх, должна быть такой, чтобы подвеска без груза из любого положения могла опускаться, преодолевая потери в канатной системе и массу идущих от барабана к концевым блокам стрелы канатов. Для этого подвески, обычно без полиспаста, иногда дополнительно утяжеляют. Для утяжеления подвески и облегчения застропки груза в подвесках иногда используют куски цепей (рис. V.3.4).

Масса подвесок в зависимости от кратности полиспаста составляет для мостовых кранов 2—5 % грузоподъемности крана и для стреловых кранов (например, порталных) 3—8 %. На рис. V.3.6 приведены примеры подвесок различного конструктивного исполнения мостовых кранов малой, средней и большой грузоподъемности.

## V.11. Захватные устройства для штучных грузов

В данном параграфе приведены сведения только о некоторых видах грузозахватных устройств (ГЗУ) \*. Более подробные данные о ГЗУ см. в работах [О.15, 10, 16].

Основными типами ГЗУ являются охватывающие, зажимные и притягивающие. О х в а т ы в а ю щ и е ГЗУ удерживают груз снизу, за края, выступы и т. д.

*Стропы* изготавливают из стальных канатов по ГОСТ 3079—80 и ГОСТ 2688—80, пеньковых по ГОСТ 483—75, а также из сварных цепей некаленированных по ГОСТ 2319—81 и якорных по ГОСТ 228—79. Размеры и конструкции канатных и цепных стропов см. в ОСТ 24.090.48—79, их присоединительных звеньев — в ОСТ 24.090.49—79, а также в работах [О.15, 16, 30].

При подвесе груза весом  $G$  на  $i$  ветвях стропов, наклоненных под углом  $\alpha$  к вертикали, натяжение стропа  $S = G/i \cos \alpha$ . Расчет стропов при запасе прочности  $n = 6$  для стальных канатов,  $n = 8$

---

\* Требования к ГЗУ см. в работах [О.15, О.26, О.59]: надежность удержания груза и безопасность работы, сохранность груза и тары, быстрота захвата и отдачи груза и минимум обслуживающего персонала, наименьшая масса. Классификацию ГЗУ см. в работах [О.15, 9], классификацию грузозахватных средств для строповки грузов при строительномонтажных работах — в ГОСТ 25032—81, ГЗУ для грузов в производственной таре и на поддонах — в ГОСТ 15539—81. Захваты металлургических кранов см. в п. IV.6.



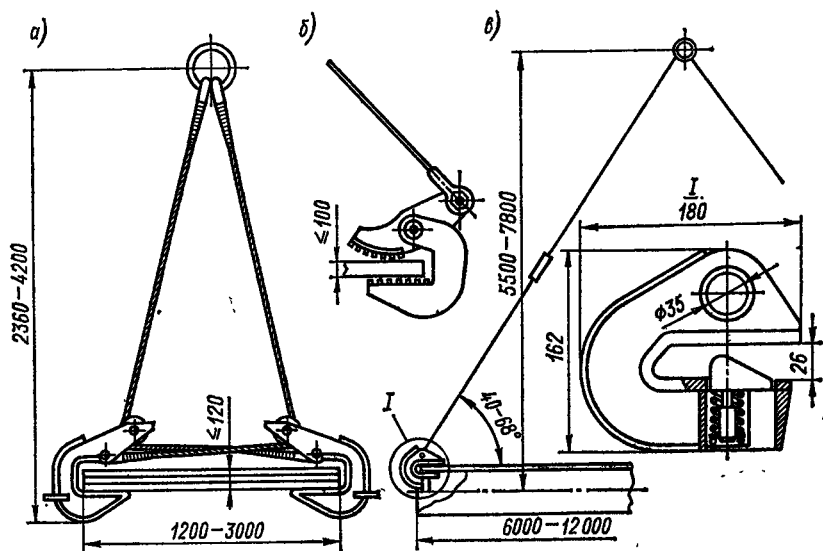
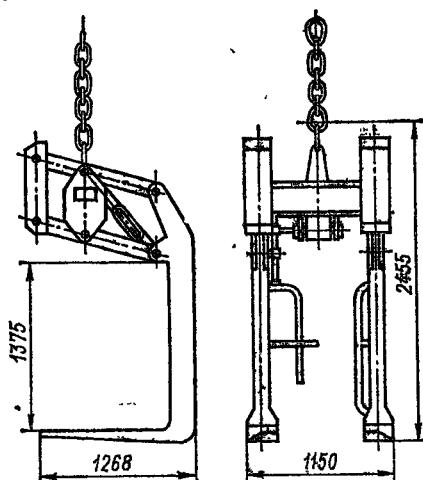


Рис. V.3.7. Строповые ГЗУ: а — с лапами для пакетов листов ( $Q = 10$  т) [16]; б — с зажимами для листов ( $Q = 1+8$  т) [О.59, 10]; в — с кулачковыми зажимами для труб ( $Q = 4$  т) [16]

Рис. V.3.8. Вилочный захват с управляемым наклоном вил для пакетированных грузов на поддонах ( $Q = 3,2$  т)



для пеньковых канатов,  $n = 5$  для сварных цепей см. в работе [О.51]. Запас прочности деталей стропов (крюков, колец, серег и т. п.) при расчете на изгиб  $n = 1,25$  от предела текучести, а на разрыв —  $n = 5$  [О.59].

Применяют *строповые ГЗУ* с дистанционной и автоматической отцепкой и зацепкой крюков, стропы со штырьевыми замками, замыкаемыми вручную или автоматически, стропы-захваты с лапами (рис. V.3.7, а) или зажимами (рис. V.3.7, б, в) и др.

*Лапы и вилы* (рис. V.3.8) могут быть неповоротными, горизонтально-, вертикально- и свободно-поворотными. Горизонтально-поворотные лапы (вилы) размещают на траверсах. ГЗУ с лапами,

вилами, рычажно-клещевые, с крюками, предназначенные для грузов в таре по ГОСТ 14861—74 (ящичной, каркасной, стоечной) или на поддонах по ГОСТ 9078—84 и ГОСТ 9570—84, должны соответствовать ГОСТ 15539—81. Расчет лап см. в работе [О.15].

На мостовых кранах-штабелерах (см. п. IV.6) применяют вилочные захваты, в том числе для стандартных поддонов по упомянутым ГОСТам. Стеллажные краны-штабелеры имеют телескопические выдвижные захваты [О.28, О.29, О.47].

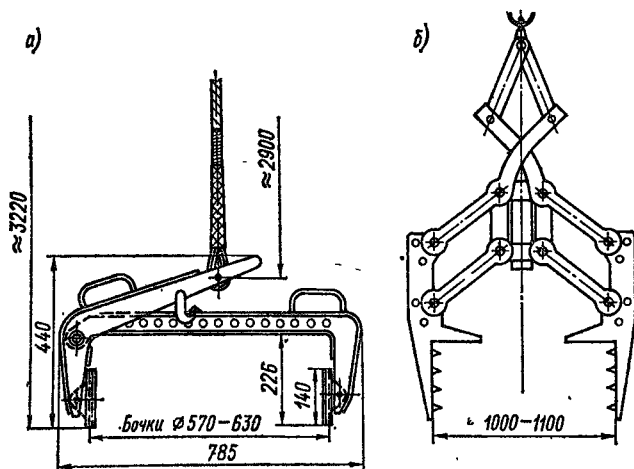


Рис. V.3.9. Зажимные рычажные ГЗУ [16]: а — для захвата металлических бочек в вертикальном положении ( $Q = 0,4$  т); б — для ящиков ( $Q = 2$  т)

Зажимные ГЗУ удерживают груз за боковые поверхности, захватывая выступы или выпуклости груза или создавая силу трения, параллельную его силе тяжести. Существуют зажимные фрикционные ГЗУ шарнирно-рычажные (рис. V.3.9), клещевые (в том числе с автоматическим, дистанционным управлением, с канатным и пневмоприводом) и эксцентриковые (для вертикально и горизонтально транспортируемых листов, с одним или двумя эксцентриками, с поджатием эксцентриков вручную или от натяжения канатов и др. [О.15]). Расчет зажимных ГЗУ см. в п. IV.6 и работах [О.9, О.15, О.23, О.26, О.47, О.54, 10, 13, 15, 23, 24, 27, 28], а их описание — в работах [30].

Притягивающие ГЗУ (электромагниты и вакуумные) удерживают груз сверху силой притяжения. О грузоподъемных магнитах см. в т. 1, п. II.7 и в работе [О.15].

Вакуумные ГЗУ [О.15] состоят из камеры и устройства, создающего вакуум в полости между внутренней поверхностью камеры и изделием. Их применяют для подъема грузов с гладкой плоской или криволинейной поверхностью. По принципу действия различают вакуумные ГЗУ: насосные, являющиеся наиболее распространенными, с насосом на раме ГЗУ (рис. V.3.10, а)

или на кране; эжекторные (рис. V.3.10, б) для перемещения легких изделий на короткие расстояния с подводом сжатого воздуха шлангом от магистрали; безнасосные (рис. V.3.10, в), где вакуум создается при прижатии к грузу и сохраняется в течение ограниченного времени.

Материал уплотнений вакуумных захватных камер — резина: техническая по ГОСТ 7338—77\*, резиновая смесь по ТУ МХП 204—54 или III-66—56, губчатая по РПТУ 1192, ТУ 109-РТИ, ТУ 1163 [О.15]. Форму уплотнений выбирают в зависимости от вида груза и шероховатости его поверхности [О.15].

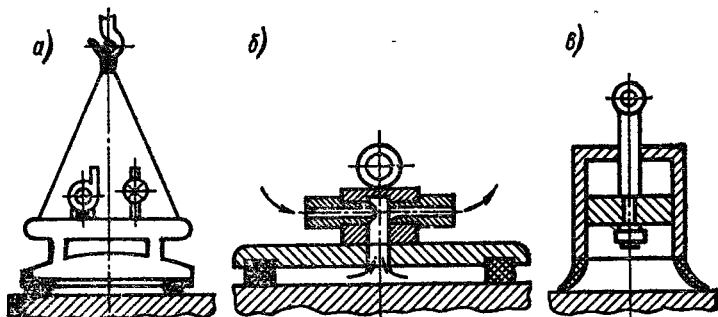


Рис. V.3.10. Вакуумные ГЗУ: а — насосные; б — эжекторные; в — безнасосные

Вакуумные захватные камеры [О.15] бывают круглой, квадратной или прямоугольной формы в плане. Конструкции и расчет вакуумных ГЗУ см. в работах [О.15, 10, 30].

Для крупногабаритных, длинномерных грузов применяют траверсы с несколькими ГЗУ или стропами. Их конструкции и расчет см. в п. IV.6 и работах [О.15, О.47, 30].

Грузовые контейнеры имеют постоянную техническую характеристику, вместимость не менее 1 м<sup>3</sup>, достаточную прочность для многократного использования. Они обеспечивают перевозку грузов одним или несколькими видами транспорта без промежуточной разгрузки, снабжены приспособлениями для быстрой погрузки, выгрузки и перегрузки на другой вид транспорта, легко загружаются и разгружаются [О.48]. Различают контейнеры 1) универсальные; 2) специализированные (с раскрывающимися стенками, с естественной или принудительной вентиляцией, изотермические, рефрижераторы, цистерны и др.). Об их конструкции см. в работах [О.15, О.48].

Универсальные контейнеры, согласно ГОСТ 18477—79\*, делятся на крупнотоннажные массой брутто от 10 т и выше с угловыми фитингами, среднетоннажные массой от 2,5 до 10 т с рымными узлами, малотоннажные массой до 2,5 т с рымными узлами. Основные параметры контейнеров даны в табл. V.3.6.

В.3.6. Параметры универсальных контейнеров по ГОСТ 18477—79\*, ГОСТ 18579—79\* и ГОСТ 20527—82

Контей- неры	Тип	Масса брутто, т		L	B	H	Эксплуатирет нагрузки, мм *			мм	мм, не более	
		номинальная	наибольшая				продольный	поперечный	высота центра тяжести груза над основанием контейнера			
Круп- нотон- нажные	IAA	30	30,48	12 192 <sup>0-10</sup>	2438 <sup>0-5</sup>	2591 <sup>0-5</sup>	1200	230	760	11 985	19	
	IA					2438 <sup>0-5</sup>						
	IBB	25	25,40	9125 <sup>0-6</sup>	2438 <sup>0-5</sup>	2591 <sup>0-5</sup>	900	230	760	8918	16	
	IB					2438 <sup>0-5</sup>						
	ICC	20	20,32	60,58 <sup>0-6</sup>	2438 <sup>0-5</sup>	2591 <sup>0-5</sup>	600	300		2259	101,5-1,5	10
	IC					2438 <sup>0-5</sup>						
	ID	10	10,16	2991 <sup>0-5</sup>		2438 <sup>0-5</sup>	300				2787	10
	по ГОСТ 20527—82 (см. рис. В.3.11, а)											



Угловые фитинги служат для крепления контейнеров на транспортном средстве, застропки, захвата контейнера спредером. Для крупнотоннажных контейнеров (рис. V.3.11, а и табл. V.3.6) фитинги, размещение и размеры их отверстий должны соответствовать ГОСТ 20527—82. Для среднетоннажных контейнеров конструкция и размещение верхних рымных узлов регламентированы ГОСТ 18579—79\* (рис. V.3.11, б и табл. V.3.6). Для перегрузки вилочными погрузчиками контейнеры могут иметь пазы [О.48].

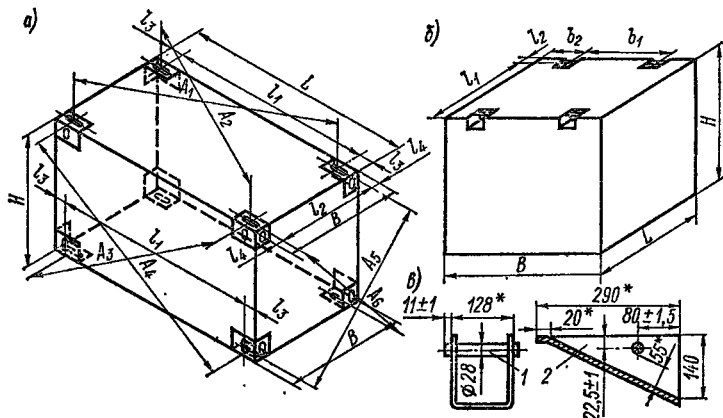


Рис. V.3.11. Схема к обозначению параметров контейнеров: а — крупнотоннажных; б — среднетоннажных; в — рымный узел по ГОСТ 18579—79\*  
1 — рым; 2 — ниша; звездочкой отмечены размеры для справок

Нагрузки для расчета крупно- и среднетоннажных контейнеров на прочность и общие технические условия см. в ГОСТ 20259—80\*, методы их испытания — в ГОСТ 20260—80\*. Расчет контейнеров см. в работах [О.15, О.48].

С п р е д е р ы — автоматические захваты для контейнеров. Спредеры для крупнотоннажных контейнеров (рис. V.3.12) содержат весьма жесткую раму 4, поворотные штыри (замки) 2 с индивидуальным или централизованным электро-, гидро- или пневмоприводом, блоки 8 или балансиры для подвески к грузовым канатам, направляющие башмаки 1 для наводки на контейнер (четыре — по углам либо шесть — по одному в серединах коротких сторон и по два на длинных). Для работы с контейнерами разной длины применяют телескопическую раму 3 с раздвижением от гидроцилиндров или двухъярусную раму со сменной нижней частью [О.15, О.48, 30]. Спредеры могут быть поворотными и иметь устройство для наклона контейнера.

Основные характеристики спредеров для крупнотоннажных контейнеров, перегружаемых рельсовыми кранами, см. в ГОСТ 23002—84 (табл. V.3.7). Поворотные замки спредеров

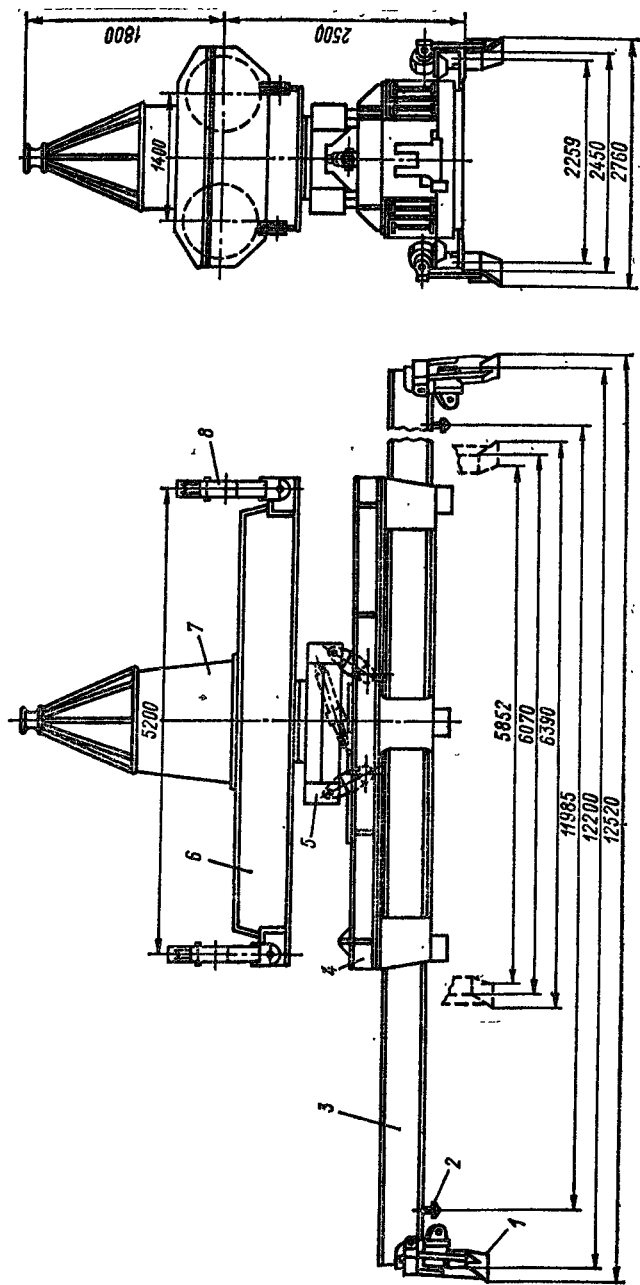


Рис. V.3.12. Спредер для крупногабаритных контейнеров («Конз»; Финляндия)

1 — направляющий башмак; 2 — поворотный замок; 3 — телескопическая рама; 4 — жесткая рама; 5 — рама с опорно-поворотными колесами и механизмом наклона контейнера; 6 — траверса; 7 — корыта для кабеля; 8 — канатные блоки

**V.3.7. Характеристики спредеров (ГОСТ 23002—84)  
для крупнотоннажных контейнеров**

Параметр спредера	Типы контейнеров		
	1A, 1AA	1C, 1CC	1D
Расстояние между осями поворотных замков, мм: вдоль контейнера поперек » разность диагоналей, не более	11 985±3	5853±3 2259±1,5 6	2787±3
Габаритные размеры *, мм: ширина длина	12 192 <sub>0</sub> <sup>10</sup> 30,48	2438 <sub>5</sub> <sup>0</sup> 6058 <sub>5</sub> <sup>0</sup>	2991 <sub>5</sub> <sup>0</sup>
Максимальная масса брутто контейнеров, т	30,48	20,32; 24 **	10,16
Частота вращения, мин <sup>-1</sup> , не более		1,5	
Время поворота поворотного замка, с, не более		2	
Масса, т, не более ***	10	7	4
Установленная мощность электродвигателей спредера, кВт, не более	6	4	3

\* С учетом стационарных направляющих башмаков размеры увеличиваются на 140 мм (не более).  
\*\* Рекомендуется на перспективу по линии Международной организации стандартизации (ИСО)  
\*\*\* Для спредеров с постоянным расстоянием между замками, не оснащенных устройством для выравнивания центра тяжести

по ГОСТ 20527—82 выполняют в параллельными или наклонными боковыми сторонами

О неавтоматических контейнерных захватах см. в работах [O.15, O.48, 10, 16].

Для подъема лесных грузов применяют охватывающие ГЗУ (стропы для обвязки, горизонтально- и вертикально-поворотные лапы на траверсах), зажимные ГЗУ, а также грейферы с челюстями в виде плоских лап для захвата пучков бревен O.15, O.62].

### V.12. Захватные устройства для сыпучих и кусковых грузов

Характеристики сыпучих и кусковых (навалочных) грузов приведены в табл. V.3.8, где  $q_0$  — характеристика податливости груза внедрению кромок грейфера, т/м;  $k_v$  — коэффициент уплотнения и уплотнения груза при работе грейфера.

Грейферы — наиболее распространенные ГЗУ для навалочных грузов. По принципу действия различают: двух- и



**В.3.8. Характеристики навалочных свеженасыпных грузов по справочному приложению 2 к ГОСТ 24599—87 (выборочные данные)**

Груз	Насыпная плотность $\rho$ , т/м <sup>3</sup>	Размеры частиц (средние), мм	$q_0$ , т/м	$k_p$ , не более	Группа
Антрацит АРШ	1—1,06	0—100 (70)	0,08	1,3	С1л
Асбест порошокобразный	0,4—0,6	0	0,09	1,25	ВЛ2
Бокситы венгерские рядовые	1,4—1,45	0—300 (80)	0,28	1,15	С2 (С2т)
Гипс кусковый	1,43—1,6	10—150 (60)	0,4	1,15	С2
Глина влажная	1,6—1,9	0	0,12	1,3	С3л
Глинозем	0,9—1,35	0	0,05	0,9	С1с
Гравий	1,5—1,85	10—80 (30)	0,14	1,15	С3
Гранит-брусчатка	1,9—2,1	100—150 (120)	0,35	1,2	С3т
Земля формовочная	0,8—1,3	0—1 (0,5)	0,1	1,2	С1л
Зерно пшеницы	0,7—0,8	5—8 (6)	0,036	1,15	Л1
Известняк мелкий	1,3—1,6	40—70 (50)	0,16	1,15	С2
Кокс каменноугольный	0,45—0,5	40—80 (60)	0,06	1,22	ВЛ2
Колчедан (пирит) рядовой	3—3,1	0—300 (40)	0,3	1,2	Т2л (Т2)
Песок:					
сухой легкий	1,4—1,6	0	0,096	1,15	С2л
» тяжелый	1,6—1,8	0	0,1	1,15	С3л
влажный	1,6—1,9	0	0,14	1,25	С3
Руда железная для мартеновского производства (классы 21, 22, 26)	2,4—2,8	10—250 (120)	0,38	1,15	Т2т
Сахар-сырец кубинский	0,78—0,85	1—3 (2)	0,05	1,3	Л2
Уголь ГК	0,8—0,9	50—100 (60)	0,077	1,22	Л2
Шлак гранулированный	1,25—1,3	1—10 (5)	0,11	1,15	С2л (С2)
Щебень гранитный с фракциями 20—40	1,4—1,5	20—40 (30)	0,24	1,14	С2

Примечания. 1. В обозначении группы дополнительные символы относятся: «л» — к легкозачерпываемым (нележывающим, порошокобразным) грузам; «т» — к труднозачерпываемым с размерами частиц, более указанными, или слежавшимся, смерзшимся, спекшимся; «с» — к легкосыпучим с повышенными требованиями предотвращения просыпи; группы грузов — по обязательному приложению 1 к ГОСТ 24599—87: весьма легкие ВЛ1, ВЛ2; легкие Л1, Л2; средние С1, С2, С3; тяжелые Т1, Т2; весьма тяжелые ВТ1, ВТ2 в зависимости от плотности  $\rho$ . 2. Группы, указанные в скобках, — при обработке грейфером и грузоподъемности  $Q$  менее 8 т.

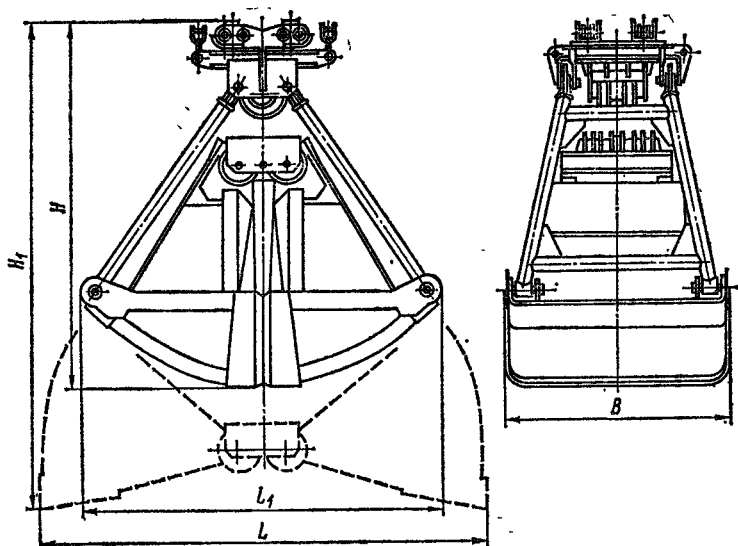


Рис. V.3.13. Четырехканатный грейфер завода ПТО им. С. М. Кирова

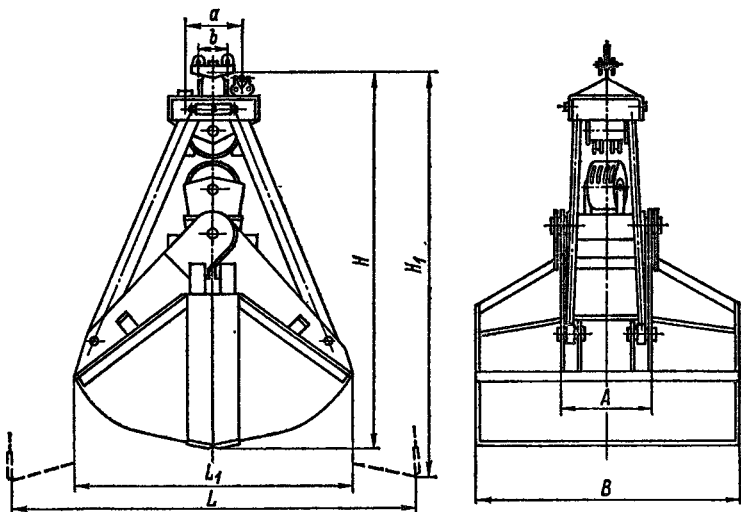


Рис. V.3.14. Четырехканатный грейфер фирмы «Пайнер» (ФРГ)

четырехканатные; одноканатные; приводные (моторные) грейферы. Более подробную классификацию см. в работах [О.15, О.62].

Двух- и четырехканатные грейферы имеют замыкающие и поддерживающие канаты (по одному или по два) и управляются грейферными лебедками (см. п VI.4) По назначению их можно разделить на нормальные и специальные (подгребающие, грей-

феры для леса и др.), по числу челюстей — на двух- и много-челюстные.

Основные данные двухчелюстных четырехканатных нормальных грейферов завода ПТО им. С. М. Кирова [О.59, 10]

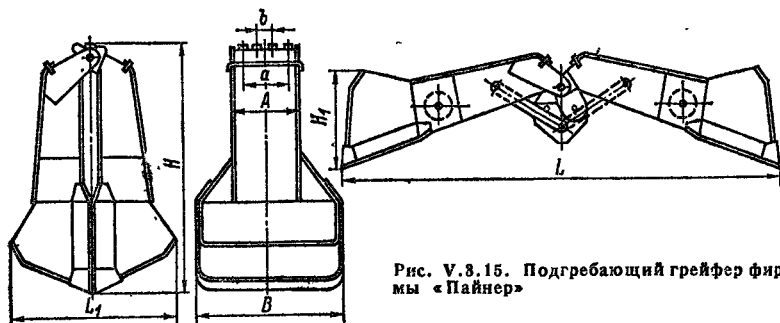


Рис. V.3.15. Подгребающий грейфер фирмы «Пайнер»

(рис. V.3.13) см. в табл. V.3.9. В табл. V.3.10 представлены выборочные характеристики грейферов фирмы «Пайнер» (рис. V.3.14).

Подгребающие грейферы (рис. V.3.15, табл. V.3.11) применяют при черпании из тонкого слоя груза (например, при трюмных работах). Они имеют увеличенный размах челюстей и траекторию кромок, близкую к горизонтали.

Многочелюстные грейферы (рис. V.3.16, табл. V.3.12) применяют для труднозачерпываемых грузов. Число челюстей 3—8.

Двух- и четырехканатные грейферы для навалочных грузов должны соответствовать ГОСТ 24599—87, определяющему основные параметры этих грейферов и технические требования к ним. Масса  $m_{гр}$  грейфера не должна превышать значений, указанных в табл. V.3.13.

Номинальная масса  $m_m$  зачерпнутого груза (зачерпывающая способность грейфера)  $m_m = Q - m_{гр}$ , где  $Q$  — грузоподъемность крана;  $m_{гр}$  — масса грейфера. Фактическая масса  $m_m$ , определяемая при испытаниях, должна быть не более номинальной и не менее 0,63 (для грузов групп ВЛ1, ВЛ2 и труднозачерпываемых) или 0,8 (для остальных) номинальной. Предварительно определяемая расчетная масса  $m_m$ , согласно справочному приложе-

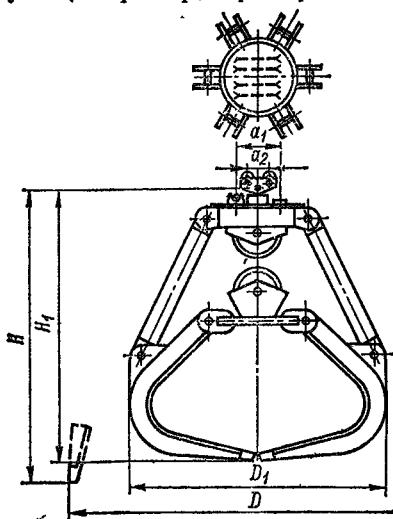


Рис. V.3.16. Многочелюстной грейфер фирмы «Пайнер»

**V.3.9. Основные данные двухчелюстных грейферов завода ПТО им. С. М. Ки**

Параметр, размеры	Грузоподъем				
	10				
Вместимость грейфера $V$ , м <sup>3</sup>	5	3,15	2,8	2,24	1,9
Плотность груза $\rho$ , т/м <sup>3</sup>	1,1	1,75	2	2,5	3
Масса грейфера $m_{гр}$ , т*	4,4	4,37	4,45	4,15	4,3
Размеры, мм:					
$L$	4150	3625	3700	3360	3400
$L_1$	3400	2920	2810	2710	2400
$H$ *	3350	3280	3280	3110	3160
$H_1$ *	4350	4020	4020	3840	3700
$B$	1850	1750	1690	1400	1600
Кратность полиспаста замыкающего каната	3	4		5	
Диаметр, мм:					
канатов			22		
блоков			400		

\* Данные приведены для грейферов порталных кранов. Для грейферов мостовых  $H$  и  $H_1$  меньше на 250—260 мм.

**V.3.10. Основные данные двухчелюстных четырехканатных грейферов фирмы «Пайнер» (см. рис. V.3.14)**

Параметр, размеры	Грузоподъемность крана, т					
	3,2	5	10	16	25	32
Масса грейфера, т	1,2	1,85	3,7	6	9,25	12
Размеры, мм:						
$A$	568	676	878	1023	1273	1450
$a$	270	340	480	530	670	755
$b$	160	180	230	270	330	380
Диаметр, мм:						
канатов	12—14	14—18	20—24	26—28	32—36	36—40
блоков	250	315	450	500	630	710
Размеры, мм, при плотности груза: $\rho \leq 1$ т/м <sup>3</sup>						
$L$	2760	3170	4100	4680	5480	5930
$L_1$	1830	2150	2700	3100	3620	3840
$H$	2460	2860	3790	4250	5110	5660
$H_1$	2600	3070	3965	4590	5520	6110
$B$	1660	1960	2550	2920	3400	3680

рова (см. рис. V.3.13)

16					20			
8	5,6	4,75	4	3	10,5	7	5,3	4,3
1,1	1,75	2	2,5	3	1,1	1,75	2,5	3
6,78	6	5,97	5,74	6,4	9,15	8,7	7,95	8,1
4800	4200	4040	3900	3750	5200	4750	4360	4200
3800	3400	3200	3100	2800	4120	3680	3480	3300
3850	3570	3480	3410	3190	4000	3800	3550	3600
4400	4520	4350	4220	4240	5200	4700	4500	4500
2300	2150	2050	1750	1800	2700	2400	2200	1900
3	4		5		3	4		5
		26					30	
		450					500	

вых кранов грузоподъемностью 16 т масса грейфера меньше на 150—210 кг, раз-

Продолжение табл. V.3.10

Параметр, размеры	Грузоподъемность крана, т					
	3,2	5	10	16	25	32
$\rho \leq 1,6 \text{ т/м}^3$						
$L$	1920	2250	2850	3280	3840	4140
$L_1$	1610	1900	2400	2780	3220	3450
$H$	2030	2380	3035	3540	4280	4740
$H_1$	2290	2710	3470	4065	4860	5360
$B$	1540	1800	2210	2600	3070	3310
$\rho \leq 2,5 \text{ т/м}^3$						
$L$	1800	2080	2630	3060	3590	3860
$L_1$	1490	1740	2200	2580	3000	3220
$H$	1970	2300	2925	3430	4150	4590
$H_1$	2180	2560	3290	3880	4660	5150
$B$	1260	1455	1820	2140	2480	2710
$\rho \leq 3,2 \text{ т/м}^3$						
$L$	1800	2080	2630	3060	3590	3860
$L_1$	1490	1740	2200	2580	3000	3220
$H$	1970	2300	2925	3430	4150	4590
$H_1$	2180	2560	3290	3880	4660	5150
$B$	1070	1250	1600	1860	2155	2340

**V.3.11. Основные данные двухчелюстных четырехканатных подгребающих  
грейферов фирмы «Пайнер» (см. рис. V.3.15)**

Параметр, размеры	Грузоподъемность крана, т				
	5	10	16	25	32
Масса грейфера, т	2,5	4,5	7	10,3	13
Размеры, мм:					
<i>A</i>	760	925	1050	1225	1350
<i>a</i>	500	600	700	800	900
<i>b</i>	120	150	180	200	250
Диаметр, мм:					
канатов	14—18	20—24	26—28	32—36	36—40
блоков	280—315	400—450	450—500	560—630	630—710
Размеры, мм, при плотности груза:					
$\rho \leq 1 \text{ т/м}^3$					
<i>L</i>	4960	6600	7560	9200	10 200
<i>L<sub>1</sub></i>	2150	2725	3200	3825	4 250
<i>H<sub>1</sub></i>	1260	1600	1880	2250	2 480
<i>H</i>	2775	3675	4225	5150	5 725
<i>B</i>	1450	1850	2200	2500	2 650
$\rho \leq 1,6 \text{ т/м}^3$					
<i>L</i>	4800	6320	7300	8860	9 840
<i>L<sub>1</sub></i>	1875	2475	2850	3500	3 900
<i>H<sub>1</sub></i>	1080	1430	1675	2050	2 280
<i>H</i>	2660	3530	4080	4950	5 500
<i>B</i>	1250	1500	1800	2100	2 150
$\rho \leq 2,5 \text{ т/м}^3$					
<i>L</i>	4700	5800	7140	8720	9 660
<i>L<sub>1</sub></i>	1700	2300	2675	3300	3 575
<i>H<sub>1</sub></i>	1000	1340	1575	1925	2 100
<i>H</i>	2620	3450	4000	4870	5 410
<i>B</i>	1100	1350	1600	1800	1 850
$\rho \leq 3,2 \text{ т/м}^3$					
<i>L</i>	4700	5800	7140	8720	9 660
<i>L<sub>1</sub></i>	1700	2300	2675	3300	3 575
<i>H<sub>1</sub></i>	1000	1340	1575	1925	2 100
<i>H</i>	2620	3450	4000	4870	5 410
<i>B</i>	1000	1200	1400	1550	1 600

нию 2 к ГОСТ 24599—87, есть меньшее из следующих двух значений [14]:

$$m_m = k\rho LBh_0 (1 - 0,4L/L_3) (0,6 + 0,8B/L) \ln (m_{гр}/2Bq_0);$$

$$m_m = \rho V_{30} k_v,$$

где *k* — коэффициент, зависящий от формы поверхности штабеля (*k* = 1 для горизонтальной поверхности);  $\rho$  — насыпная плотность, т/м<sup>3</sup>; *k<sub>v</sub>* — наибольший коэффициент наполнения и уплотнения для груза (см. табл. V.3.8); *L* и *B* — размах и ширина челюстей, м (см. рис. V.3.13); *h<sub>0</sub>* = 0,3 м; *L<sub>3</sub>* — ход замыкающего каната, м; *m<sub>гр</sub>* — масса грейфера, т; *V<sub>30</sub>* — геометрическая вместимость грейфера, определяемая как объем условного геометри-

### У.3.12. Параметры многочелюстных грейферов [0.15]

Параметр, размеры (см. рис. У.3.16)	Грузоподъемность крана, т									
	Черноморского ЦПКБ Минморфлота СССР				ЦПКБ Минречфлота РСФСР					
	3	5	8	10	3	5	5	8	10	
Вместимость грейфера, м <sup>3</sup>	0,8	0,75	1,6	3,5	0,8	1	1,6	1,6	8	
Вид груза	К	М	К	М	К	М	К	К	Л	
Масса грейфера, т	1,33	3	3,8	5,8	2	2,5	3,6	3,8	6	
Размеры, мм:										
<i>D</i>	2600	2400	3730	3650	2350	2700	3200	3730	6250	
<i>D</i> <sub>1</sub>	1850	1750	2600	2850	2130	2200	2680	2600	4120	
<i>H</i>	2350	2310	3200	3300	2750	2725	3240	3200	5100	
<i>H</i> <sub>1</sub>	1915	1980	2710	2655	2020	2150	2535	2710	4530	
Тип полиспаста замыкающего каната*				2			1		2	
Кратность полиспаста замыкающего каната	4	5	4	5			6		4	
Диаметр каната, мм	17,5		22,5		13	19,5	23,5	22,5	23	
Размеры, мм:										
<i>a</i> <sub>1</sub>	—	—	450	630	320	—	—	450	480	
<i>a</i> <sub>2</sub>	—	—	270	900	170	—	—	270	1100	
Число челюстей	6		8			6		8	6	

Условные обозначения вида груза: К — камень; М — металлолом; Л — лес (короткие бревна).

\* Полиспаст: 1 — простой; 2 — сдвоенный.

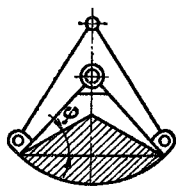


Рис. У.3.17. Схема к определению зачерпывающей способности грейфера

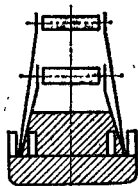
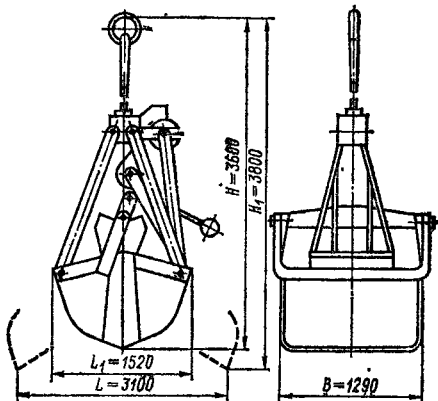


Рис. У.3.18. Одноканатный грейфер вместимостью 1,5 м<sup>3</sup> (масса 1,8 т, плотность груза  $\rho = 2$  т/м<sup>3</sup>, кратность полиспаста  $m = 3$ )



ческого тела (рис. У.3.17) при угле  $\varphi = 30^\circ$ , м<sup>3</sup>. С увеличением кратности грейферного полиспаста зачерпывающая способность грейфера растет.

Одноканатные грейферы (рис. У.3.18) применяют на кранах с однобарабанной лебедкой. Грейферы с расщеплением, разгрузка

**V.3.13. Предельные значения массы  $m_{гр}$  двух- или четырехканатного грейфера по ГОСТ 24599—87**

$m_{гр}$ , не более	Группы грузов
0,36Q	С2л, С3Л, ВТ1л, ВТ2л
0,38Q	С1л, С2лс, С3лс, Т1л, Т2л, ВТ1лс, ВТ1, ВТ2 С3, Т1, Т2 при $Q \geq 16$ т
0,4Q	Л1, Л2, С1, С2, С1лс, Т1лс, Т2лс С3, Т1, Т2 при $Q < 16$ т
0,425Q	Л1с, Л2с
0,45Q	ВЛ2 Труднозачерпываемые для многочелюстных и подогревающих грейферов при $Q \geq 16$ т
0,5Q	ВЛ1, ВЛ2с Труднозачерпываемые для многочелюстных и подогревающих грейферов при $Q < 16$ т
<p>Примечание. Допускается увеличивать массу подогревающих грейферов пропорционально размаху <math>L</math>, если <math>L</math>, м, больше <math>2,5 \sqrt[3]{Q}</math>. При этом масса грейфера не должна превышать <math>0,6Q</math>.</p>	

которых происходит при повороте рычага, раскрываются автоматически (при ударе рычага об упор), рабочим со штабеля или крановщиком посредством вспомогательного троса, прикрепленного к рычагу и навиваемого на барабан, связанный с лебедкой через фрикцион. Удары при раскрытии грейфера с расцеплением смягчаются демпфером, пружинами или соответствующим распределением массы частей [О.59, 26]. Данные об одноканатных грейферах вместимостью 0,5—2 м<sup>3</sup> см. в работах [О.59, 10].

*Приводные грейферы* подвешивают к крюку крана. На грейфере установлен электродвигатель для замыкания и раскрытия челюстей посредством лебедки с канатным полиспастом, винтового механизма, гидроцилиндров (насос вращается двигателем, рис. V.3.19). Питание электродвигателя осуществляют с помощью кабеля, опускающегося петлей, или от кабельного барабана см. п. VI.22 и работу [О.47]). Электромеханический привод снабжен предохранительной муфтой, а гидропривод — предохранительным клапаном. Механизм замыкания чаще расположен на верхней траверсе, что уменьшает его загрязнение и увеличивает режущее усилие, но ц. т. грейфера при этом выше (меньше устойчивость при работе на откосах). Время раскрытия и закрытия



приводного грейфера (4,5—12 с) велико из-за невозможности установить на нем мощный двигатель. От этого недостатка свободен грейфер с гидроцилиндром, работающий с насосной установкой, расположенной на кране, а также используемый в шахтных строительных пневматический грейфер [О.62]. Данные о приводных грейферах вместимостью 0,5—2 м<sup>3</sup> для зачерпывания угля, гравия, руды см. в работах [О.15, О.59].

Для грейферов всех типов вес нижней траверсы должен быть минимальным, достаточным для раскрытия пустого грейфера. Увеличение размаха  $L$  челюстей увеличивает время замыкания,

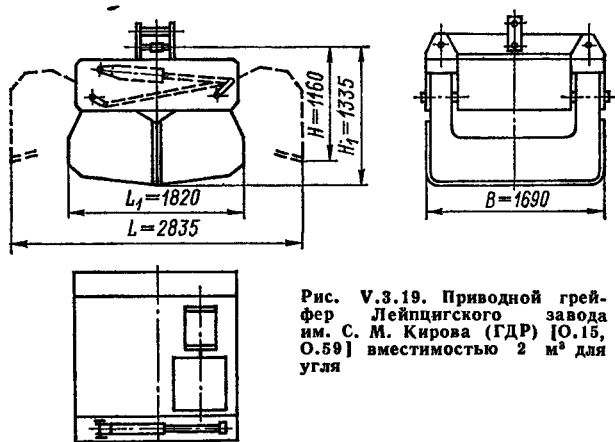


Рис. V.3.19. Приводной грейфер Лейпцигского завода им. С. М. Кирова (ГДР) [О.15, О.59] вместимостью 2 м<sup>3</sup> для угля

но способствует лучшему заполнению грейфера. Для легкозачерпываемых грузов форма челюсти близка к дуге окружности, для труднозачерпываемых она пологая с углом днища закрытого грейфера к горизонтали 12—15°. Установка вибраторов на челюстях способствует внедрению челюстей в материал. Зубья на челюстях полезны только для захвата сильно слежавшихся и смерзшихся грузов. Грейферы для разгрузки вагонов и трюмов должны быть обтекаемой формы. Некоторые конструкции путем перестановки деталей допускают простой переход от поперечной подвески грейфера к продольной [О.59]. О замках для соединения сменных канатов грейфера с канатами крана см. в п. VI.4, о системах, удерживающих грейфер от вращения и уменьшающих его раскачивание, — в п. VI.19.

Режущие пояса (ножи) челюстей изготавливают из сталей марок не ниже 10ХСНД и 10Г2С1Д с упрочнением твердосплавной наплавкой или приваркой защитного элемента из стали 110Г13. Рекомендуемые марки материалов для деталей грейферов см. в ГОСТ 24599—87, а также в работе [О.15].

О конструкциях и параметрах грейферов см. также в работах [О.15, О.26, О.62, 10, 31], о специальных грейферах грузоподъемностью до 500 т для подъема частей затонувших судов

в п. IV.17 и работе [O.62]. Расчет и результаты исследования грейферов см. в работах [O.6, O.15, O.26, O.47, O.62, 11, 12, 17—22].

Наряду с грейферами для перегрузки сыпучих грузов применяются к о в ш и, в том числе раскрывающиеся (так называемые кубели). О конструкции ковшей см. в работах [O.26, O.59, 10, 16].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Крюки, петли, подвески*

1. Гузачев В. Г., Ковальский Б. С., Сороковенко Ф. Ф. К расчету крюков и проушин//Тр. ВНИИПТмаш. Вып. 6 (86). 1968. С. 78—85.
2. Гузачев В. Г. Крюки кранов и других подъемных устройств: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харьков: ХВКИУ, 1968. 31 с.
3. Ковальский Б. С., Гузачев В. Г. Повышение грузоподъемности крановых крюков//Вестник машиностроения. 1970. № 10. С. 19—21.
4. Ковальский Б. С. Грузовые петли кранов//Вестник машиностроения. 1956. № 8. С. 35—36.
5. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины. Крюки, петли, проушины. Харьков: ХВКИУ, 1961. 63 с.
6. Лещинский М. Ф. Расчет глухих петель (скоб, серег)//Тр. Донецк. индустр. ин-та. Т. XXXI, 1951. С. 41—46.
7. Щеглов О. М. Исследование работы грузовых подвесок литейных кранов: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Харьков: ХВКИУ, 1981. 21 с.
8. Щеглов О. М., Ковальский Б. С. К расчету грузовых пластинчатых крюков//Подъемно-транспортное оборудование. 1983. № 4. С. 3—8.

### *Захватные устройства для штучных, сыпучих и кусковых грузов*

9. Богданов В. А. О классификации грузозахватных приспособлений//Организация, механизация и экономика строительства в районах Восточной Сибири и Крайнего Севера. Красноярск, 1982. С. 95—106.
10. Грузозахватные устройства: Справочник//Ю. Т. Козлов, А. М. Обермейстер, Л. П. Протасов и др. М.: Транспорт. 1980. 223 с.
11. Зенков Р. Л. Методика расчета грейферов//Тр. ВНИИПТмаш. 1966. Вып. 8 (72). С. 18—38.
12. Караулин Г. Г. Методика расчета оптимальных параметров канатных грейферов//Тр. Горьк. ин-та инж. водн. транс. 1977. Вып. 177. Ч. 1. С. 3—99.
13. Крисьянов А. Ф., Похилько Л. К., Кирилук В. Д. Метод определения оптимального веса кулачкового грузозахватного устройства//Механизация трудоемких работ в черной металлургии. М.: Металлургия, 1973. С. 113—115.
14. Малеев Л. И. К выводу расчетной зависимости для зачерпывающей способности грейфера//Конструирование и производство транспортных машин. Респ. межвед. науч.-техн. сб. Харьков, 1981. Вып. 13. С. 55—59.
15. Полковников В. С., Семенов Л. Н. К расчету клещевых захватов//Тр. ТПИ. 1973. Вып. 1 «Подъемно-транспортные машины». С. 153—160.
16. Руководящий документ РД 31.45.01—81. Карты грузозахватов. М.: Минморфлот СССР, 1982. 166 с.
17. Румянцев Б. П., Шевченко Н. А., Макеев В. П. Некоторые вопросы теоретического исследования грейферных механизмов//Локомотивостроение. Респ. межвед. науч.-техн. сб. Харьков, 1974. Вып. 6. С. 87—93.
18. Соловьев В. Г. Алгоритм расчета грейфера на ЭВМ//Тр. ЛПИ. 1978. Вып. 362. С. 93—103.

19. Соловьев В. Г. Программа расчета грейфера на ЭВМ «Наири-2»//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров. Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1980. С. 193—223. (Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 28.5.80. № 581. — РЖ «Промышленный транспорт». 1980. Реф. 10В412 ДЕП.)

20. Фролков Ю. В. Моделирование работы грейфера в эксплуатационных условиях//Проблемы технологии, механизации и автоматизации перегрузочных работ на морском транспорте. М.: В/О Мортехинформреклама, 1984. С. 3—11.

21. Фролков Ю. В. Пути повышения производительности и надежности грейферных механизмов порталных кранов. — Там же. С. 35—40.

22. Экспериментальное исследование напряженного состояния конструктивных элементов грейфера большой емкости/В. С. К а с а т к и н, Л. М. Л о б а н о в, В. Ф. М у с и я ч е н к о и др.//Проблемы прочности (АН УССР). 1971. № 10. С. 105—109.

23. Grundmann W. Dimensionieren von Exenterklemmen für den Horizontaltransport//Hebezeuge und Fördermittel. 1976. N 7. S. 198—201. (ЭИ ПТМ. 1976. N 43. Реф. 284.)

24. Grundmann W., Scholich S. Kräfteverteilung an reibschlüssigen Lastaufnahmemitteln//Hebezeuge und Fördermittel. 1975. N 7. S. 203—209. (ЭИ ПТМ. 1975. N 43. Реф. 370.)

25. Kabisch G. Experimentelle Untersuchungen an einer Hebeklemme//Hebezeuge und Fördermittel. 1974. N 12. S. 366—373.

26. Klingohr R. Einsatzmöglichkeiten eines Einseilgreifers//Hebezeuge und Fördermittel. 1972. N 10. S. 290—294. (ЭИ ПТМ. 1973. Вып. 5. Реф. 55.)

27. Loos W., Schulz G., Rummel R. Erläuterungen zu einer neuen Berechnungsvorschrift für Lastaufnahmemittel//Hebezeuge und Fördermittel. 1974. N 9. S. 268—274. (ЭИ ПТМ. 1974. N 47. Реф. 368.)

28. Loos W., Seidel H. J. Grafische Kräfteermittlung für doppelwirkende Zangen//Hebezeuge und Fördermittel. 1977. N 6. S. 177—176.

29. Plamper P. Berechnung der Biegemomente an zweigelenkrahmenförmigen Lastaufnahmemitteln//Hebezeuge und Fördermittel. 1974. N 5. S. 141—144. (ЭИ ПТМ. 1974. N 36. Реф. 294.)

### *Грузозахватные устройства для штучных грузов: описание*

30. Механизация и автоматизация производства. 1983. № 9 (строповый захват для малых контейнеров, клещевой захват для круглых заготовок); 1985. № 7 (клещевые захваты для бочек и перемещения и кантовки плит); Промышленный транспорт. 1984. № 7 (строповый захват с клиновым зажимом для вертикальных листов, поддерживающий захват для опок); Строительные и дорожные машины. 1975. № 10 (поддерживающий захват для панелей, плит, пакетов); Технология и организация производства, 1975. № 6 (клещевой захват для труб); 1979. № 4 (траверсы большой грузоподъемности); Hebezeuge und Fördermittel. 1983. № 2 (клещевой захват для штабеля кирпичей); 1983, № 4 (спредер с механизмом поворота); 1985. № 2, 3 (параметры канатных стропов и их присоединительных деталей по нормам ГДР); Schiff und Hafen. 1975. № 5 (телескопический спредер для крупнотоннажных контейнеров).

### *Грейферы: описание*

31. Fördern und Heben. 1974. № 6 (моторные грейферы); 1975. № 5 (грейферы фирмы «Демаг», ФРГ); 1980. № 3 (грейферы фирмы «Пайнер»),

### VI.1. Принципы оптимального проектирования механизмов

Оптимальное проектирование крановых механизмов имеет целью получение объектов с наилучшими технико-экономическими показателями. Как и для металлических конструкций (см. т. 1, разд. III, гл. 1), при полной научной постановке задачи оптимальное проектирование механизмов включает: 1) построение математической модели механизма для конкретной структуры или ряда структур, каждая из которых описывается своей системой параметров; 2) выбор критерия качества и получение его аналитической зависимости от параметров; 3) разработку ограничений; 4) разработку алгоритма оптимизации, нахождение оптимального решения и доведение его до инженерного воплощения [О.6, О.47].

В полной постановке задачи оптимальные механизмы должны обеспечивать экстремальные значения критериев качества крана в целом [О.12, 21], важнейшие из них — интегральный показатель качества  $J$  [см. формулу (1.6.28)] по ГОСТ 22732—77 и приведенные затраты  $Z$  (см. т. 1, разд. I, формулу (III.1.2) и п. 1.26). Изменение параметров механизма в ходе поиска оптимума разнообразно влияет на составляющие показателя  $J$ , равного отношению суммарного полезного эффекта  $\Pi_q$  от использования крана к приведенным затратам  $Z$ . Например, для перегрузочных порталных кранов [О.12] (см. также т. 1, п. 1.26)

$$J = m_1 \Pi_q^{m_2} K_r^{m_3} M^{m_4} N_d^{m_5},$$

где  $\Pi_q$  — часовая производительность;  $K_r$  — коэффициент готовности (см. т. 1, п. 1.16);  $M$  — масса крана;  $N_d$  — общая мощность двигателей;  $m_1 = 0,24$ ;  $m_2 = 0,972$ ;  $m_3 = 0,685$ ;  $m_4 = -0,522$ ;  $m_5 = -0,025$ .

Показатель  $m_2$  по абсолютному значению больше чем  $m_3 - m_5$ , т. е. при оптимальном проектировании механизмов перегрузочных кранов важнейшими являются параметры, изменение которых в наибольшей степени влияет на производительность крана. Влияние изменения суммарной мощности двигателей на  $J$  незначительно.

Оптимальные значения параметров механизма, определенные с позиций оптимизации крана в целом или оптимизации отдельно

рассматриваемого механизма, как правило, не совпадают [О.6], как и для металлоконструкций (см. т. 1, п. III.1). В рамках задачи создания оптимальных кранов принципы оптимального проектирования механизмов сводятся к следующему.

1. Агрегатирование, т. е. формирование механизмов из взаимозаменяемых унифицированных агрегатов (двигателей, редукторов, тормозов, а иногда механизмов в целом) [О.7, О.9, О.12, О.40, О.59].

2. Ограничение действующих нагрузок, например, путем установки ограничителей грузоподъемности и грузового момента (см. п. VI.17), маховиков в приводах механизмов изменения вылета (см. п. VI.14), муфт предельного момента (см. разд. VI, гл. 4) и т. д.

3. Применение высоконадежных элементов: агрегатов без механических передач, например безредукторных лебедок (см. разд. VI, гл. 2); систем электрического торможения; бесконтактных систем управления электроприводом (см. т. 1, разд. II) и т. д.

4. Уменьшение числа элементов механизма либо переход от последовательного соединения элементов к параллельному [О.12].

5. Резервирование: обоснованное назначение запасов прочности (см. т. 1, п. I.14); дублирование тормозов, например, на механизмах изменения вылета (см. разд. VI, гл. 5), механизмах кранов, транспортирующих жидкий металл (см. разд. VI, гл. 2) и т. д.

Многочисленность возможных конструктивных решений, разнообразие и противоречивый характер требований к механизмам, большое число трудно формализуемых качественных требований (технологичность, удобство обслуживания и ремонта и др.) приводят к тому, что на практике поиск оптимума при проектировании механизмов ведут путем разработки и сравнения ограниченного числа вариантов. Для оптимизации механизмов ЭВМ применяют значительно реже, чем для оптимизации металлических конструкций.

В алгоритмах автоматизированного проектирования механизмов (см. [5, 17, 27], а также разд. VI, гл. 2), как правило, использован диалоговый режим (сравнение получаемых на ЭВМ вариантов).

Частные примеры оптимизации крановых механизмов, рассматриваемых отдельно, имеются в ряде работ. В работах [1, 5, 17] описывается оптимизация параметров механизма подъема по критериям массы механизма или приведенных затрат (с учетом стоимости изготовления механизма и затрат электроэнергии при его эксплуатации за срок службы). Оптимизируются кратность  $m$  полиспафта [1, 5, 17], частота вращения двигателя [5, 17], тип каната [5]. Учтены ограничения, обычно принимаемые при проектировании механизмов подъема (см. разд. VI, гл. 2), и соответ-

ствие между межосевым расстоянием редуктора и размерами двигателя и барабана.

Метод оптимизации сводится к перебору вариантов при дискретно изменяемых оптимизируемых параметрах. С увеличением кратности  $m$  масса механизма уменьшается, как правило, резко до некоторого значения кратности  $m_0$ , которое тем меньше, чем ниже грузоподъемность и больше скорость подъема; при увеличении  $m$  сверх  $m_0$  масса механизма почти не изменяется. С уменьшением частоты вращения двигателя приведенные затраты уменьшаются, а масса механизма несколько растет. Об оптимизации нагружения механизмов изменения вылета см. в разд. VI, гл. 5.

## VI.2. Принципы оптимального управления механизмами

Задачи оптимального управления крановыми механизмами различаются своей размерностью, структурой, содержанием критериев оптимальности и ограничениями, налагаемыми на управление. Порядок управляемой системы определяет необходимость рассмотрения трех групп задач: оптимальное управление одним механизмом, несколькими совместно работающими механизмами и, наконец, рядом ПТМ, работающих по единому плану. Задачи последней группы связаны с рассмотрением больших систем, и для их решения применяют методы теории массового обслуживания, математического программирования, теории графов и т. д. (см. т. 1, пп. I.25 и I.26).

Процесс постановки задачи оптимального управления разделяется на этапы, как и при оптимальном проектировании металлоконструкций (см. т. 1, разд. III, гл. 1) и механизмов (см. п. VI.1). Динамические модели для исследования процессов оптимального управления могут быть детерминированными, стохастическими и эвристическими. В стохастических моделях внешние воздействия и параметры модели трактуются как случайные процессы, функции случайных параметров; в эвристические включается человек-оператор. В континуальных моделях используются расчетные схемы, которые имеют распределенные массы и жесткости, в дискретных моделях — только сосредоточенные, возможно применение смешанных моделей. Для исследования процессов оптимального управления механизмами кранов в настоящее время используют в основном детерминированные дискретные модели, ограничиваясь учетом изменения основных координат (например, жесткий кран и груз на гибком подвесе) [O.13, 22, 24].

Задача оптимального управления ставится следующим образом: пусть поведение объекта под воздействием управляющего сигнала описывается системой дифференциальных уравнений

$$\dot{x} = f(t, x, u), \quad (\text{VI.1.1})$$

где  $\mathbf{x}(x_1, \dots, x_n)$ ,  $\mathbf{f}(f_1, \dots, f_n)$  —  $n$ -мерные вектор-функции,  $\mathbf{u}(u_1, \dots, u_r)$  —  $r$ -мерная вектор-функция. Вектор-функция  $\mathbf{u}(t)$  называется управлением, решение  $\mathbf{x}(t)$  — соответствующая управлению  $\mathbf{u}(t)$  траектория системы.

Качество работы системы оценивается функционалом

$$J = \int_{t_0}^T f_0(t, \mathbf{x}, \mathbf{u}) dt. \quad (\text{VI.1.2})$$

Вид скалярной функции  $f_0$  определяется постановкой задачи [6, 14, 16, 22—24]. Встречаются показатели качества, которые не выражаются интегральным функционалом.

В реальных системах на управление  $\mathbf{u}(t)$  накладываются ограничения, определяемые особенностями функционирования механизма. Будем предполагать, что  $\mathbf{u}(t)$  — кусочно-непрерывная вектор-функция, значения которой принадлежат некоторому замкнутому ограниченному множеству  $U$  в  $r$ -мерном пространстве:

$$\mathbf{u}(t) \in U. \quad (\text{VI.1.3})$$

Такое управление называется допустимым. Задача формулируется следующим образом: из множества допустимых управлений  $\mathbf{u}(t)$  требуется выбрать такое, которое переводит управляемый объект из начального положения

$$\mathbf{x}(t_0) = \mathbf{a}, \quad \mathbf{a} = (a_1, \dots, a_n) \quad (\text{VI.1.4})$$

в конечное

$$\mathbf{x}(T) = \mathbf{b}, \quad \mathbf{b} = (b_1, \dots, b_n) \quad (\text{VI.1.5})$$

и минимизирует функционал качества (VI.1.2). Это управление и соответствующая ему траектория называются оптимальными.

Возможны различные видоизменения поставленной задачи. В задаче с *ограниченными фазовыми координатами* помимо условий (VI.1.3)—(VI.1.5) требуется еще, чтобы  $\mathbf{x}(t) \in V$ ,  $t_0 \leq t \leq T$  (условие определяется запасами механической прочности, требованиями безопасности и т. д.). В задаче с *фиксированным временем* фиксируется время перехода системы в конечное состояние, с *подвижным концом* условие (VI.1.5) задается менее ограничительным требованием попадания фазовой точки  $\mathbf{x}(T)$  в некоторую область  $\mathbf{x}(T) \in v$ , со *свободным концом* ограничения на положение  $\mathbf{x}(T)$  отсутствуют, конечный момент времени  $T$  фиксирован. В задаче *оптимального быстроедействия* подынтегральная функция  $f_0$  в (VI.1.2) тождественно равна единице,  $J = T - t_0$  и требуется перевести систему из начального положения в конечное за минимальное время. Имеются задачи, в которых комбинируются некоторые из перечисленных условий.

Если начальное положение объекта заранее, т. е. до начала работы системы, неизвестно, то нельзя заблаговременно найти вид оптимального управления как функции времени во всем

интервале  $[t_0, T]$ . Если фазовые координаты удалось измерить непосредственно в начальный момент времени  $t_0$ , то весьма трудно определить вид оптимального управления во всем интервале  $[t_0, T]$ . В таких случаях возникает задача заблаговременного определения оптимального управления как функции текущих значений фазовых координат и времени [если правая часть (VI.1.2) зависит от него]  $u = \Phi(t, x)$  — задача синтеза оптимального управления.

Решение задач оптимального управления строится при помощи принципа максимума Л. С. Понтрягина, метода динамического программирования и других методов теории оптимальных процессов [6, 14, 16, 23, 24]. Для колебательных систем со многими степенями свободы задачи оптимального управления представляют, как правило, значительные математические и вычислительные трудности. Применение вычислительных методов, эффективных для построения программных управлений, затруднено в случае построения синтеза оптимального управления.

Поэтому представляется актуальным, с одной стороны, применение эффективных приближенных методов оптимального управления, основанных на сочетании методов теории управления с известными приближенными (асимптотическими) методами теории колебаний: методами малого параметра, усреднения и другими и, с другой стороны, — получение точных оптимальных решений для характерных «опорных» задач. Второй подход предполагает построение на основе точных решений некоторых квазиоптимальных законов управления, простых для реализации и близких к оптимальным [24].

Структура критериев оптимальности обсуждена в работах [O.12, O.13, 22] (см. также т. 1, п. I.26). По параметрам управления задачи оптимального управления механизмами можно классифицировать следующим образом [22].

1. Геометрические: находится рациональная трасса движения механизма или груза. Критерии оптимальности могут выражаться функциями времени, нагрузки и т. д. [9].

2. Кинематические: осуществляется оптимальное управление в функции обобщенных скоростей или ускорений либо определяются рациональные кинематические соотношения (например, передаточные числа). Критерии оптимальности — минимумы нагрузки на рабочем органе, затрат энергии, мощности, времени цикла работы механизма [11, 15].

3. Нагрузочные: определяют наиболее выгодные полезные нагрузки. В качестве критериев оптимальности могут приниматься стоимостные показатели или затраты энергии [2, 8].

4. Энергетические: минимизируются затраты энергии, мощности и на этой основе осуществляется регулирование скоростей или ускорений [2, 12].

5. Временные: минимизируются продолжительность разгонов, торможений, времени цикла работы на основе реализации



наилучших скоростных характеристик, сокращения продолжительности пауз и т. д. [3, 13, 28].

6. Эксплуатационные: обеспечиваются высокая надежность и безопасность эксплуатации, снижается утомляемость оператора на основе выбора рациональных методов эксплуатации, обслуживания и ремонта [О.12].

7. Экономические (стоимостные): минимизируются эксплуатационные расходы, обуславливающие минимум суммарных затрат на перегрузочные операции [21].

При решении задач оптимального управления механизмами крана следует различать два случая: работа крана в полностью автоматическом режиме; работа крана, когда система автоматического управления лишь поддерживает работу человека, обеспечивая повышение производительности и соблюдение техники безопасности, или отсутствует.

Во втором случае на основе «точных» решений разрабатывается управление, которое при прочих равных условиях обеспечивает минимальную длительность цикла и достаточно просто реализуется оператором [4]. Грузоподъемная машина, спроектированная из условий оптимального по быстродействию управления, не всегда наилучшим образом отвечает возможностям операторов [О.13]. Поэтому при синтезе оптимальных управлений требуется применять статистический подход, т. е. учитывать те свойства и параметры кранов, которые соответствуют наилучшим показателям работы большинства операторов.

Лишь для некоторых случаев можно относительно просто сформулировать условия оптимизации работы, упрощая ряд положений и пренебрегая некоторыми второстепенными показателями. Оптимальные процессы для систем с несколькими управляющими воздействиями, если даже приняты одни и те же критерии оптимальности, существенно отличаются от оптимальных процессов при одном управляющем воздействии. (Метод поиска и исследование алгоритмов оптимального управления при совместной работе механизмов поворота и изменения вылета порталных кранов см. в работе [13].) Следует иметь в виду, что иногда введение в систему автоматического управления лишь одного ненадежного элемента (ограничителя грузоподъемности, датчика угла отклонения каната) делает все расчеты по оптимизации управления совершенно недостоверными и сложные трудоемкие вычисления абсолютно неоправданными. При всесторонней оценке задачи оптимизации управления практический успех в первую очередь зависит от правильного выбора средств автоматизации.

Основной причиной большой дисперсии как индивидуальных, так и групповых показателей операторов является трудность управления колебательным движением груза [О.13, 28]. Обеспечение перемещений груза с малыми колебаниями является серьезным резервом повышения производительности и надежности кранов и имеет социальный аспект — напряженность труда и

утомляемость оператора, условия его работы. Поэтому к одной из центральных задач оптимального управления механизмами кранов относится разработка оптимальных по быстродействию управлений с целью гашения колебаний груза (о механических системах для гашения колебаний см. в п. VI.19).

Работа в этом направлении ведется по пути как получения точных оптимальных решений при различных критериях качества и ограничениях [2, 19, 22, 24, 28], так и построения квазиоптимальных управлений, хорошо согласующихся с технологией работы крана [3, 11, 15, 20, 22, 28]. Известны практические

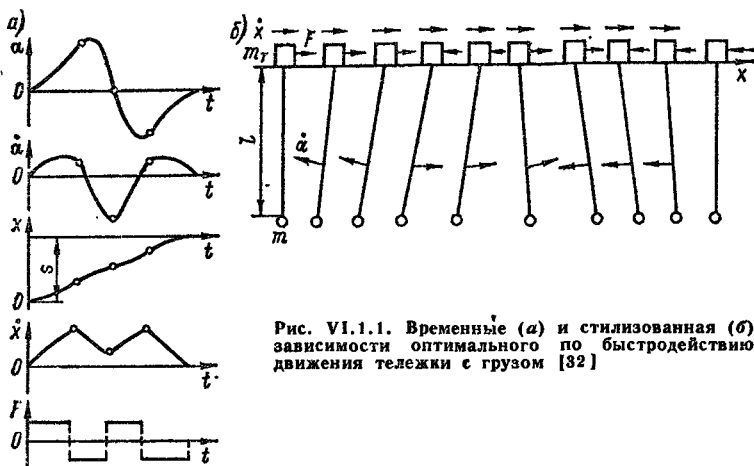


Рис. VI.1.1. Временные (а) и стилизованная (б) зависимости оптимального по быстродействию движения тележки с грузом [32]

реализации систем для гашения колебаний груза как путем определения действительных амплитуд и скоростей раскачивания груза на каждом рабочем этапе и введения соответствующих обратных связей [29, 31, 33], так и с помощью программ, предварительно заданных системой управления [26, 29].

Классификацию электрических методов уменьшения раскачиваний груза см. в работе [18], прогнозирование развития — в работе [30].

**Пример.** Рассмотрим движение крановой тележки массой  $m_T$  с подвешенным на канатах с постоянной длиной  $l$  грузом массой  $m$  (рис. VI.1.1, б). Движение происходит за счет ограниченной по модулю силы  $F$ :

$$|F| \leq F_{\max}. \quad (\text{VI.1.6})$$

Уравнения движения тележки с грузом [0.68] записывают в матричной форме:

$$\dot{x} = Ax + Bu; \quad x = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix}, \quad u = \begin{pmatrix} 0 \\ F/m_T l \\ 0 \\ F/m_T l \end{pmatrix}, \quad A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -(1 + \mu)\omega^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (\text{VI.1.7})$$

где  $B$  — единичная матрица;  $x_1 = \alpha$ ;  $x_2 = \dot{\alpha}$ ;  $x_3 = x/l$ ;  $x_4 = \dot{x}/l$ ;  $\omega^2 = g/l$ ;  $\mu = m/m_T$ .

Поставим задачу оптимального быстродействия. Пусть расстояние  $s$ , которое должна пройти тележка, фиксировано. В выражении (VI.1.2) функция  $f_0$  тождественно равна единице и функционал  $J = T$ . Требуется найти закон изменения силы  $F$  при ограничениях (VI.1.6), который переводил бы систему из начального положения  $x(0)$  в конечное  $x(T)$  за минимальное время  $T$ ; после остановки тележки груз не должен колебаться. Начальные при  $t = 0$  и граничные при  $t = T$  условия:

$$x(0) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ s/l \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \dot{x}(0) = \dot{x}(T) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Задача решалась с помощью принципа максимума Л. С. Понтрягина [32]. Приведенные на рис. VI.1.1, а, б временные и стилизованная зависимости для одного из частных случаев движения (скорость тележки не выходит на ограничения) показывают, что в первой фазе разгона груз отстает от тележки, в следующей фазе торможения начинает ее догонять и к началу второй фазы ускорения перегоняет ее с максимальной скоростью. Опережение груза в заключительной фазе торможения уменьшается, и тележка останавливается без последующих колебаний груза. В случае перемещений на небольшие расстояния можно получить отрицательные скорости тележки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акимов И. Ю., Тимошенко В. К., Шипилов А. С. Влияние кратности подлиспа на вес механизма подъема груза//Изв. вузов. Сер. «Строительство и архитектура». 1973. № 6. С. 149—152.
2. Аксенов Л. Б., Орлов А. Н. Синтез системы для гашения колебаний груза//Тр. ТПИ. 1981. С. 66—69.
3. Алейнер А. Л., Орлов А. Н. Анализ движения груза на гибком подвесе//Тр. ЛПИ. 1975. № 347. С. 107—112.
4. Алейнер А. Л., Орлов А. Н. Рациональная скорость вращения поворотной платформы крановой тележки//Вестник машиностроения. 1976. № 8. С. 50—52.
5. Баранов В. Т., Плотников А. С. Оптимизация параметров механизма подъема груза. Хабаровский политехн. ин-т, 1981. 6 с. (Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 29.6.81, № 287.)
6. Беллман Р., Калаба Р. Динамическое программирование и современная теория управления. М.: Наука, 1969. 119 с.
7. Григоров О. В., Вишневецкий Г. В., Петренко Н. А. К вопросу об оптимальном передаточном числе трансмиссии кранов//Изв. вузов. Сер. «Машиностроение». 1985. № 1. С. 143—145.
8. Григоров О. В., Коваленко В. А. Динамические нагрузки в элементах мостового крана при различном управлении объемным гидроприводом//Изв. вузов. Сер. «Машиностроение». 1982. № 6. С. 88—92.
9. Ерофеев Н. И. Уравнения движения крана при кратчайшем пути груза//Вестник машиностроения. 1975. № 6. С. 31—33.
10. Иванов А. Н., Александров Ю. М. Особенности распределения передаточных отношений в многоступенчатых планетарных редукторах механизмов поворота порталных и судовых кранов//Новое в расчетах и конструировании зубчатых, планетарных и волновых передач. Л., 1984. С. 63—69.

11. Кадымов Д. Б., Кулиев Ю. М., Гусейн-Заде Ч. Особенности оптимального управления электроприводов грузоподъемных устройств с индукционными электромагнитными муфтами//Изв. вузов. Сер. «Электромеханика». 1983. № 4. С. 60—64.
12. К вопросу о выборе мощности двигателей крановых механизмов/Э. А. Арутюнян, В. Д. Евтух, Б. В. Меньков и др.//Тр. МВТУ. 1974. № 191. С. 142—146.
13. Кибрик Л. И., Погодина С. Ю. Оптимальное управление порталным краном//Системы и средства управления. Пермь, 1982. С. 44—60. (Деп. в ВИНТИ 24.02.82, № 833—82Д.)
14. Красовский Н. Н. Теория управления движением. М.: Наука, 1968. 475 с.
15. Масандилов Л. Б., Фесенко Ю. И. Анализ динамики электропривода крановой тележки с канатной тягой, обеспечивающего успокоение колебаний груза//Тр. Моск. энерг. ин-та. 1982. № 570. С. 41—47.
16. Математическая теория оптимальных процессов/Л. С. Понтрягин, В. Г. Болтянский, Р. В. Гамкрелидзе, Е. Ф. Мищенко. М. Наука, 1976. 392 с.
17. Олешкевич А. В. Исследование оптимальных параметров механизма подъема мостового крана//Исследование оптимальных металлических конструкций и деталей подъемно-транспортных машин: Оптимизация и динамика подъемно-транспортных машин//Межвуз. научн. сб. (вып. 4). Саратовский ун-т, 1984. С. 82—86.
18. Орлов А. Н., Семенов В. П. Уменьшение раскачивания груза на гибком подвесе при работе грузоподъемных кранов//Подъемно-транспортное оборудование. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш. 1980. № 6-80-18. С. 1—4.
19. Перельмутер М. М., Поляков Л. М. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на ее электропривод//Электромеханика. 1971. № 7. С. 769—774.
20. Рунов М. М. Гашение колебаний груза при торможении крановой тележки ступенчатым тормозным моментом//Изв. вузов. Сер. «Машиностроение». 1970. № 12. С. 121—125.
21. Сиротский В. Ф. Критерии оптимизации параметров крана//Вестник машиностроения. 1976. № 7. С. 45—46.
22. Смехов А. А., Ерофеев Н. И. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами. М.: Машиностроение, 1975. 239 с.
23. Троицкий В. А. Оптимальные процессы колебаний механических систем. Л.: Машиностроение, 1976. 248 с.
24. Черноусько Ф. Л., Акуленко Л. Д., Соколов Б. Н. Управление колебаниями. М.: Наука, 1980. 384 с.
25. Böttcher S., Wünsche D. Konstruktionsoptimierung an Hubwerke auf der Basis von Betriebsbeanspruchungsmessungen//Hebezeuge und Fördermittel. 1973. N 11. S. 328—333.
26. Carbon L. Automatisierung von Greiferkranen//Siemens Zeitschrift. 1975. 49. N 2. S. 93—98.
27. Computer optimiert Fördermittel//Technische Rundschau. 1976. N 42. S. 7. (ЭИ ПТМ. 1977. Вып. 3. Реф. 14.)
28. Franke R. Über die Unterdrückung des Lastpendelns bei Laufkatzkranen, insbesondere von Container-Kranen: Diss. Dok.-Ing. München: TH, 1973 176 S.
29. Jamamoto N., Sekijawa N., Ischikawa H. Automatic antiswing control of unloader bucket//Hitachi Review. 1973. 22. N 10. P. 411—416.
30. Казаков Н., Орлов А. Прогнозирование развития на начинителе за намалывана на разлюляването на товара при еластично окачване//Машиностроение. 1985. № 12. С. 541—542.
31. Kogure Hiromasa, Tojo Masahiro. Recent developments in crane control//Hitachi Review. 1978. 27. N 6. P. 315—320.
32. Kuntze H.-B. Zur zeitoptimalen Steuerung und Regelung von Laufkranen//Wissenschaftliche Zeitschrift für Verkehrswesen. 1971. N 4. S. 973—990.
33. Riemann M. Elektrische Antriebs- und Regeltechnik eines Schiffenladers//Technische Mitteilungen Krupp Werkberichte. 1971. 29. N 3—4. S. 129—134.

### VI.3. Подъемные лебедки кранов крюковых, магнитных и со специальными захватами

Основные типы механизмов подъема (лебедок) крюковых кранов даны на рис. VI.2.1, *a—e*. Основные части лебедки: двигатель 1, тормоз 6, редуктор 5, барабан 3 (4 — шарнирное соединение) с опорами 2. Двигатель соединен с редуктором упругой муфтой с торговым шкивом (рис. VI.2.1, *a—e*), шкив ставят на вал редуктора [O.51]. Соединение двигателя и редуктора валом-вставкой 7 с зубчатыми полумуфтами (рис. VI.2.1, *д*) улучшает равномерность нагрузки колес тележки крана мостового типа от ее веса. За счет применения фланцевого двигателя (рис. VI.2.1, *e*) и встроенной в специальный редуктор зубчатой муфты уменьшаются габаритные размеры лебедки.

В сопряжении барабана и редуктора наиболее часто используют шарнирное соединение (рис. VI.2.1, *a, д*), в котором поперечная сила передается через сферический подшипник, а вращающий момент — через зубчатое зацепление (описание данной конструкции см. в табл. V.2.14, других конструкций этого шарнира — в работе [421]); выходной вал редуктора и ось барабана образуют трехопорную балку с шарниром. Соединение двухопорного барабана и редуктора двухвенцовой зубчатой муфтой (рис. VI.2.1, *б*) может быть целесообразно, например, при малом диаметре барабана; валы редуктора и барабана образуют четырехопорную балку с двумя шарнирами. Тихоходные лебедки выполняют с трехступенчатым редуктором или с открытой зубчатой передачей (рис. VI.2.1, *в, г*); в последнем случае размещение шестерни на консоли выходного вала редуктора увеличивает нагрузку на подшипник редуктора и ухудшает условия работы зубьев; предпочтительнее схема на рис. VI.2.1, *г* с выносным подшипником 8 редуктора [O.9] или схема на рис. VI.2.1, *в* с валом-вставкой 7. Малые габаритные размеры имеет лебедка с планетарной передачей, встроенной в барабан (см. рис. VI.2.7, *a* [321]).

Число нарезок барабана зависит от типа полиспаста (см. п. V.5). Для порталных кранов большой грузоподъемности с шарнирно-сочлененной стрелой следует применять параллельные полиспасты (например, счетверенные) малой кратности. Нежелательны полиспасты кратности  $m > 2$ : для них при синтезе схемы стрелового устройства обычно получается неконструктивное значение параметра  $c < 0$  (см. п. VI.13). На лебедках кранов большой грузоподъемности или высоты подъема, а также металлургических кранов с большим весом поднимаемых частей применяют счетверенные полиспасты при барабанах с двумя двухзаходными нарезками встречного направления, а иногда — укладку каната

в два-три слоя (поверхности витков внутреннего слоя образуют канавки для наружного слоя); см. работы [О.9, О.47, 22, 41], п. IV.6. Схемы лебедок плавучих кранов грузоподъемностью 140

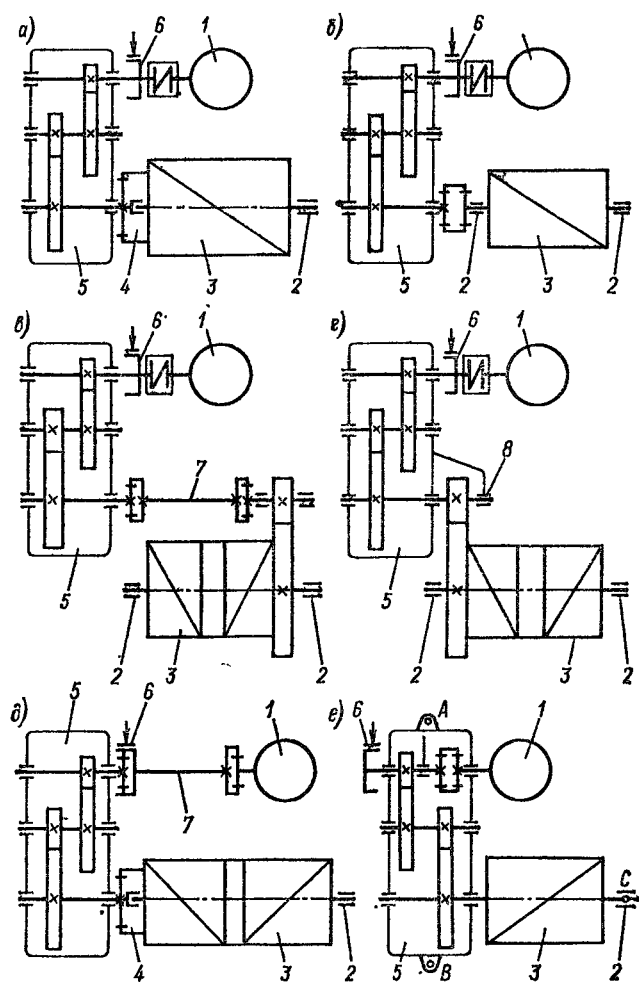


Рис. VI.2.1. Схемы лебедок крюковых кранов

и 300 т даны на рис. VI.2.2. Механизм главного подъема плавучего крана грузоподъемностью 1400 т состоит из четырех лебедок, схемы которых представлены на рис. VI.2.3.

Основные схемы *многоскоростных лебедок* приведены на рис. VI.2.4—VI.2.7, б. При лебедке с дифференциальным полиспастом (рис. VI.2.4, а) и скоростях канатов  $v_{к1} \neq v_{к2}$  можно получить четыре скорости  $v_n$  груза. Лебедки с планетарным редуктором (рис. VI.2.4, б, в, а также см. рис. VI.2.22, а) имеют четыре ско-

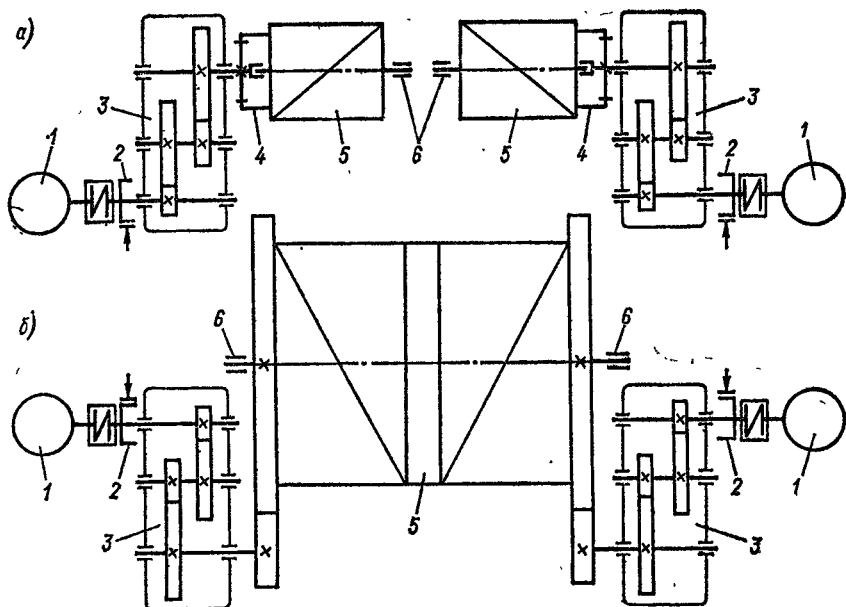


Рис. VI.2.2. Схемы лебедок плавучих кранов: а — «Севастополь» ( $Q = 140$  т); б — «Богатырь» ( $Q = 300$  т)  
 1 — двигатель; 2 — тормоз и упругая муфта; 3 — редуктор; 4 — шарнирное соединение; 5 — барабан; 6 — подшипники барабанов

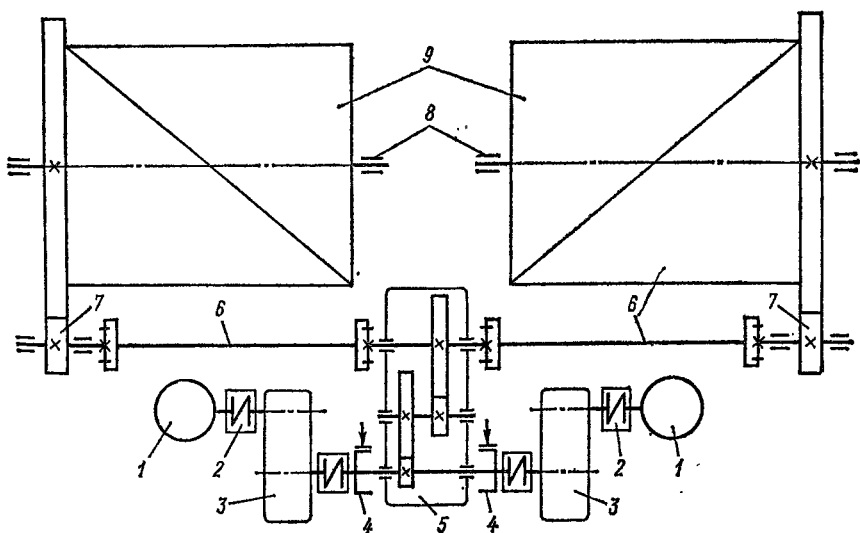


Рис. VI.2.3. Схема лебедки плавучего крана «Волгарь» грузоподъемностью 1400 т (механизм подъема состоит из четырех таких лебедок)  
 1 — двигатели; 2 — упругая муфта; 3, 5 — редукторы; 4 — тормоз и упругая муфта; 6 — вал-вставка с зубчатыми муфтами; 7 — шестерня открытых передач; 8 — подшипники барабана; 9 — барабаны

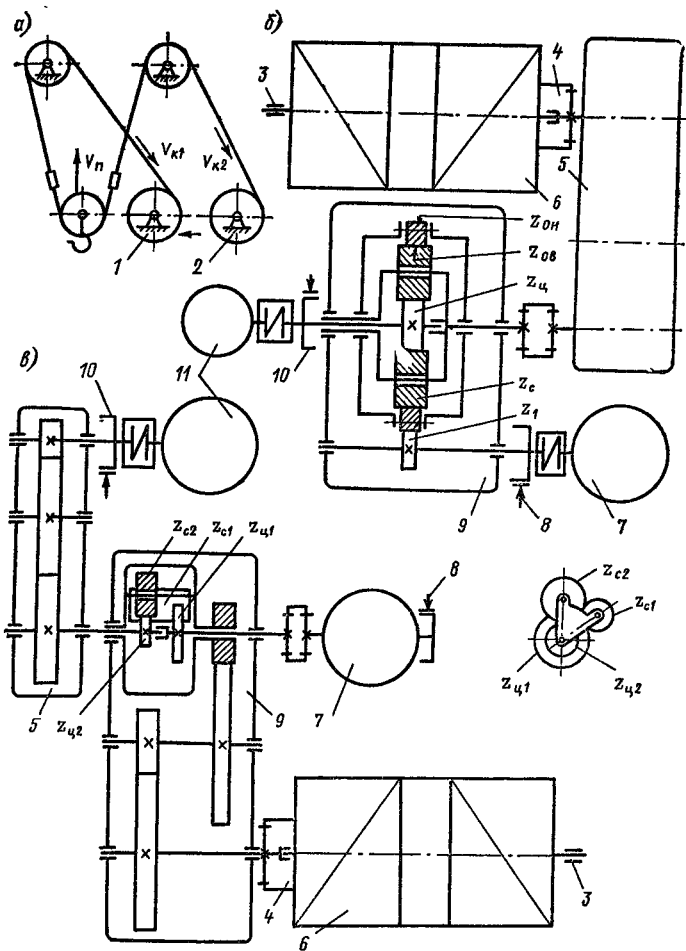


Рис. VI.2.4. Схемы многоскоростных лебедок: а — с дифференциальным полиспадом; б, в — с планетарным редуктором 1, 2, 6 — барабаны; 3 — подшипник барабана; 4 — шарнирное соединение; 5 — редуктор; 7, 11 — двигатели; 8 — тормоз с упругой муфтой (б) или шкивом (в); 9 — планетарный редуктор; 10 — тормоз и упругая муфта

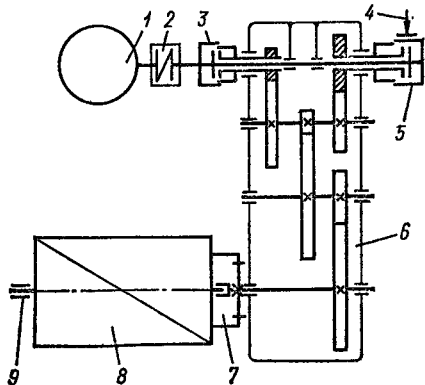


Рис. VI.2.5. Схема двухскоростной лебедки с управляемыми муфтами 1 — двигатель; 2 — упругая муфта; 3, 5 — управляемые муфты; 4 — тормоз; 6 — редуктор; 7 — шарнирное соединение; 8 — барабан; 9 — подшипник барабана



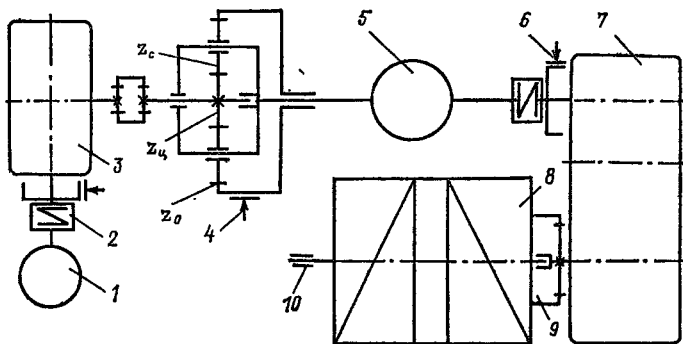


Рис. VI.2.6. Схема двухскоростной лебедки с микроприводом  
 1, 5 — двигатели; 2, 6 — тормоза и упругие муфты; 3, 7 — редукторы;  
 4 — тормоз; 8 — барабан; 9 — шарнирное соединение; 10 — подшипник барабана

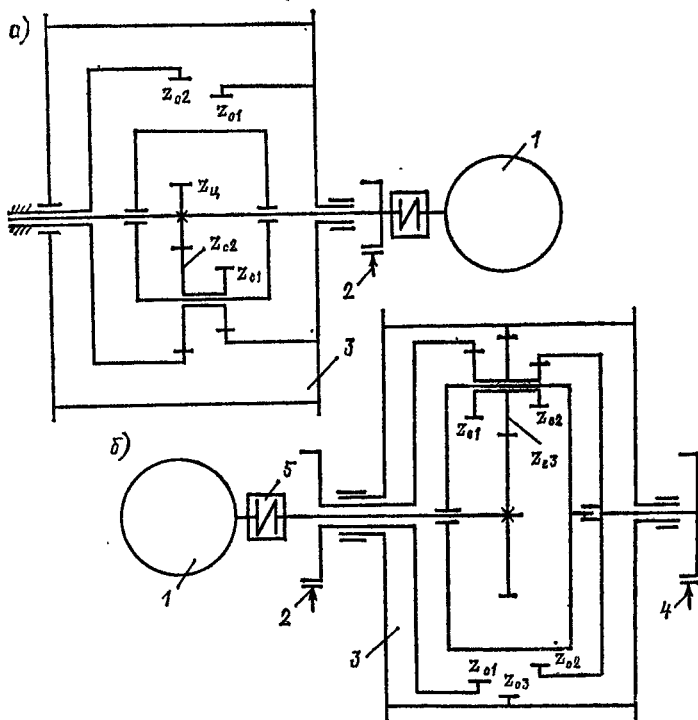


Рис. VI.2.7. Схемы односкоростной (а) и двухскоростной (б) лебедок с планетарной передачей, встроеной в барабан  
 1 — двигатель; 2, 4 — тормоза (в схеме а — с упругими муфтами);  
 3 — барабан с планетарной передачей; 5 — упругая муфта

рости при работе одного двигателя 11 или 7 либо при совместной работе двигателей, когда создаваемые ими скорости суммируются или вычитаются на водиле [О.7, О.26, О.47].

Лебедка с управляемыми электромагнитными муфтами (рис. VI.2.5) имеет две скорости в зависимости от того, какая из муфт 3 или 5 включена и передает вращение валу редуктора 6 [О.7, 11]. Лебедка с микроприводом (рис. VI.2.6) имеет две скорости: при основной скорости  $v_1$  вспомогательный двигатель 1 не работает, тормоз 2 замкнут, тормоз 4 обоймы планетарной муфты и тормоз 6 разомкнуты, работает главный двигатель 5; при малой скорости  $v_2 \approx 0,01v_1$  тормоза 2 и 6 разомкнуты, тормоз 4 замкнут, вращение происходит от вспомогательного двигателя 1. Схемы планетарных лебедок с микроприводом см. в работе [34]. Лебедка на рис. VI.2.7, б с планетарной передачей, встроенной в барабан 3, обеспечивает одну из скоростей  $v_{к1}$  или  $v_{к2}$  каната в зависимости от того, какой из тормозов 4 или 2 замкнут и какая из обойм  $z_{о2}$  или  $z_{о1}$  неподвижна. Другие схемы с планетарными передачами, встроенными в барабан, см. в работах [О.32, 5]. О лебедках с двухскоростными двигателями башенных кранов см. в работе [32].

В лебедке с повышенной скоростью спуска (рис. VI.2.8) при подъеме работает двигатель 10, тормоз 1 замкнут, центральное колесо 18 неподвижно, двигатель 22 не работает. При скоростном спуске груза двигатель 10 не работает, обойма 15 неподвижна, работает двигатель 22, тормоз 21 открыт, вращается центральное колесо 5, обойма 2, связанная со шкивом тормоза 1, вначале неподвижна. При повороте водила 4 рычаги 6—9 движутся в направлениях, указанных сплошными стрелками, и колодки тормоза 1 отходят от шкива. Барабан 20 вращается на спуск моментом веса груза, увлекая во вращение водило 17 и центральное колесо 18, связанное со шкивом тормоза 1 и обоймой 2 (направление движения обоймы 2 под действием момента от веса груза показано штриховой стрелкой).

После того как скорость опускающегося с ускорением груза превысит заданное значение, водило 4 и рычаги 6—9 начнут двигаться в направлениях, указанных штриховыми стрелками; тормоз 1 замыкается, удерживая центральное колесо 18 и барабан 20, т. е. происходит подтормаживание, после чего процесс возвращается к исходной ситуации. Груз опускается со скоростью, близкой к постоянной [О.47].

Лебедки с гидроприводом применяют для плавной работы и бесступенчатого изменения скорости. Схемы барабанных лебедок с приводом от ротационного низкомоментного гидромотора (рис. VI.2.9) подобны схемам лебедок с электроприводом; частота вращения барабана изменяется регулированием потока жидкости, поступающей в гидромотор, с помощью насоса с регулируемой подачей.

Барабанные лебедки с приводом от ротационного высокомоментного гидромотора (рис. VI.2.10) проще (нет редуктора),

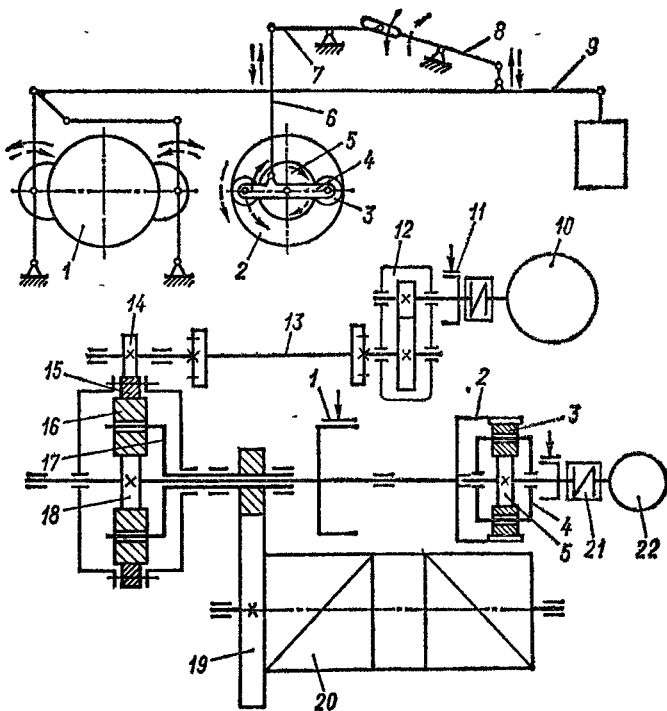


Рис. VI.2.8. Схема лебедки с повышенной скоростью спуска

1 — тормоз; 2, 15 — обоймы планетарных муфт; 3, 16 — сателлиты; 4, 17 — водила; 5, 18 — центральные колеса; 6—9 — рычаги; 10, 22 — двигатели; 11, 21 — тормоза с упругими муфтами; 12 — редуктор; 13 — вал-вставка с зубчатыми муфтами; 14 — шестерня и ее вал с опорами; 19 — зубчатое колесо; 20 — барабан с подшипниками

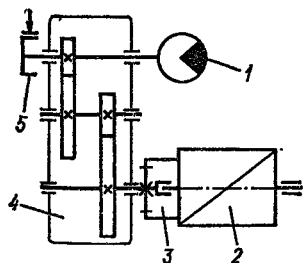


Рис. VI.2.9. Схема лебедки с приводом от высокооборотного гидромотора (монтажный автомобильный кран МКАС-10 грузоподъемностью 10 т)

1 — гидромотор МН 250/100; 2 — барабан с подшипниками; 3 — шарнирное соединение; 4 — редуктор; 5 — тормоз с гидротолкателем и шкив

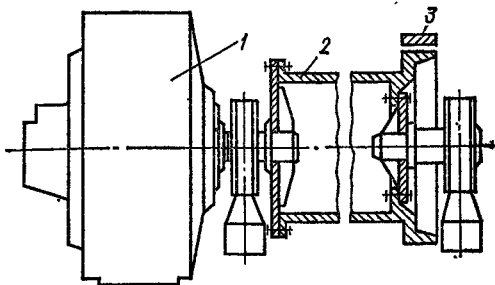


Рис. VI.2.10. Схема лебедки с приводом от высокомоментного гидромотора

1 — гидромотор; 2 — барабан; 3 — ленточный тормоз

радиально-плунжерные гидромоторы (один или два) непосредственно соединяют с барабаном. Масса на единицу мощности высокомоментных гидромоторов 17—25 кг/кВт, а зубчатых редукторов 40—50 кг/кВт; масса лебедки в целом на 15 % меньше, чем при электроприводе [7, 8]. Тормоза лебедок с высокомоментными гидромоторами, как правило, ленточные, нормально замкнутые (пружиной) и растормаживаемые гидротолкателем. О лебедках с гидроприводом см. в т. 1, разд. II, гл. 2.

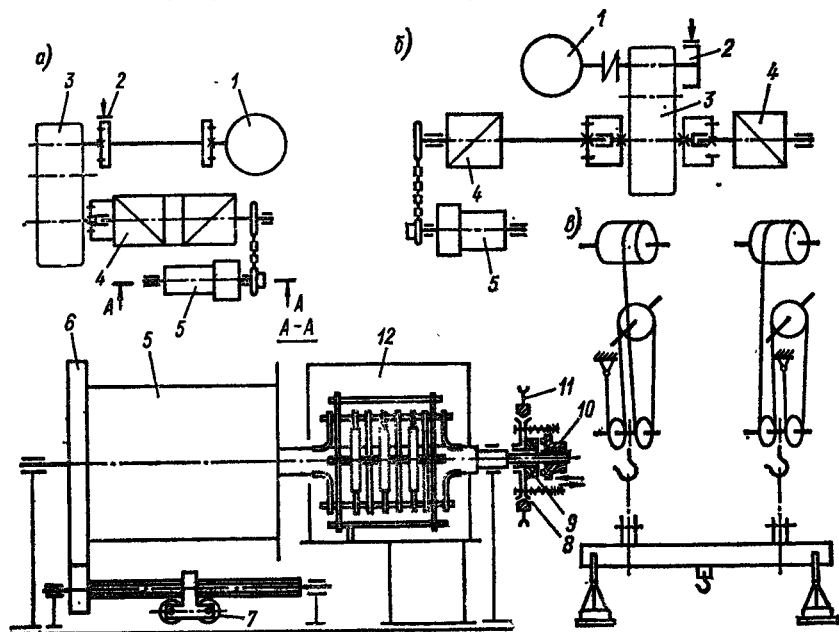


Рис. VI.2.11. Схемы лебедок магнитных кранов при подвеске магнита на крюк крана (а) или магнитов на траверсе (б, в)

Лебедки магнитных кранов при магните, подвешенном к крюку крана, подобны крюковым лебедкам (рис. VI.2.11, а). Токопровод к магниту обеспечивают гибким кабелем. В кранах более поздних лет кабель укладывается в корзину под действием собственного веса (как в спредере контейнерного крана на рис. V.3.12). На многих работающих кранах кабель наматывается на кабельный барабан 5 (рис. VI.2.11, а), вращающийся от барабана 4 через цепную передачу, звездочка 11 которой соединена с наружным диском фрикциона 8, защищающего кабель от случайных нагрузений. От внутренних дисков фрикциона вращается вал кабельного барабана через кулачковую муфту 9, 10, отключаемую при работе без магнита. Кабельный барабан установлен на одном валу с кольцевым токоприемником 12. Кабель укладывается в один слой с равномерным шагом кабелеукладчиком 7, винт которого вращается от вала кабельного барабана через

передачу 6. (На рис. VI.2.11, кроме того, показаны 1 — двигатель; 2 — тормоз; 3 — редуктор.) В лебедках магнитных кранов с траверсами и кранов с лапами (рис. VI.2.11, б, в, VI.2.12) необходимо значительное расстояние между барабанами.

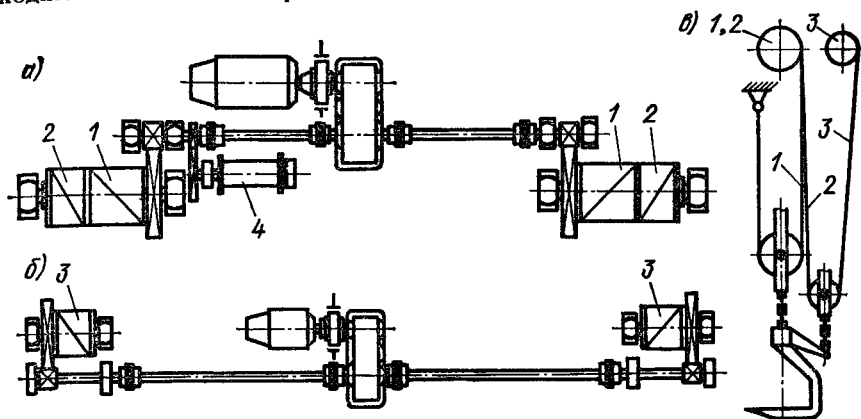
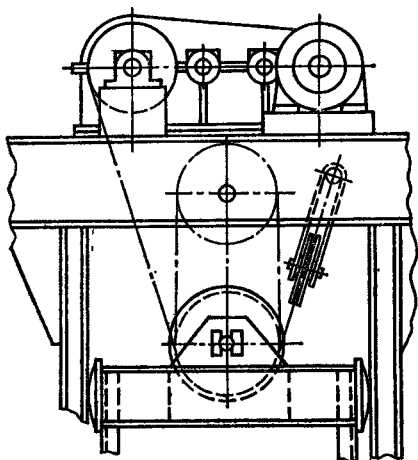


Рис. VI.2.12. Схемы лебедок для работы: а — с траверсой; б — с траверсой и магнитами; а и б совместно — с траверсой и лапами по схеме в  
1—3 — барабаны и соответствующие им канаты; 4 — кабельный барабан

Рис. VI.2.13. Схема лебедки для подъема груза, движущегося в жестких направляющих



В мостовых кранах с поворотной тележкой или поворотным крюком рационально применять пространственные канатные подвесы, уменьшающие раскачивание груза при повороте и передвижении (см. разд. VI, гл. 3 и 4).

О лебедках специальных мостовых металлургических кранов (мульдромагнитных, завалочных, для раздевания слитков, колодевых и др.) см. в п. IV.6 и работах [O.9, O.22, O.47]. В большинстве этих кранов груз и грузозахват движутся в жестких направляющих, закрепленных в шахте тележки; груз поднимается канатными лебедками (рис. VI.2.13), реже — цепными лебедками или шатунными механизмами [O.59]. В кранах с движением груза

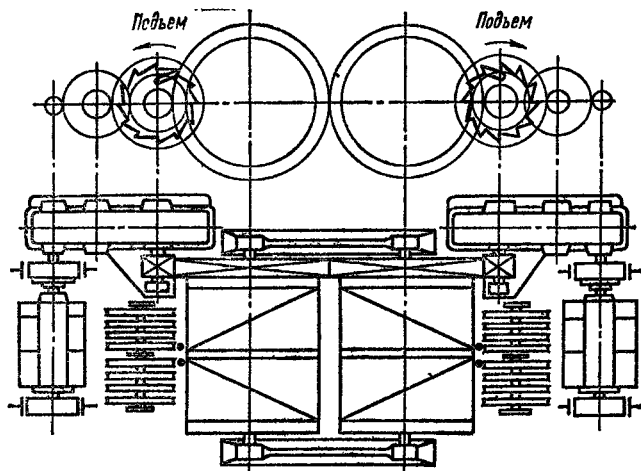


Рис. VI.2.14. Схема двухмоторной лебедки с двигателями, отличае-  
мыми при помощи храповых устройств

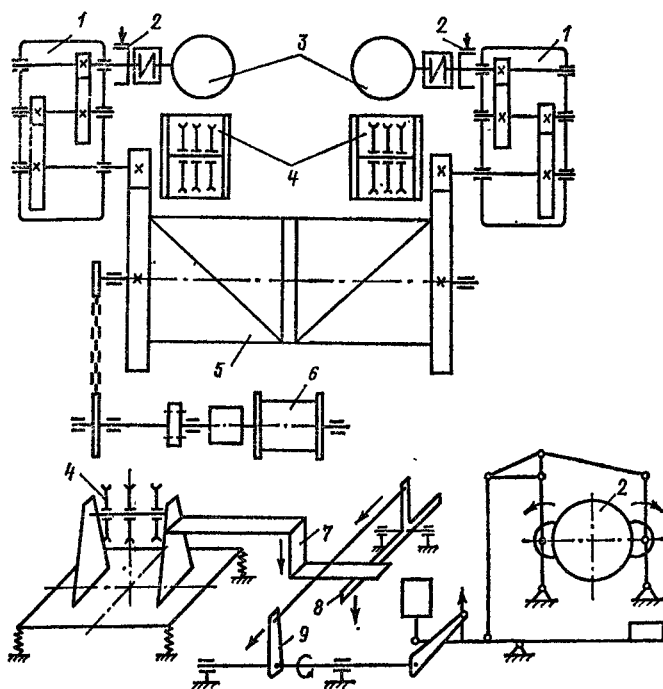


Рис. VI.2.15. Схемы лебедки, защищенной от перегрузок, с расгор-  
мывающим устройством

1 — редуктор; 2 — тормоз; 3 — двигатели; 4 — верхние блоки полис-  
паста; 5 — барабан; 6 — кабельный барабан; 7—9 — рычаги расгор-  
мывающего устройства

в жестких направляющих нет раскачивания груза, но масса тележки и крана и нагрузки на мост значительно больше, чем при гибком подвесе.

*Двухмоторные лебедки с отключаемыми двигателями* применяют в литейных кранах, транспортирующих жидкий металл, в связи с повышенными требованиями к их надежности в эксплуатации [О.9, О.47]. Двигатели (рис. VI.2.14) могут передавать вращение через храповые механизмы, встроенные в колеса вторых пар, каждому барабану в отдельности или обоим барабанам при отказе одного из двигателей. На каждом двигателе ставят по два тормоза с запасом торможения 1,1 каждого из них [О.51], причем шкив одного тормоза установлен на свободном конце вала двигателя, второго — на входном валу редуктора. Устройство специальных аварийных тормозов, срабатывающих при опасном увеличении скорости спуска груза, позволяет иметь на каждом двигателе один основной тормоз с запасом торможения 1,25, что значительно снижает динамические нагрузки при нормальном торможении [16].

*Лебедки, защищенные от перегрузок*, применяют в ковочных кранах (см. п. IV.6 и работы [О.9, О.47]). Подпружиненные блоки 4 (рис. VI.2.15)

при перегрузке опускаются и через рычаги 7—9 (движение рычагов показано стрелками) размыкают тормоз.

*Лебедки следящего действия* применяют в судовых кранах для подъема грузов, качающихся на волне. Лебедки должны обеспечить скорость крюка, равную максимальной относительной скорости вертикального перемещения качающегося на волне груза, и возможность качания на волне застропленного груза. В схеме на рис. VI.2.16 заданное натяжение в канате следящей лебедки 7 создается при определенном давлении в гидроцилиндре 9. При опускании принимающего груз судна следящий канат вдвигает поршень 10 в цилиндр 9, расстояние между блоками 11 и 12 следящего и грузового канатов уменьшается, груз опускается, сохраняя неизменным расстояние до палубы. При подъеме принимающего груз судна слабина следящего и грузового канатов устраняется за счет дополнительного давления в цилиндре от компрессора 1. Кран 5 служит для блокировки слежения (подробнее см. в работах [О.32, О.59, 31]).

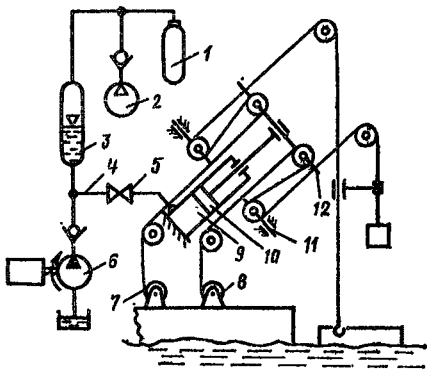


Рис. VI.2.16. Схема лебедки следящего действия

1 — компрессор; 2 — воздушный баллон; 3 — пневмогидравлический аккумулятор; 4 — трубопровод; 5 — запорный кран; 6 — насос; 7 — следящая лебедка; 8 — грузовая лебедка; 9 — гидроцилиндр; 10 — поршень со штоком; 11, 12 — оси с блоками

### VI.2.1. Характеристики лебедок козловых кранов общего назначения [0.1]

Тип крана	Q, т	v <sub>л</sub> , м/мин	Полиспаст		d <sub>к</sub>	D	N <sub>дв</sub> , кВт	a <sub>р</sub> , мм	Номер рис.
			Тип	Кратность					
ККС-10	10	14	Сдвоенный	3	15	400	27	500	VI.2.1, д
КК-12,5-32	12,5	12,5	»	2	18	410	36	500	VI.2.1, а
ККС-20/5	20	10	Простой	6	22,5	536	36	650	—
ККЛ-32	32	13	Сдвоенный (2 шт.)	4	16,5	410	2×36	650	—

Условные обозначения: a<sub>р</sub> — межосевое расстояние редуктора; d<sub>к</sub> — диаметр каната; D — диаметр барабана; N<sub>дв</sub> — мощность двигателя.  
Примечание. Значения N<sub>дв</sub> даны при ПВ = 25 %.

### VI.2.2. Характеристики лебедок порталных кранов (данные о кранах см. в табл.)

Номер крана или лебедки	Тип крана	Q, т	Скорость подъема, м/мин	Полиспаст		d <sub>к</sub>	D
				Тип	Кратность		
1	КПД 5/3,2	5	27/0,45	Простой	1	24	600
2	КПМ 20/10-17/30-10,5К	20	21/0,8	Счетверенный	1	25,5	1100
3	КПМ 32/16-17/30-10,5К	32	17/0,6	То же	1	31	1100
4	КПМ 80/50-20/30-10,5К	80	10/0,37	Сдвоенный	3	37	1520
5	КПП 5-30-10,5К	5	73	Простой, 2 шт.	1	21	805
6	КПП 10 (12,5)-30-10,5К	10 (12,5)	70 (или 35)	Сдвоенный, 2 шт	1 (или 2)	21	1000
7	КПП 16 (20)-30-10,5К	16 (20)	66 (или 33)				

Примечания. 1. Краны 1—4 — монтажные (1 — доковый), 5—7 — пере в знаменале — микропривода. 3. Для лебедок 1—4 передаточное число и дано нетарной муфты и редуктора 3 (см. рис. VI.2.6); для лебедки 4 множитель 3,3 — осевое расстояние редуктора главного привода. 5. Для лебедок 6 и 7 значения Q, ПВ, скобок — для работы с грейфером.



Требования к механизмам подъема даны в Правилах [О.50, О.51]. Спуск груза должен быть возможен только двигателем (кроме механизмов подъема с турботрансформатором). В механизмах подъема с кулачковыми, фрикционными и иными механическими устройствами для их включения или переключения скоростей должно быть предотвращено самопроизвольное включение или расцепление механизма; применять фрикционные и кулачковые муфты включения механизмов, предназначенных для подъема расплавленного металла или шлака, ядовитых и взрывчатых веществ, а также в механизмах с электроприводом не допускается. У лебедок подъема нужно исключить возможность отключения привода без наложения тормоза. Механизмы подъема ковочных кранов должны иметь амортизаторы. Требования к деталям и узлам механизмов подъема см. в соответствующих разделах данного справочника. Требования к механизмам подъема металлургических кранов см. также в п. IV.6.

Параметры конструкций некоторых механизмов подъема приведены в табл. VI.2.1—VI.2.4.

#### IV.4.1)

$N_{дв}$ , кВт	ПВ, %	$u$	$a_p$ мм	Тип тормоза	Масса, кг	Номер рис.
22/1,4	25	50,94× ×4×20	650	ТКГ-300/ТКГ-160	3 150	VI.2.6
75/5	15/25	94,76× ×4×10	1400		13 250	
75/5	15/25	122×4×10	1400	ТКГ-500/ТКГ-160	13 800	
200/9,5	25	28,8×4× ×9,8×3,3	1000		21 200	
60; 2 шт.	80	20,78	400	ТКГ-400, 2 шт.	3 390	VI.2.19, б
75 (2 шт., об- дуваемые)	80 (40)	26,8	1000	ТКГ-500, 2 шт.	13 135	VI.2.19, e
		31,4	1100	ТКГ-600, 2 шт.	16 800	

грузочные. 2. Для лебедок 1—4 в числителе — характеристики главного привода, при работе микропривода как произведение передаточных чисел редуктора 7, передаточное число открытой передачи к барабану. 4. Для лебедок 1—4  $a_p$  — межкратности полиспаста и скорости подъема в скобках — для работы с крюком, без

### VI.2.3. Характеристики лебедок строительных башенных кранов

Номер лебедки	Тип крана	Тип лебедки	Q, т	Скорость подъема, м/мин	Кратность полиспаста простого типа
1	КБ-100	Л-500	5	26	2
2	КБ-160.2, КБ-401А	Л-600	8	22,5	
3	КБ-674А	КБ-674А.05.10	12,5 (25)	$\frac{35 (17,5)}{2,5 (1,25)}$	2(4)
4	МСК-10-20	ЛКС-3,3	5 (10)	30 (15)	

Примечания. 1. Для лебедки 3 скорость подъема в знаменателе — при рис. VI.2.4, в) равно 145, редуктора 9 — 4,41.

Большое разнообразие типов конструкций механизмов подъема объясняется как объективными свойствами конструкций, так и традициями фирм-изготовителей. На кранах общего назначения мостового типа наиболее распространены лебедки (см. рис. VI.2.1, д) с шарнирным соединением барабана и редуктора и валом-вставкой между двигателем и редуктором [О.1, О.26, О.67], на кранах большой грузоподъемности при малых скоростях подъема — лебедки (см. рис. VI.2.1, в, г) с открытой тихоходной передачей [О.1, О.32]. На кранах мостового типа целесообразны [О.26] двоянные полиспасты с двумя нарезками на барабане (см. рис. VI.2.1, в—д), на кранах стрелового типа оправдано применение простых полиспастов (см. рис. VI.2.1, а, б, е). Двоянные полиспасты в настоящее время используют и на многих специальных стреловых кранах, например порталных [О.40, О.47], где нежелательны большие кратности полиспаста (см. выше), а крюковые лебедки часто унифицированы с грейферными, работающими с четырехканатным грейфером. На башенных кранах в последнее время часто применяют лебедку с тремя опорами на раму в точках А, В, С (см. рис. VI.2.1, е), что при жесткой схеме выходного вала позволяет исключить перегрузку подшипников из-за монтажных неточностей и деформации рамы [О.7].

Многоскоростные лебедки предусматривают на монтажных кранах. Наиболее распространены механические способы получения нескольких скоростей по рис. VI.2.4, в, VI.2.5, VI.2.7, б на башенных кранах по рис. VI.2.4, б и особенно по рис. VI.2.6 на порталных. На современных порталных монтажных кранах лебедки с механическим приводом имеют 83 % типоразмеров [24]. В последнее время отмечается тенденция к росту применения электрического бесступенчатого регулирования скоростей меха-

$d_k$	$D$	$N_{дв}$ , кВт	$u$	$a_p$ , мм	Тип тормоза	Масса, кг	Номер рис.
мм							
16,5	400	22	24,2	500	ТКГ-300 или ТК-300	1500	VI.2.1, e
24	500	30	33,6	600	ТКГ-300М или ТК-300	2000	
28	590	97	12,64	850	ТКП-600	—	VI.2.1, d
17,5	410	22 + 5	145×4,41	—	—	—	VI.2.4, e

точной установке груза 2. Для лебедки 4 передаточное число редуктора 9 (см.

низмов подъема [1, 36, 37] (см. т. 1, разд. II, гл. 1). Лебедка с дифференциальным полиспастом (см. рис. VI.2.4, a) получается на основе грейферной с независимыми барабанами (см. п. VI.4) при замене грейфера крюковой подвеской, что широко используют на перегрузочных порталных кранах [O.47, O.59]. Лебедки с повышенной скоростью спуска применяют на закалочных кранах [O.47].

Лебедки с гидроприводом широко используют на стреловых самоходных кранах [10], реже — башенных [O.7]; на порталных кранах гидропривод применяют пока весьма редко [7]. Лебедки с пневмоприводом [2] могут быть целесообразны при повышенных требованиях к взрывобезопасности.

#### VI.4. Подъемные лебедки электрических грейферных кранов

Для работы двухканатного грейфера надо иметь следующие сочетания вращений замыкающего 1 и поддерживающего 2 барабанов (рис. VI.2.17).

1. При подъеме или спуске закрытого или открытого грейфера барабаны должны вращаться синхронно.

2. При зачерпывании замыкающий барабан вращается на подъем. Поддерживающий барабан должен вращаться на спуск или подъем соответственно движению поддерживающих канатов вниз (у обычных грейферов) или вверх (у подгребающих, а иногда и у обычных грейферов). Если конструкция лебедки такова, что при черпании поддерживающий барабан неподвижен, то поддерживающий канат должен иметь слабину.

VI.2.4. Характеристики лебедок плавающих кранов (данные о кранах см. в табл. IV.6.3)

Номер лебедки	Кран	Q, т	Основная скорость подъема, м/мин	Кратность полиспаста сдвоенного типа	d <sub>к</sub>		D	Тип двигателя	N <sub>дв.</sub> кВт	#	Тип тормоза	Номер рис.
					мм	мм						
1	«Севастополь»	140	7,7	4	37,5	560	Д816Т2	114	54,5	TKГ-600	VI.2.2, а	
2	«Богатырь»	300	3	6	54	2500	Д818Т	112	55,8×8	TKП-500	VI.2.2, б	
3	«Волгарь»	1400	1,2: 5	8	54	2060	МАП622-4/8/12	75	19,88× ×(4,23 или 1)×12	TKГ-600	VI.2.3	

Примечания. 1. Для лебедки 3 и равно произведению передаточных чисел редуктора 5 (19,88), редуктора 3 и открытой передачи (12). Редуктор 3 имеет сменное передаточное число 4,23 (основная скорость 1,2 м/мин) или 1 (5 м/мин). 2. В кране «Волгарь» механизм подъема состоит из четырех лебедок, здесь указаны данные для одной из этих лебедок.

3. При раскрытии или закрытии неподвижного грейфера на весу вращается один из барабанов, а другой неподвижен.

4. При раскрытии или закрытии движущегося грейфера вращаются оба барабана с различными скоростями.

5. При ускоренном раскрытии или закрытии грейфера один барабан вращается на подъем, другой — на спуск, или наоборот.

Операции 1—3 обязательны, 4 и 5 желательны для ускорения работы. Особо точная синхронизация вращений барабанов нужна при работе с раскрывающимися ковшами.

*Одноmotorные грейферные лебедки* (рис. VI.2.18, а, б) имеют один двигатель 12, жестко связанный с замыкающим барабаном 9. Поддерживающий барабан 1 соединен с двигателем управляемой фрикционной [O.26] или планетарной муфтой.

При зачерпывании, подъеме и спуске закрытого грейфера в планетарной лебедке работает барабан 9, тормоз 5 слегка затянута пружинной 15 (груз 13 поднят магнитом 14), тормоз 3 разомкнут. Барабан 1 выбирает слабины поддерживающих канатов или вращается ими на спуск. При раскрытии и закрытии грейфера на весу тормоз 5 разомкнут, тормоз 3 замкнут. При подъеме и спуске раскрытого грейфера тормоз 5 замкнут полным моментом, тормоз 3 разомкнут [O.47].

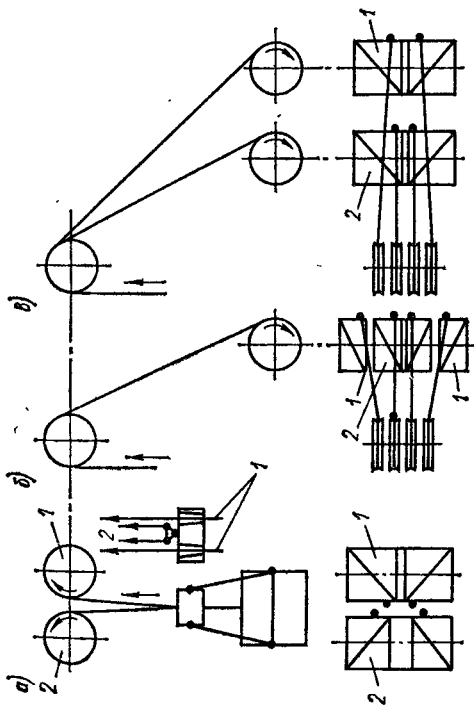


Рис. VI.2.17. Схемы расположения барабанов грейферных лебедок кранов: а — мостового типа; б, в — стрелового типа. 1 и 2 — замыкающий и поддерживающий барабаны и соответствующие канаты

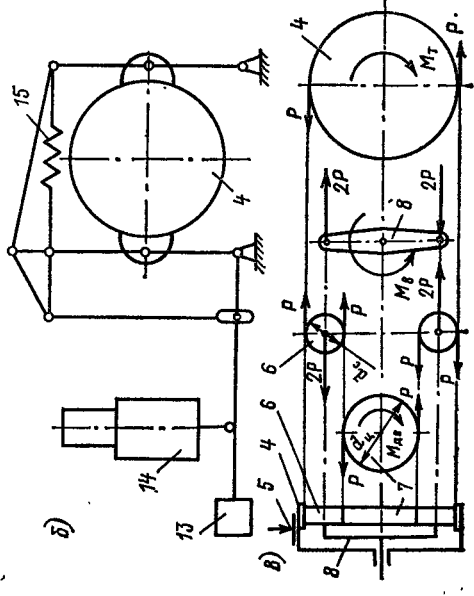
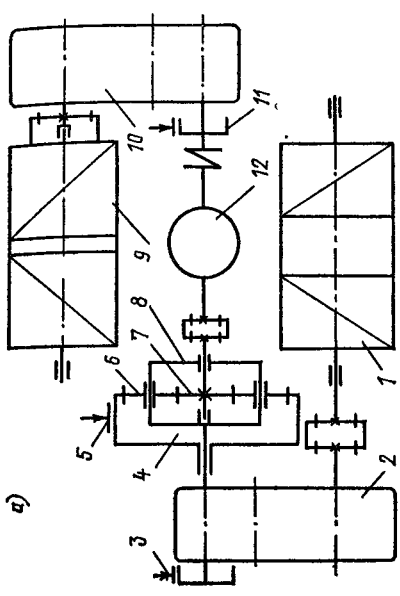


Рис. VI.2.18. Схемы грейферных одноmotorных лебедок с планетарной муфтой (а) и двухступенчатым тормозом (б) и схема окружных усилий в планетарной муфте (в)

1 — поддерживающий барабан; 2, 10 — редукторы; 3, 11 — тормоза; 4 — ободы; 5 — двухступенчатый тормоз; 6 — сателлиты; 7 — центрально-колесо; 8 — водило планетарной муфты; 9 — замыкающий барабан; 12 — двиталь; 13 — груз; 14 — электромагнит; 15 — пружина двухступенчатого тормоза 5

Аналогично работает лебедка с фрикционной муфтой [О.26].

Двухмоторные грейферные лебедки имеют два двигателя и позволяют совмещать любые операции. Они бывают с независимыми барабанами, планетарные и с оттяжным блоком (о последних см. в работе [О.26]).

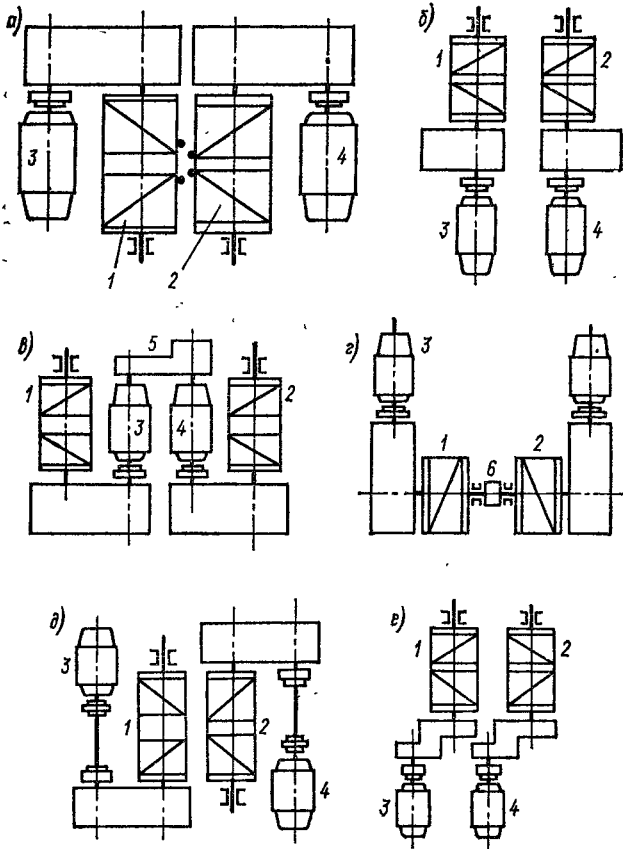


Рис. VI.2.19. Схемы грейферных двухмоторных лебедок с независимыми барабанами: а, д — нормальное расположение; б — соосное расположение двигателей и барабанов; в — с редуктором-синхронизатором б; г — с кулачковой муфтой б для жесткой связи барабанов; е — расположение при стесненных габаритах (см. рис. IV.4.2)

Лебедки с независимыми барабанами состоят из двух однотипных однобарабанных лебедок (рис. VI.2.19). При зачерпывании работает замыкающий двигатель 4, тормоз поддерживающего двигателя 3 открыт для обеспечения слабины поддерживающего каната. Раскрытие и закрытие грейфера производит двигателем 4 при заторможенном двигателе 3 или на ходу. При подъеме или спуске работают оба двигателя. Во время спуска порожнего раскрытого грейфера происходит его медленное закрытие; для

устранения этого используют электрическую или механическую синхронизацию, например управляемый крановщиком редуктор-синхронизатор 5 с фрикционной муфтой для его включения при помощи сервомотора путем нажатия кнопки (рис. VI.2.19, в).

При работе лебедки с независимыми барабанами с применением специальных электросхем усилия в канатах выравниваются благодаря смягченным характеристикам двигателей (см. т. 1, разд. II).

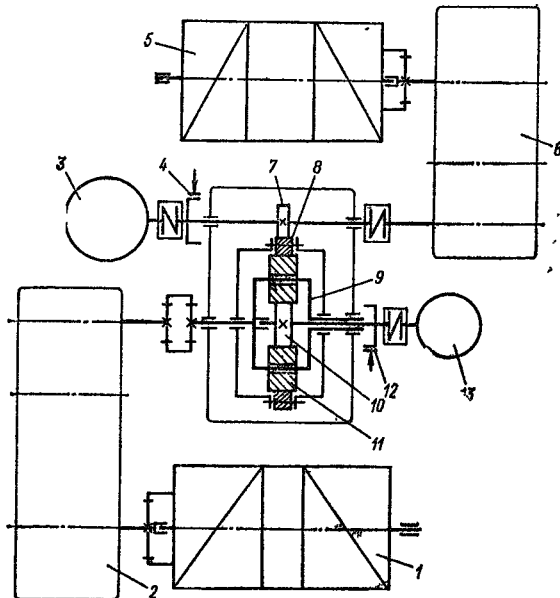


Рис. VI.2.20. Схема грейферной двухмоторной лебедки с планетарной передачей

1 — замыкающий барабан; 2, 6 — редукторы; 3, 13 — двигатели; 4, 12 — тормоза; 5 — поддерживающий барабан; 7 — шестерня; 8 — обойма; 9 — водило; 10 — центральное колесо; 11 — сателлиты планетарной передачи

Лебедки могут работать с крюком при применении выравнивающих подвесок [О.59], иногда предусматривают возможность жесткого соединения барабанов 1 и 2 кулачковой муфтой (рис. VI.2.19, в).

В планетарных лебедках (рис. VI.2.20) зачерпывание производят двигателем 13 при заторможенном двигателе 3. Подъем и спуск осуществляют двигателем 3 при заторможенном двигателе 13 (барабаны вращаются синхронно). Раскрытие и закрытие грейфера выполняют двигателем 13 при заторможенном двигателе 3 или на ходу.

При замене грейфера на крюк при помощи специальной траверсы [О.59] работают поддерживающим двигателем 3.

Планетарные лебедки обеспечивают синхронность движения барабанов и пригодны для работы с раскрывающимися ковшами.

Двухмоторные лебедки дороже одномоторных, но более совершенны, позволяют совмещать движения и проще в управлении.

Работу двухмоторных лебедок любого типа можно частично автоматизировать (для порталных кранов — требование ГОСТ 11283—72), применяя дифференциальные переключатели (механические, рис. VI.2.21, сельсинные и др.), работающие в функции разности длин канатов, намотанных на замыкающий и поддерживающий барабаны, и переключающие двигатели в конце закрытия или раскрытия грейфера. Схемы и описания электрических дифференциальных переключателей см. в работе [37].

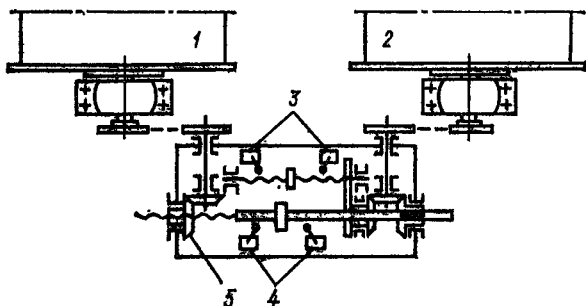


Рис. VI.2.21. Дифференциальный переключатель грейферной лебедки  
1, 2 — барабаны; 3 — ограничитель высоты подъема; 4 — контакты переключения двигателей; 5 — дифференциальный механизм

Для типов конструкций грейферных лебедок характерно преобладание двухмоторных лебедок с независимыми барабанами на отечественных и зарубежных кранах мостового и стрелового типов [О.42, О.47, О.55]. Второе место занимают двухмоторные планетарные лебедки зарубежных кранов (в частности, кранов ФРГ [39, 40]). На 60 % типов современных зарубежных грейферных порталных кранов имеются лебедки с независимыми барабанами, на 15 % — планетарные; 25 % типов этих кранов работают одноканатным грейфером при однобарабанной лебедке [24]. Другие типы грейферных лебедок встречаются на ранее построенных работающих кранах.

Параметры конструкций некоторых грейферных лебедок приведены в табл. VI.2.2 (№ 5—7).

## VI.5. Расчет механизмов подъема

**Проектировочный расчет крюковых лебедок.** Должны быть известны: грузоподъемность  $Q$ ; скорость  $v_{\text{п}}$  подъема; тип крана, группа режима работы, ПВ (в %); тип и кратность  $m$  полиспаста (см. п. V.3) и схема трассы канатов.

Расчет и выбор канатов см. в п. V.4, определение диаметра  $D$  и длины  $L_0$  нарезанной части барабана см. в п. V.5.



Статическая мощность двигателя  $N$ , кВт, при подъеме груза  $G_0$  со скоростью  $v_n$  равна

$$N = G_0 v_n / (1000 \eta_0), \quad (\text{VI.2.1})$$

где  $G_0$  — вес груза на канатах, равный  $G_0 = G + G_1$  при весе груза  $G = Qg$  ( $Q$  — номинальная грузоподъемность, кг;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>) и весе  $G_1$  грузозахватного приспособления, если оно имеется, Н;  $\eta_0$  — общий КПД механизма подъема, равный

$$\eta_0 = \eta_n \eta_{н.б} \eta_{л.б} \eta_{л.у} \quad (\text{VI.2.2})$$

при КПД  $\eta_n$  полиспаста,  $\eta_{н.б}$  направляющих блоков, расположенных между полиспастом и барабаном, КПД  $\eta_{л.б}$  барабана и КПД  $\eta_{л.у}$  узлов лебедки между двигателем и барабаном; значения  $\eta_{л.у}$  см. в п. V.3, остальные КПД — в п. V.5.

Двигатель предварительно выбирают по мощности  $N$  [см. формулу (VI.2.1)] с учетом заданного значения ПВ, %, согласно указаниям в т. 1, разд. II, гл. 1.

Частота вращения барабана  $n_б$ , об/мин, равна

$$n_б = 60 t v_n / [\pi (D + d_n)], \quad (\text{VI.2.3})$$

где  $D$  — диаметр барабана по дну канавки, м;  $d_n$  — диаметр каната, м;  $t$  — кратность полиспаста.

Передаточное число лебедки равно

$$u = n_{дв} / n_б,$$

где  $n_{дв}$  — частота вращения двигателя, об/мин; в качестве  $n_{дв}$  здесь принимают ее номинальное значение при установившемся движении.

Выбор редукторов и расчет зубчатых передач см. в п. V.1.

Проверку двигателя по времени пуска  $t_n$ , с, при подъеме груза выполняют по формуле (см. т. 1, разд. I, гл. 4)

$$t_n = \frac{1,2 (J_p + J_m) n_{дв} + 91 Q_0 v_n^2 / (n_{дв} \eta_0)}{9,55 [M_{ср}^n - G_0 D / (2 \pi u \eta_0)]}, \quad (\text{VI.2.4})$$

где  $J_p$  и  $J_m$  — моменты инерции ротора двигателя (значения см. в т. 1, разд. II, гл. 1) и тормозной муфты (см. п. V.7), кг·м<sup>2</sup>;  $Q_0$  и  $G_0$  — масса (кг) и вес (Н) груза, причем  $G_0 = Q_0 g$ ;  $v_n$  — скорость подъема, м/с;  $n_{дв}$  в об/мин;  $M_{ср}^n = \psi M_n$  — средний пусковой момент двигателя, Н·м;  $M_n$  — номинальный момент двигателя, Н·м:

$$M_n = 9550 N_n / n_{дв}; \quad (\text{VI.2.5})$$

$N_n$  — номинальная мощность двигателя, кВт;  $\psi$  — кратность среднего пускового момента двигателя (табл. VI.2.5).

Время пуска  $t_n$  [см. формулу (VI.2.4)] механизма подъема обычно должно быть не менее 1—2 с.

Проверку на нагрев см. в т. 1, разд. II, гл. 1.

**VI.2.5. Значения кратности  $\psi = M_{\text{ср}}^{\text{п}}/M_{\text{н}}$  среднего пускового момента двигателей [0.59]**

Тип двигателя	$\psi$
Трехфазного тока с фазовым ротором	1,5—1,6
Постоянного тока с возбуждением:	
параллельным	1,7—1,8
последовательным	1,8—2
смешанным	1,8—1,9
<p>Примечания. 1. Большие значения относятся к двигателям с повышенным скольжением. 2. Для двигателей трехфазного тока с короткозамкнутым ротором <math>M_{\text{ср}}^{\text{п}} = (0,7 \div 0,8) M_{\text{макс}}</math>, где максимальный момент двигателя <math>M_{\text{макс}} = (2,8 \div 3,4) M_{\text{н}}</math>.</p>	

Тормоз выбирают по тормозному моменту  $M_{\text{т}}$ , нужному для удержания неподвижно висящего груза, с коэффициентом запаса торможения  $k_{\text{т}}$ :

$$M_{\text{т}} \geq k_{\text{т}} \frac{G_0 D}{2\pi u} \eta_0. \quad (\text{VI.2.6})$$

Согласно Правилам [0.51] принимают: для групп режима работы механизма (см. т. 1, табл. 1.2.5) 1М—3М (ручной привод или режим работы Л)  $k_{\text{т}} = 1,5$ ; для группы режима 4М (С)  $k_{\text{т}} = 1,75$ ; для группы режима 5 М (Т)  $k_{\text{т}} = 2$ ; для группы режима 6М (ВТ)  $k_{\text{т}} = 2,5$ .

В механизмах подъема, транспортирующих раскаленный или расплавленный металл, ядовитые, взрывчатые вещества или кислоты, ставят два тормоза и коэффициент запаса торможения для каждого из них принимают: при одном приводе  $k_{\text{т}} \geq 1,25$ ; при двух связанных приводах и одном тормозе на каждом приводе  $k_{\text{т}} = 1,25$ ; при двух и более связанных приводах и двух тормозах на каждом приводе  $k_{\text{т}} \geq 1,1$  [0.51].

При двух совместно работающих тормозах, из которых один грузоупорный, а второй находится при двигателе, грузоупорный тормоз рассчитывают с запасом торможения  $k_{\text{т}} = 1,1$ , а тормоз при двигателе — с запасом 1,25 (требование Правил [0.51] для электрических талей). У механизмов подъема с ручным приводом один из тормозов можно заменить самотормозящей парой. В кранах с гидроприводом вторым тормозом можно считать обратный клапан [0.51].

Характеристики тормозов см. в п. V.6.

Время торможения  $t_{\text{т}}$ , с, при спуске груза находят по формуле

$$t_{\text{т}} = \frac{1,2 (J_{\text{п}} + J_{\text{м}}) n_{\text{дв}} + 91 Q_0 v_{\text{п}}^2 \eta_0 / n_{\text{дв}}}{9,55 [M_{\text{т}} - G_0 D \eta_0 / (2\pi u)]}. \quad (\text{VI.2.7})$$

Обозначения аналогичны принятым в формуле (VI.2.4). Время торможения  $t_T$  не должно быть менее 1—2 с.

В настоящее время разработаны процедуры автоматизированного расчета и выбора элементов (каната, двигателя, барабана, редуктора) механизмов подъема конкретных структур и автоматизированной их компоновки с применением ЭВМ в диалоговом режиме [27, 30].

**Особенности проектировочного расчета многоскоростных лебедок.** Статическую мощность двигателя односкоростных двухскоростных лебедок (см. рис. VI.2.5, VI.2.7, б) и главного двигателя 5 лебедки с микроприводом (см. рис. VI.2.6) находят по формуле (VI.2.1), принимая в качестве  $v_n$  наибольшую скорость  $v_{n \max}$  груза. Мощность вспомогательного двигателя 1 лебедки с микроприводом находят так же при наименьшей скорости  $v_{n \min}$ .

Мощности двигателей двухмоторных многоскоростных лебедок (см. рис. VI.2.4, а—в) при их раздельной работе находят по тем же формулам при соответствующей скорости  $v_{n1}$  или  $v_{n2}$  груза. При совместной работе двух двигателей в сторону подъема груза весом  $G_0$  (наибольшая скорость)

$$N_1 \eta_{01} + N_2 \eta_{02} = G_0 v_{n \max}, \quad (\text{VI.2.8})$$

а при встречной совместной работе (подъем груза  $G_0$  с наименьшей скоростью)

$$N_1 \eta_{01} = G_0 v_{n \min} + N_2 / \eta_{02}, \quad (\text{VI.2.9})$$

так как 1-й двигатель работает в двигательном режиме, а 2-й — в тормозном. Если наибольшую и наименьшую скорости используют для подъема грузов неодинакового веса, то при расчете мощностей принимают значения  $G_0$ , соответствующие скоростям.

Во всех случаях КПД  $\eta_0$  [см формулу (VI.2.1)],  $\eta_{01}$  и  $\eta_{02}$  [см. формулы (VI.2.8), (VI.2.9)] определяют в соответствии с действительной схемой механизма. КПД планетарных передач см. в п. V.3 и работе [15].

*Передаточное число лебедки с планетарной передачей* определяют по общей формуле вида

$$u = u_z u_p u_{пл} \quad (\text{VI.2.10})$$

в функции от передаточных чисел непланетарных зубчатых передач  $u_z$ , редукторов  $u_p$  и планетарной передачи  $u_{пл}$ .

Значение  $u_{пл}$  удобно определять по планам скоростей (рис. VI.2.22) или на основе формулы Виллиса [14]:

$$\frac{\omega_k - \omega_B}{\omega_1 - \omega_B} = u_{k \rightarrow 1}, \quad (\text{VI.2.11})$$

где  $\omega_k$ ,  $\omega_B$ ,  $\omega_1$  — абсолютные угловые скорости  $k$ -го звена, водила и 1-го (ведущего) звена планетарной передачи;  $u_{k \rightarrow 1} = \omega_k^0 / \omega_1^0$  — передаточное число от  $k$ -го звена к 1-му при останов-

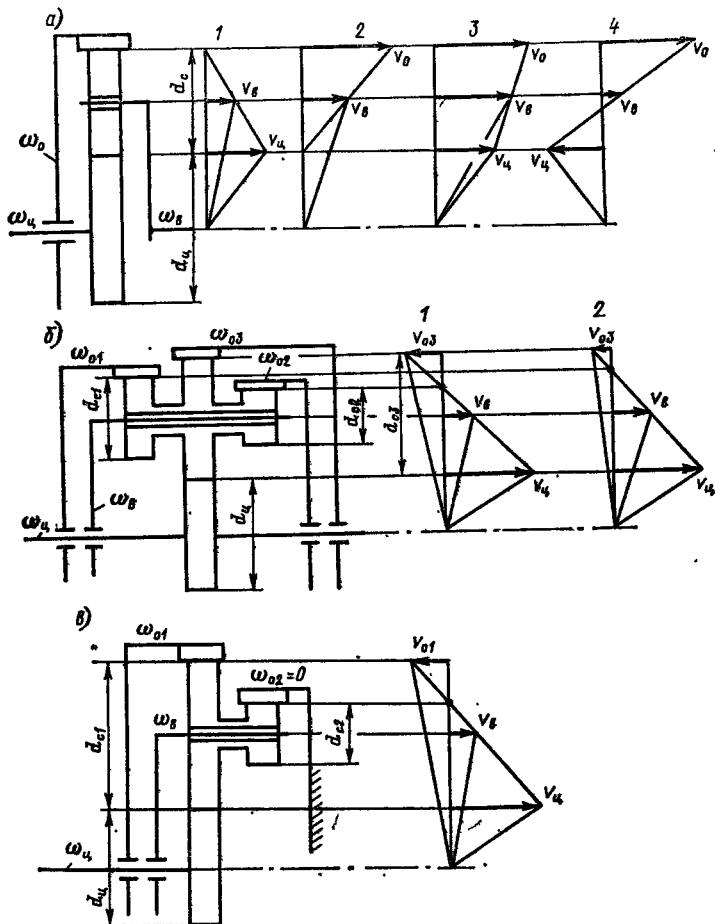


Рис. VI.2.22. Планы скоростей планетарных передач при угловых скоростях  $\omega_{Ц}$  центрального колеса,  $\omega_{В}$  водила,  $\omega_0$ ,  $\omega_{01}$ ,  $\omega_{02}$ ,  $\omega_{03}$  обойм: а — см. рис. VI.2.4, б, VI.2.18; VI.2.20 (1 —  $\omega_0 = 0$ ; 2 —  $\omega_{Ц} = 0$ ; 3 —  $\omega_0$  и  $\omega_{Ц}$  одного направления); 4 —  $\omega_0$  и  $\omega_{Ц}$  разных направлений); б — см. рис. VI.2.7, в (1 —  $\omega_{02} = 0$ ; 2 —  $\omega_{01} = 0$ ); в — см. рис. VI.2.7, а ( $\omega_{02} = 0$ )

ленном водиле;  $\omega_k^0$  и  $\omega_1^0$  — угловые скорости  $k$ -го и 1-го звеньев при остановленном водиле.

Угловые скорости принимают со своими знаками, т. е. с учетом направления вращения звена по сравнению с принятым за положительное направлением вращения, например, 1-го звена. Для цилиндрического дифференциала (рис. VI.2.23, а, VI.2.4, в)

$$\omega_{В} = \left( \omega_4 + \frac{d_1}{d_4} \omega_1 \right) / \left( 1 + \frac{d_1}{d_4} \right). \quad (VI.2.12)$$

Для конического дифференциала (рис. VI.2.23, б) при одинаковых диаметрах обоих центральных колес

$$\omega_{В} = (\omega_{Ц1} + \omega_{Ц2}) / 2. \quad (VI.2.13)$$

Формулы передаточных чисел планетарных передач см. в табл. V.1.25 и работах [О.26, О.32, О.47, О.59, 5, 14, 15, 23]. Определение усилий в зацеплениях планетарных передач см. ниже. Особенности расчета лебедок закалочных кранов см. в работе [О.47].

**Особенности проектировочного расчета лебедок магнитных и металлургических кранов.** Для лебедки магнитного крана вес магнитов включается в вес полезного груза  $G$  и отдельно не учитывается.

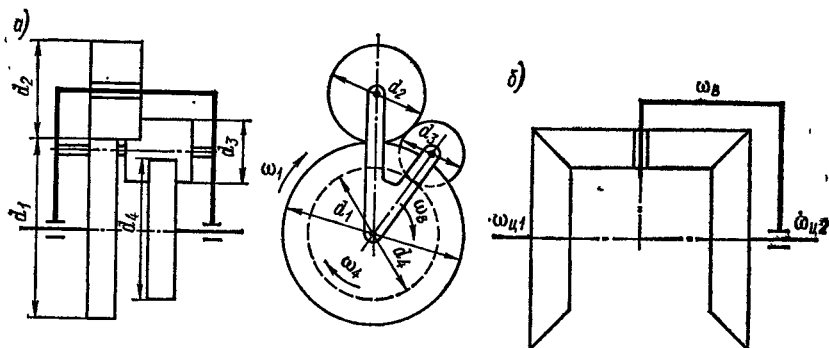


Рис. VI.2.23. Схемы цилиндрического (а) и конического (б) дифференциалов

Для лебедки с движением груза в жестких направляющих (см. рис. VI.2.13) определение мощности двигателя, расчет деталей и узлов выполняют при нагрузке  $G_0$  на канатах, равной

$$G_0 = G + G_1 + \sum H\mu, \quad (\text{VI.2.14})$$

где  $G$  — вес груза;  $G_1$  — общий вес поднимаемых частей;  $\sum H\mu$  — сумма сил трения в направляющих при коэффициентах  $\mu$  трения поднимаемых частей и горизонтальных давлениях  $H$  на направляющие, вызванных эксцентричным приложением нагрузки  $G + G_1$  (см. также п. IV.6 и работы [О.9, О.47, О.54]).

В лебедке с храповыми муфтами литейного крана (см. рис. VI.2.14) при аварийном останове одного двигателя передача между барабанами передает окружное усилие, уравнивающее момент, вызванный натяжениями канатов на барабане, расположенном со стороны отказавшего двигателя. Мощность каждого двигателя принимают равной 0,65—0,85 общей мощности подъема груза [О.47]. Особенности расчета механизмов подъема других типов металлургических кранов см. в п. IV.6.

**Особенности проектировочного расчета грейферных лебедок.** Изменение усилий в канатах при работе двухканатного грейфера принимают по рис. VI.2.24 [О.47], где  $G_{гр}$  — вес пустого грейфера.

Расчет и выбор канатов. Производят расчет и выбор канатов по усилиям при подъеме грузевого грейфера двухмоторной лебедкой на всех канатах, а одномоторной — только на замыкающих, принимая равномерное распределение веса грузевого грейфера на все работающие канаты; коэффициенты запаса см. в табл. V.2.4. Для двухмоторной планетарной лебедки предложено принимать [0.26] нагрузки в канатах по рис. VI.2.24, а, поскольку нет уверенности в постоянстве значений тормозного момента тормоза 12 (см. рис. VI.2.20). О выравнивании натяжений

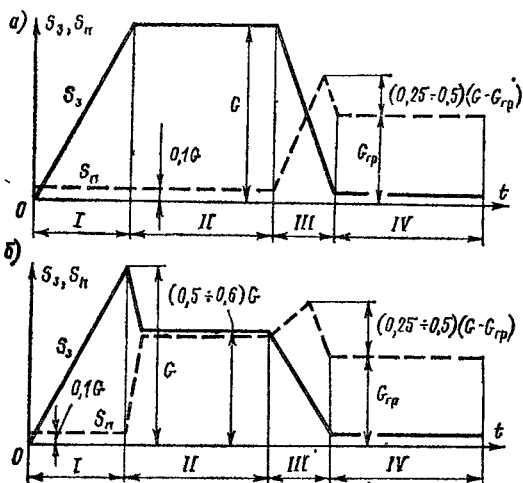


Рис. VI.2.24. Изменение усилий  $S_s$  и  $S_n$  в замыкающих и поддерживающих канатах для одномоторной (а) и двухмоторной (б) лебедок  
I — черпание; II — подъем грузевого грейфера; III — раскрытие; IV — перенос раскрытого грейфера

сами грейфера при закрытии;  $m_n$  — кратность грейферного полиспаста, т. е. число его ветвей соответственно в грейферном полиспасте или в его половине.

Мощность двигателя одномоторной лебедки и поддерживающего двигателя двухмоторной планетарной лебедки (см. рис. VI.2.20) равна мощности [см. формулу (VI.2.1)] подъема грузевого грейфера (вес  $G_0$  груза на канатах равен весу  $G$  грузевого грейфера), замыкающего двигателя двухмоторной планетарной лебедки — 0,5 этого значения. Мощность каждого из двигателей лебедки с независимыми барабанами принимают равной 0,6 мощности подъема грузевого грейфера.

Выбор тормозов. В одномоторной планетарной лебедке (см. рис. VI.2.18) тормоз 11 выбирают по моменту от веса грузевого грейфера на замыкающем барабане при нормативном (см. выше) коэффициенте  $k_t$  запаса торможения, ступень 1 двухступенчатого тормоза 5 — по моменту от 0,1 веса грузевого грейфера на поддерживающем барабане 1 при  $k = 1$ , его ступень 2 —

в канатах грейферных лебедок см. в работе [6]. Обычно замыкающие и поддерживающие канаты принимают одного диаметра и предела прочности.

Дополнительная канатовместимость  $L_3$  замыкающего барабана (для двухканатного грейфера) или его половины (для четырехканатного), нужная для закрытия грейфера, равна [29]

$$L_3 = \Delta h (m_n - 1), \quad (VI.2.15)$$

где  $\Delta h$  — изменение расстояния между верхней и нижней траверсами

по моменту от веса пустого грейфера на барабане 1 при  $k_T = 1,25$ , тормоз 3 — с запасом по моменту от веса груженого грейфера (начало раскрытия) на поддерживающем барабане 1 при  $k_T = 1,25$ .

В двухмоторной планетарной лебедке (см. рис. VI.2.20) тормоз 4 поддерживающего двигателя выбирают по моменту от веса груженого грейфера на замыкающем барабане (конец зачерпывания, см. рис. VI.2.24) при нормативном значении  $k_T$ . Тормоз 12 замыкающего двигателя для выравнивания натяжений канатов при подъеме груженого грейфера должен создавать момент, уравновешивающий (см. рис. VI.2.20) момент на замыкающем барабане 1 от половины веса груженого грейфера, при  $k_T = 1$  [О.26, О.47].

Силовой расчет планетарных передач. Такой расчет удобно выполнять, составив уравнения равновесия моментов для соосных элементов передачи. Например, для планетарной муфты одномоторной лебедки (см. рис. VI.2.18, а, в) уравнения равновесия центрального колеса (VI.2.16), водила (VI.2.17) и обоймы (VI.2.18) имеют вид:

$$M_{дв} = 0,5Pt d_{ц}; \quad (VI.2.16)$$

$$M_{в} = Pt (d_{ц} + d_{с}); \quad (VI.2.17)$$

$$M_T = 0,5Pt (d_{ц} + 2d_{с}), \quad (VI.2.18)$$

где  $t$  — число сателлитов;  $M_T$  — момент тормоза 5;  $M_{в}$  — момент на водиле 8;  $M_{дв}$  — момент, передаваемый от двигателя 12 центральному колесу 7; таким образом, значения усилий  $P$  и моментов  $M_{в}$  и  $M_{дв}$  зависят от момента  $M_T$  тормоза. Подробнее и для других схем см. силовой расчет в работе [О.47]. Учет неравномерности нагружения сателлитов см. в работе [9]. Кинематический расчет см. выше.

**Поверочный расчет.** Известны жесткостные и инерционные параметры металлических конструкций и механизма. Наибольшие нагрузки на элементы механизма и конструкцию находят по динамическим моделям.

С помощью одно- и двухмассовой расчетных схем системы кран — груз (см. т. 1, разд. I, рис. I.2.9) во многих случаях достаточно точно находят коэффициенты динамичности  $\psi_m$  [см. зависимости (I.2.19), (I.2.21)] и  $\psi_k$  [см. формулу (I.2.23)] нагрузок на металлическую конструкцию и канаты для подъема груза с подхватом или при мгновенном торможении на спуск. В более подробных динамических моделях учитывают переменность жесткости подвеса с изменением его длины и натяжений канатов, способ управления двигателем, изменение его момента по механической характеристике, жесткость основания, с которого поднимают груз, диссипативные силы и т. д. [О.7, О.13, О.15, О.31, О.33, О.35, О.54, О.68].

В трехмассовой схеме мостового крюкового крана с тележкой в середине пролета [19] (рис. VI.2.25, а)  $m_0$  — приведенная масса моста и тележки;  $m_1$  — масса вращающихся частей механизма, приведенная к канатам (о приведении масс см. в т. 1, п. I.17);  $m_r = Q$  — масса груза;  $c_m$  и  $c_k$  — коэффициенты жесткости моста и канатов;  $\mu_0$  и  $\mu_k$  — коэффициенты затухания колебаний;  $x_0$ ,  $x_1$ ,  $x_r$  — перемещения масс  $m_0$ ,  $m_1$ ,  $m_r$ ;  $P(\dot{x}_1)$  — приведенное к канатам движущее или тормозное усилие привода, которое

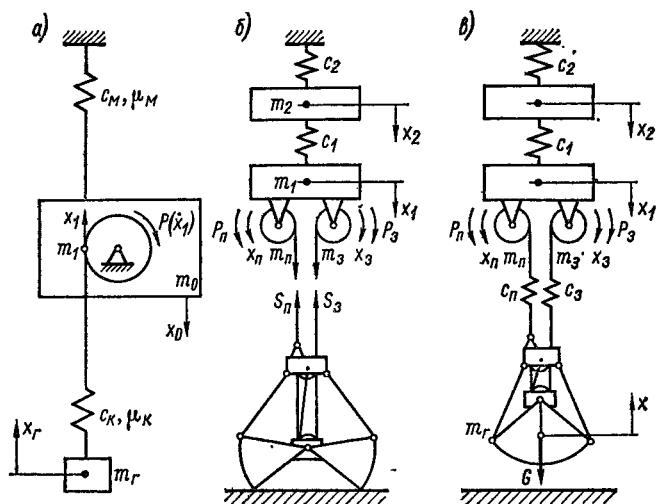


Рис. VI.2.25. Расчетные схемы динамических моделей кранов: а — мостового; б, в — грейферного при зачерпывании (б) и подъеме заполненного грейфера (в)

принимают различным образом в зависимости от требуемой точности расчета; обычно используют статическую характеристику привода, например, по уравнению Клосса [0.5]; при расчетах нагрузок в валах механизма можно учесть электромагнитные переходные процессы, т. е. использовать динамические характеристики.

Для подъема груза с подхватом уравнения движения системы имеют вид:

а) отрыва груза (натяжение  $S_k$  канатов меньше веса  $G$  груза)

$$m_0 \ddot{x}_0 = S_k - F - \mu_0 \dot{x}_0; \quad m_1 \ddot{x}_1 = P(\dot{x}_1) - S_k - \mu_k (\dot{x}_1 - \dot{x}_0), \quad (\text{VI.2.19})$$

где нагрузка на металлическую конструкцию

$$F = c_m x_0; \quad (\text{VI.2.20})$$

$$S_k = c_k (x_1 - x_0); \quad (\text{VI.2.21})$$



жесткость  $c_{\text{к}}$  непостоянна, зависит от  $S_{\text{к}}$  и принимается [19] по экспериментальным данным; начальные условия: при  $t = 0$   $x_0 = x_1 = \dot{x}_0 = 0$ ,  $\dot{x}_1 = v$ , где  $v$  — скорость холостого хода двигателя, приведенная к канатам;

б) после отрыва груза

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 = S_{\text{к}} - F; & m_1 \ddot{x}_1 = P(\dot{x}_1) - S_{\text{к}} - \mu_{\text{к}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_0 - \dot{x}_{\text{г}}); \\ m_{\text{г}} \ddot{x}_{\text{г}} = S_{\text{к}} - G + \mu_{\text{к}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_0 - \dot{x}_{\text{г}}), \end{cases} \quad (\text{VI.2.22})$$

где  $F$  — по формуле (VI.2.20);  $S_{\text{к}} = c_{\text{к}}(x_1 - x_0 - x_{\text{г}})$ , причем жесткость  $c_{\text{к}}$  принимается постоянной. Начальные условия: при  $t = 0$   $x_{\text{г}} = 0 = \dot{x}_{\text{г}}$ ;  $x_0$ ,  $x_1$ ,  $\dot{x}_0$ ,  $\dot{x}_1$  соответствуют моменту отрыва груза от основания.

Если при определении наибольших нагрузок не учитывать затухание колебаний, то уравнения упрощаются. Их решение показывает, что коэффициенты динамичности  $\psi_{\text{м}}$  и  $\psi_{\text{к}}$  неодинаковы ( $\psi_{\text{м}} > \psi_{\text{к}}$ ); наибольшая динамическая нагрузка на конструкцию меньше при менее жестком основании, для монолитных грузов и при мягкой характеристике привода [19, 20]. См. также работу [4]. Для башенных кранов см. ГОСТ 13994—81 [O.7]; для порталных — разд. VI, гл. 5.

Динамические модели для кранов с гидроприводом механизма подъема см. в работах [25, 35].

Для магнитных кранов при подъеме груза возникает дополнительная нагрузка от примагничивания груза к металлическому основанию. Коэффициент динамичности  $\psi_{\text{к}}$  в момент отрыва весьма значителен. Возникающие колебания имеют большие начальные амплитуды; для кранов групп режима 7К, 8К их длительность больше времени цикла [21]. Применение демпферов позволяет резко снизить время затухания колебаний и  $\psi_{\text{к}}$  [13].

В лебедках литейных кранов (см. рис. VI.2.14) при несинхронном срабатывании тормозов левого и правого приводов возникают значительные перегрузки вала между редуктором и шкивом тормоза, срабатывающего первым. Расчет см. в работе [17]. Динамические модели других металлургических кранов см. в работах [O.47, O.54].

Динамическая модель грейферного крана (см. рис. VI.2.25, б, в) [3, 28, 29] учитывает параметры металлической конструкции, грейфера и механизмов его замыкания и подъема. Для мостового перегружателя с подрессоренной тележкой:  $m_1$  и  $m_2$  — масса тележки и приведенная масса металлической конструкции;  $c_1$  и  $c_2$  — коэффициенты жесткости рессор и конструкции; для мостовых грейферных кранов  $c_1 = \infty$  (рессор нет); для порталных  $c_1 = \infty$ ,  $m_1 = 0$ . Для лебедки с независимыми барабанами (см. рис. VI.2.19):  $P_{\text{в}}$  и  $P_{\text{п}}$  — движущие усилия приводов замыкания и подъема, определяемые в зависимости от их скоростей по формуле Клосса [O.5];  $m_{\text{в}}$  и  $m_{\text{п}}$  — приведенные к канатам моменты инерции вращающихся частей приводов замыкания и подъема;  $c_{\text{в}}$  и  $c_{\text{п}}$  — жесткости канатов.

При зачерпывании (см. рис. VI.2.25, б) уравнения движения имеют вид (учет диссипации энергии не приводится):

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = S_s - S_{\Pi} - c_1(x_1 - x_2); \\ m_2 \ddot{x}_2 = c_1(x_1 - x_2) - c_2 x_2; \\ m_3 \ddot{x}_s = P_s(\dot{x}_s) - S_s; \quad m_{\Pi} \ddot{x}_{\Pi} = P_{\Pi}(\dot{x}_{\Pi}) - S_{\Pi}. \end{cases} \quad (\text{VI.2.23})$$

Здесь  $S_s$  и  $S_{\Pi}$  — усилия в замыкающем и поддерживающем канатах, изменение которых при зачерпывании определяется силовой характеристикой грейфера [3, 29] в функции от перемещений замыкающего и поддерживающего канатов.

При подъеме грейфера после зачерпывания (см. рис. VI.2.25, в) движение системы описывается уравнениями (VI.2.23), но  $S_s$  и  $S_{\Pi}$  определяются деформациями канатов, а не силовой характеристикой; добавляется уравнение (VI.2.24) при  $x > 0$ :

$$Q\ddot{x} = S_s + S_{\Pi} - G. \quad (\text{VI.2.24})$$

Исследования этой модели показали, что при ослабленных во время зачерпывания поддерживающих канатах и подключении поддерживающего двигателя после окончания зачерпывания получаются наибольшие значения коэффициента динамичности  $\psi_{к.в}$  нагрузки в замыкающем канате, но они значительно меньше, чем  $\psi_{к}$  [см. формулу (I.2.23)]; ориентировочное значение  $\psi_{к.в}$  можно найти по формуле (I.2.23), если вместо скорости каната  $v$  принять 0,5*v*; подробнее см. в работе [28]. Снижению динамических нагрузок в замыкающих канатах способствуют уменьшение их скорости к моменту отрыва грейфера (с переводом двигателя с естественной на промежуточную характеристику) и включение поддерживающего двигателя с определенным упреждением до окончания зачерпывания, с последующим переводом замыкающего двигателя на естественную характеристику. О динамических нагрузках грейферных кранов при работе механизма подъема см. также в работах [18, 26].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абакумов И. Д., Конопелько О. К. Исследование электропривода подъема порталного крана с тиристорным регулированием скорости // Автоматизированные электромеханические системы. Новосибирск, 1979. С. 168—175.
2. Амяга В. Н. Исследование пневматического привода механизма подъема груза в тормозных режимах // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. 1984. № 11. С. 3—11.
3. Баранов Н. А., Соловьев В. Г. Динамическая модель грейферного крана // Тр. ЛПИ. 1975. № 347. С. 62—69.
4. Будиков Л. Я., Неженцев А. Б. Исследование динамики подъема мостовых кранов с учетом основных параметров системы «привод — металлоконструкция — груз» // Динамика и надежность погрузочных и грузоподъемных машин. Новочеркасск, 1982. С. 53—59.
5. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1975. 431 с.

6. Гаранин Н. П. Автоматическое выравнивание натяжений в канатах грейферной лебедки речных плавучих кранов//Тр. Горьк. ин-та инж. вод. трансп. 1974. № 134. С. 284—288.
7. Гендлин Ю. П. Портальный кран с гидравлическим приводом//Тр. ВНИИПТмаш. 1974. № 1. Вып. 3. С. 3—10.
8. Гендлин Ю. П. Сравнительные характеристики портальных кранов с электро- и гидроприводами//Тр. ВНИИПТмаш. 1977. № 3. С. 91—100.
9. Зайцев Л. В., Одинцов Ю. И. Определение коэффициентов неравномерности в двухступенчатых планетарных редукторах//Тр. ВНИИСтройдормаш. 1972. № 57. С. 31—37.
10. Зайцев Л. В., Улитенко И. П. Строительные стреловые самоходные краны. М.: Машиностроение, 1984. 256 с.
11. Зеленский Е. П., Петухов Е. Н. Двухскоростная грузовая лебедка для башенных кранов типа КБ//Механизация строительства. 1973. № 2. С. 14—16.
12. Казак С. А., Кузнецов Е. С. Определение динамических нагрузок и их распределения в механизме подъема при торможении в конце опускания//Сб. науч. тр. ЧПИ. 1973. № 123. С. 73—81.
13. К вопросу о затухании динамических нагрузок механизма подъема электромагнитного крана//Ю. И. Мелентьев, А. М. Кабаков, В. И. Сарандачев, В. Б. Салитренни к//Динамика и надежность погрузочных и грузоподъемных машин. Новочеркасск, 1982. С. 41—46.
14. Колчин Н. И. Механика машин. Л.: Машиностроение, 1971. Т. 1. 560 с.
15. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. М.: Машиностроение, 1966. 307 с.
16. Кузнецов Е. С., Никитин К. Д. Аварийный тормоз для механизма главного подъема литейных кранов//Вестник машиностроения. 1983. № 1. С. 31—32.
17. Кузнецов Е. С., Никитин В. М., Никитин К. Д. Динамические нагрузки в механизме главного подъема литейного крана при несинхронном срабатывании тормозов//Теория машин металлургического и горного оборудования. Свердловск, 1981. № 5. С. 22—25.
18. Кузнецов Е. С., Реков А. М. Результаты экспериментального исследования мостового грейферного крана//Динамика и надежность погрузочных и грузоподъемных машин. Новочеркасск, 1982. С. 51—53.
19. Лобов Н. А. Динамика подъема мостовыми кранами//Тр. МВТУ. 1982. № 371. С. 42—75.
20. Лобов Н. А. Расчет динамических нагрузок мостовых кранов при подъеме груза//Вестник машиностроения. 1977. № 5. С. 37—41.
21. Мелентьев Ю. И., Кабаков А. М. Исследование динамики крана с асинхронным приводом//Изв. вузов. Горный журнал. 1979. № 1. С. 165—168.
22. Невзоров Л. А., Пазельский Г. Н., Романюха В. А. Справочник молодого машиниста башенных кранов. М.: Высшая школа, 1985. 192 с.
23. Одинцов Ю. М. Определение основных параметров планетарных грузовых лебедок стреловых кранов//Тр. ВНИИСтройдормаш. 1972. № 57. С. 37—43.
24. Плавник Б. И., Мазвер И. С. Современные конструкции портальных кранов за рубежом//Подъемно-транспортное оборудование. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1979. № 6-79-40. 50 с.
25. Савельев В. П., Зайцев Л. В., Смирнов О. А. Исследование динамических нагрузок в гидроприводе механизма подъема груза//Строительные и дорожные машины. 1982. № 11. С. 19—20.
26. Соболев В. А., Соловьев В. Г. Динамические нагрузки в грейферном перегружателе при работе лебедок механизма подъема и замыкания грейфера//Изв. вузов. Сер. «Машиностроение». 1972. № 11. С. 111—116.
27. Соловьев В. Г. Автоматизация компоновки крановых механизмов//Межвуз. сб. ЛПИ. 1987. С. 3—10.
28. Соловьев В. Г. Вопросы теории, расчета и пути повышения производительности перегружочных грейферных установок: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛПИ, 1975. 17 с.
29. Соловьев В. Г. Программа расчета грейфера на ЭВМ «Наири-2»//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров. Л.: ЛПИ им. М. И. Ка-

линина, 1980. С. 243—273. (Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш//Библиогр. указ. ВИНТИ «Деп. рук.». № 10 (108). 1980.)

30. Соловьев В. Г. Процедура автоматизированного расчета и выбора элементов крановых механизмов подъема. Л.: ЛПИ, 1985. 22 с. (Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 23.5.85. № 1464тм-85 Деп.)

31. Средства передачи грузов на суда в море/Л. Н. Андреева, А. В. Кивев, А. Е. Маслов и др. Л.: Судостроение, 1973. 224 с.

32. Толпин А. Э., Портной Н. И. Двухдвигательные грузовые лебедки башенных кранов//Строительные и дорожные машины. 1982. № 8. С. 7—8.

33. Трофеев И. Н., Бондаренко С. В. Планетарные модульные приводы для механизмов стреловых самоходных кранов//Тр. ВНИИСтройдормаш. 1984. Вып. 101. С. 77—81.

34. Шебанов В. А., Дудак Н. Я., Шебанова Т. В. Устройство микроподъема на мостовом кране//Строительные и дорожные машины. 1983. № 6. С. 19—20.

35. Шнейдер В. Г. Пуск механизма подъема гидравлического стрелового крана//Изв. вузов. Сер. «Машиностроение». 1972. № 8. С. 112—115.

36. Электропривод механизма главного подъема грузоподъемностью 450 т для разливочных и заливочных кранов/Г. И. Беленький, А. В. Геденов, Г. Д. Каштанов и др.//Электротехническая промышленность. Электропривод. 1982. № 3. С. 22—24.

37. Carbon L. Elektrische Differentiale und Regeleinrichtungen für Greiferkrane//Siemens Zeitschrift. 1975. N 1. S. 3—9.

38. Feinfahr-Motoren für exaktes Positionieren//Fördern und Heben. 1980. N 8. S. 729.

39. Greifer-Hubwerkgetriebe//VDI-Nachrichten. 1977. N 46. S. 4.

40. Kombiniertes Planeten-Greifer-Katzfahrgetriebe für Krananlagen//Deutsche Hebe- und Fördertechnik. 1983. N 11. S. 38.

41. Macranger K. Hubwerk für höchste Tragfähigkeit und größte Hubhöhe//Techn. Mitt. Krupp Werksberichte. 1971. B. 29. H. 3/4. S. 91—92.

42. Weerth H. E. Seiltrommel-Kupplungen für Hubwerkswinden im Kranbau//Deutsche Hebe- und Fördertechnik. 1971. N 10. S. 65—66. (Экспресс-инф. «Подъемно-транспортное машиностроение». 1972. № 6. Реп. 46.)

## VI.6. Механизмы передвижения на рельсовом и канатном путях

Крановые тележки передвигаются по *рельсовому пути* с помощью механизмов с приводными колесами или канатной тягой, а краны — с использованием механизмов с приводными колесами. На судовых козловых кранах в условиях крена и дифферента иногда применяют зубчато-реечные механизмы [О.32, О.47].

Механизмы передвижения с *приводными колесами* выполняют с отдельным или центральным приводом. Конструкции и расчет ходовых колес см. в п. V.8. Число ходовых колес назначают в зависимости от нагрузок на ходовые части (см. т. 1, п. I.23), число приводных колес — по условиям сцепления (см. п. VI.8). Основные схемы расположения колес даны на рис. VI.3.1; число

приводных колес может составлять  $1/4$  (рис. VI.3.1, *а*),  $1/3$  (рис. VI.3.1, *ж*),  $1/2$  (рис. VI.3.1, *а*, *б*, *г*, *з*, *к*, *л*),  $2/3$  (рис. VI.3.1, *е*) общего числа колес; в схемах на рис. VI.3.1, *в* и *д* все колеса приводные.

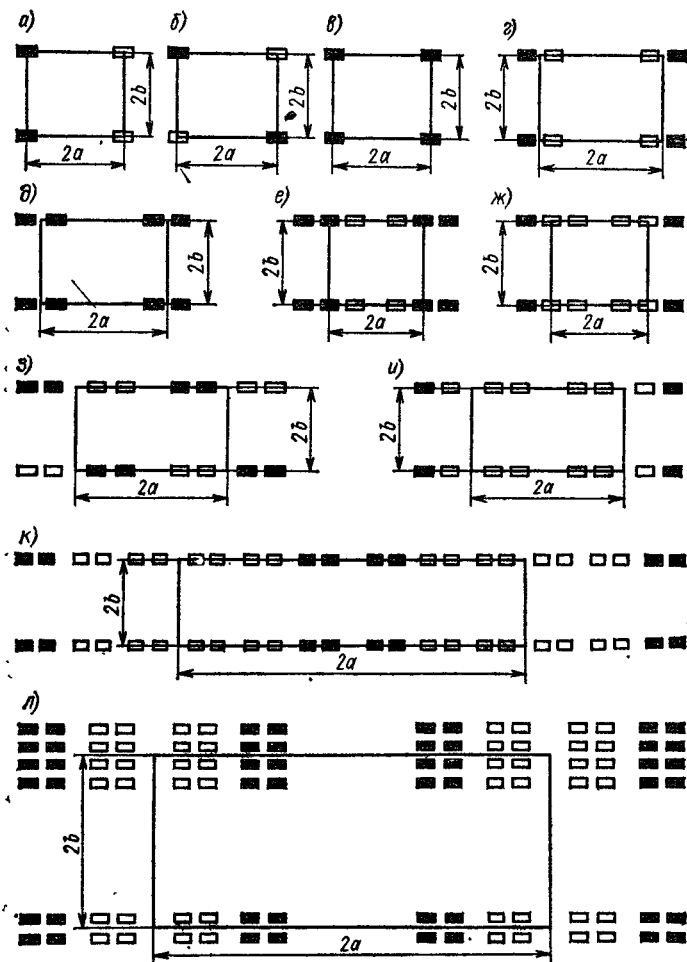


Рис. VI.3.1. Схемы расположения ходовых колес на кранах и тележках  
 ■ — приводное колесо; □ — холостое колесо;  $2a$  — база;  $2b$  — колея опорного контура

Примеры применения схем на рис. VI.3.1: *а* — тележки мостовых кранов общего назначения и специальных, тележки козловых кранов, консольных кранов и мостовых перегружателей, мостовые краны с центральным приводом [О.9, О.67]; *б* — козловые краны общего назначения грузоподъемностью до 12,5 т и пролетом до 25 м [О.1], мульдозавалочные краны [О.9]; *в* —

козловые краны общего назначения грузоподъемностью 12,5 т и пролетом 32 м и более [О.1]; *г* — тележки мостовых кранов большой грузоподъемности, главные мосты ковочных кранов [О.9]; *д* — козловые краны грузоподъемностью 20/5 т [О.1]; *ж* — колодезные краны [О.9]; *з* — порталные краны грузоподъемностью 10 и 16 т [О.40]; *и* — литейные краны грузоподъемностью 125 + 30 т, краны для раздевания слитков [О.9]; *к* — порталные краны грузоподъемностью 80/50 т, контейнерные перегружатели; *л* — мостовые перегружатели массой 2400 т (четыре рельса под жесткой опорой и два под гибкой опорой) [О.42].

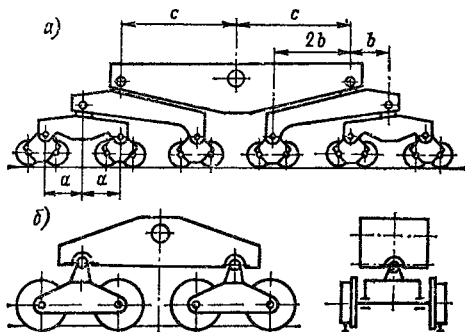


Рис. VI.3.2. Схемы балансиров механизма передвижения: *а* — порталного крана грузоподъемностью 80/50 т (см. рис. VI.3.1, *к*); *б* — мостового перегружателя при двухрельсовом пути под опорой

Если не все колеса являются приводными, то приводные колеса размещают равномерно под всеми опорами (рис. VI.3.1, *г*, *е*, *ж*—*к*) либо на диагонали опорного контура (рис. VI.3.1, *б*); при этом сумма нагрузок на приводные колеса равна половине общей силы тяжести независимо от положения подвижной нагрузки (тележки в пролете, поворотной части по углу вращения) и от горизонтальных сил; но при расположении приводов по схеме на рис. VI.3.1, *б* нагрузка на приводные колеса зависит от погрешностей укладки путей и изготовления крана (см. т. 1, п. 1.23). Расположение приводных колес на одном рельсе увеличивает перекос крана и применяется крайне редко [О.59].

Если число колес под опорой более одного, то их объединяют системой балансиров. Длины плеч балансиров принимают из условия одинаковой вертикальной нагрузки на все колеса (рис. VI.3.2, *а*). В мостовых кранах для этой цели наряду с балансиром применяют разрезные шарнирные концевые балки [О.21, О.67], что позволяет уменьшить габаритную высоту крана. В мостовых перегружателях с передвижением опоры по двум рельсам верхние балансиры опираются на нижние через сферические шарниры (рис. VI.3.2, *б*); о конструкции см. в работе [О.42].

Механизмы передвижения с *раздельным приводом* при одном колесе под опорой выполняют по схемам на рис. VI.3.3: *а* — без открытой передачи; *б* — с открытой передачей. В схемах двухколесных приводных тележек используют навесные вертикальные

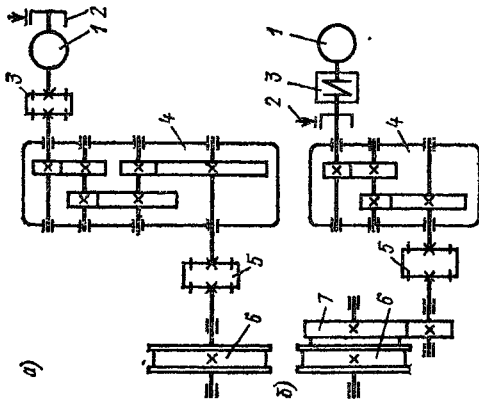


Рис. VI.3.3. Схемы приводов приводных колес: *а* — без открытой передачи; *б* — с открытой передачей  
 1 — двигатель; 2 — тормоз; 3 — муфта двухвходовая зубчатая (а) или упругая втулочно-пальцевая (б); 4 — вертикальный (а) или горизонтальный (б) редуктор; 5 — двухвходовая зубчатая муфта; 6 — ходовое колесо; 7 — зубчатое колесо открытой передачи

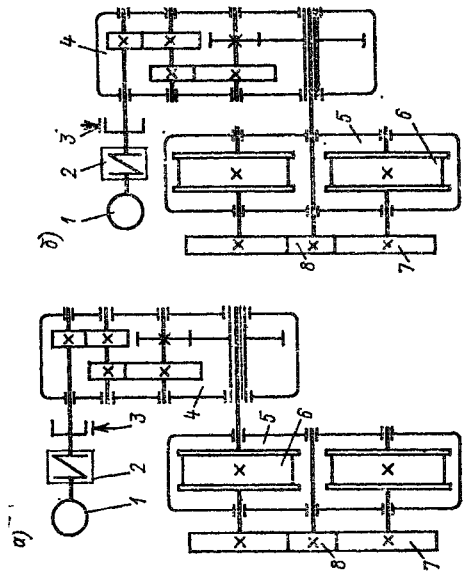
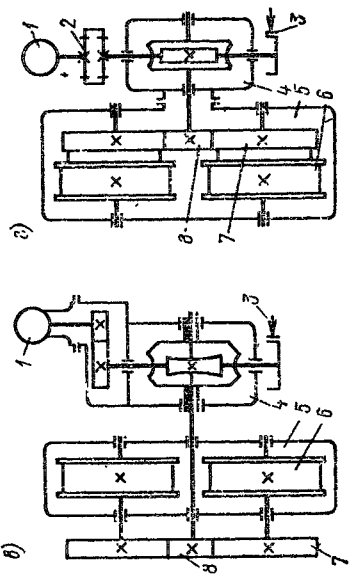


Рис. VI.3.4. Схемы приводных балансирных тележек кранов: *а*, *б* — козловых [0.1]; *в* — башенных [20, 21]; *г* — порталного [0.40]  
 1 — двигатель; 2 — упругая втулочно-пальцевая (а, б) или двухвходовая зубчатая (в) муфта; 3 — тормоз; 4 — редуктор; 5 — рама балансира; 6 — ходовое колесо; 7 и 8 — колесо и шестерня открытой зубчатой передачи



зубчатые (рис. VI.3.4, а, б) или более компактные червячные (рис. VI.3.4, в) редукторы либо крепят редуктор к раме балансира (рис. VI.3.4, г). Редуктор 4 соединен с шестерней 8 открытой передачи (рис. VI.3.4, б—г), резе — с валом ходового колеса 6 (рис. VI.4.3, а), при первом способе условия работы открытой передачи 8, 7 лучше, так как вращение передается от шестерни 8 на два колеса, 7 и нет консольной радиальной нагрузки на вал шестерни 8, второй способ иногда проще по компоновке [О.1].

Ходовые колеса механизмов по схемам на рис. VI.3.3, VI.3.4 чаще устанавливают на вращающихся осях с угловыми буксами

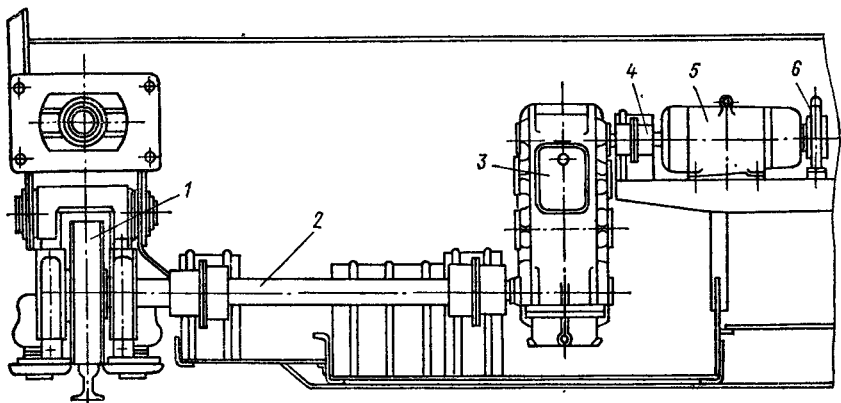


Рис. VI.3.5. Привод ходового колеса механизма передвижения мостового крана [О.9]  
1 — колесо с угловыми буксами; 2 — вал-вставка с одновенцовыми зубчатыми муфтами;  
3 — вертикальный редуктор; 4 — двухвенцовая зубчатая муфта; 5 — двигатель; 6 — тормоз

или разъемными корпусами подшипников (с косым разъемом); на кранах с ограниченной интенсивностью эксплуатации применяют колеса на неподвижных осях [О.1]; описание конструкции см. в п. V.8. На современных кранах колеса устанавливают почти исключительно на подшипниках качения.

Примеры конструкций механизмов передвижения с приводными колесами даны на рис. VI.3.5, VI.3.6. Для современных конструкций характерны агрегатно-модульное исполнение, широкая унификация, применение фланцевых двигателей [О.40] или мотор-редукторов [О.1]. Для стропительных башенных кранов мотор-редукторы нормализованы. О конструкции механизмов с приводными колесами см. также в работах [О.1, О.9, О.22, О.23, О.26, О.29, О.40, О.42, О.47, О.59, О.67]. Ходовые части железнодорожных кранов — вагонные оси и тележки (обычно подрессоренные) — проектируют по нормам для подвижного состава железных дорог Союза ССР; см. список литературы к гл. V разд. IV. О механизмах передвижения электроталей см. в работе [3].

Для механизмов передвижения мостовых кранов тяжелых режимов работы весьма перспективна конструкция с безредорд-



ными колесами и горизонтальными направляющими роликами [09, 6] (рис VI.3.5, VI.3.7) При этом сопротивление передвижению снижается примерно вдвое по сравнению с двухребордными колесами, уменьшаются потребное число приводных колес и масса механизмов [0.9]. Ролики целесообразно изготовлять из высокопрочных сталей (например, из стали 38ХГН с термообработкой до твердости 360 НВ [6]).

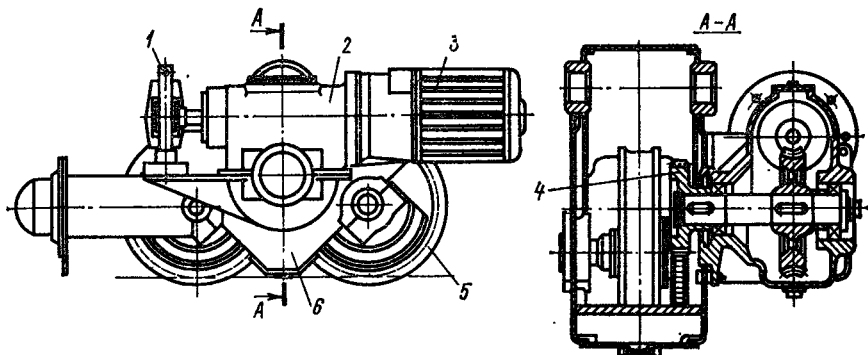


Рис. VI.3.6. Приводная тележка портального крана [0.40] (по схеме на рис. VI.3.4, а)  
1 — тормоз; 2 — червячный редуктор; 3 — двигатель; 4 — шестерня открытой зубчатой передачи; 5 — колесо; 6 — рама балансира

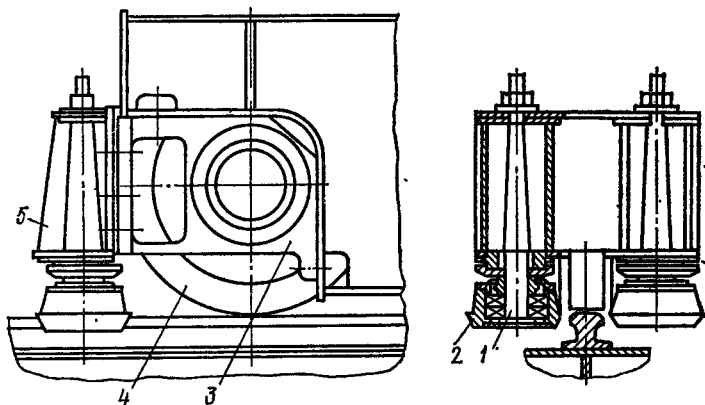


Рис. VI.3.7. Установка безребордного ходового колеса механизма передвижения мостового крана [6]  
1 — ось ролика; 2 — боковой направляющий ролик; 3 — угловая бруска с фланцем для кронштейна; 4 — безребордное колесо; 5 — кронштейн

Механизмы передвижения кранов и тележек с *центральным приводом* (рис. VI.3.8) бывают с тихоходным или быстроходным трансмиссионным валом; известны также схемы со среднеходным валом [0.26, 0.59], являющиеся комбинацией схемы на рис. VI.3.8, б с открытой зубчатой передачей между выходным валом редуктора 4 и ходовым колесом 7 (как на рис. VI.3.3, б). Размещение опор 6 и зубчатых муфт 5 тихоходного вала

(рис. VI.3.8, а) или опор 9 и зубчатых муфт 3, 5 быстроходного вала (рис. VI.3.8, б) должно обеспечить статическую определенность вала в целом (двухопорные участки вала соединяются плавающими валами-вставками или двухвенцовыми зубчатыми муфтами). Частота вращения быстроходного вала должна быть меньше критической (см. работы [О.23, О.59]).

Механизмы с тихоходным валом рациональнее использовать, чем механизмы с быстроходным валом, при расстоянии между

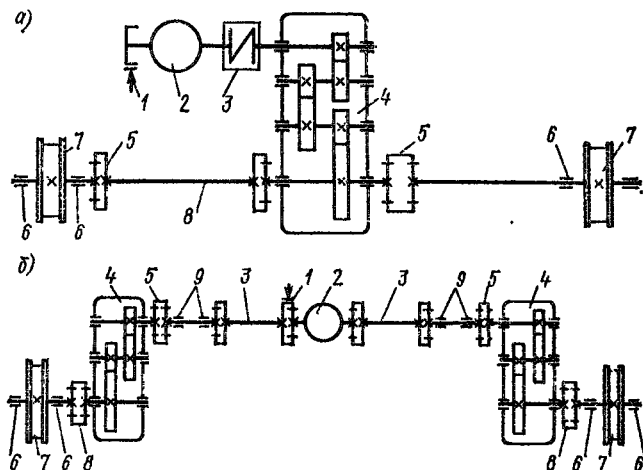


Рис. VI.3.8. Схемы механизмов передвижения с центральным приводом и валом: а — тихоходным; б — быстроходным

1 — тормоз; 2 — двигатель; 3 — упругая втулочно-пальцевая муфта (а) или вал-вставка с зубчатыми одновенцовыми муфтами (б); 4 — редуктор (а — вертикальный, б — горизонтальный); 5 — зубчатая муфта; 6 — опоры; 7 — ходовое колесо; 8 — вал-вставка с одновенцовыми зубчатыми муфтами (а) или двухвенцовая зубчатая муфта (б); 9 — опоры быстроходного вала

рельсами менее 15 м [О.26]; в частности, их, как правило, применяют для передвижения тележек кранов мостового типа. Для мостовых кранов (особенно с пролетом свыше 16 м [О.59]), мостовых перегружателей, козловых, башенных и порталных кранов механизмы передвижения с центральным приводом нецелесообразны; на современных кранах этих типов почти исключительно применяют раздельный привод. Недостаток последнего — больший, чем при центральном приводе, перекос крана при неравномерной загрузке опор — отчасти может быть компенсирован применением ограничителей перекоса (см. п. VI.18) или специальных схем управления (см. т. I, разд. II). О перекосных нагрузках см., например, в работах [О.1, О.21, О.26, 17, 23, 37].

Механизмы передвижения мостовых кранов, перемещаемых по кольцевым рельсовым путям (радиальных, ходовых, кольцевых), имеют раздельный привод по схеме на рис. VI.3.3 с расположением геометрических осей ходовых колес по радиусам рельсов. Для тележек и балансиров необходимы шарниры с вер-

тикальными осями. Внутренние и наружные колеса чаще выполняют одинакового диаметра с ребрами или горизонтальными направляющими роликами. См. п. IV.6 и работы [O.47, O.59].

Механизмы передвижения по рельсовому пути тележек с канатной тягой позволяют значительно уменьшить массу и габаритные размеры тележки.

В связи с отсутствием ограничений по сцеплению колес с рельсами возможно движение с большими ускорениями и по наклонному пути. Схемы запасовки тягового каната башенных кранов с балочными стрелами [20, 21] даны на рис. VI.3.9, а—г.

На барабане 1 крепят два конца тягового каната 2, идущих с разных сторон (сверху и снизу) к двум нарезкам одного направления; при вращении барабана один конец каната сматывается с барабана, другой наматывается на него. Для устранения слабину тягового каната при его вытяжке применяют лебедки с храповыми устройствами [21], в остальном тяговые лебедки подобны подъемным лебедкам крюковых кранов (см. п. VI.3).

Для механизмов с фрикционной связью барабана с тяговым канатом [O.23, O.26, O.59] требуется применять натяжные устройства. На рис. VI.3.10 приведена схема запасовки канатов

грейферно-бункерного перегружателя с канатной тягой [38]. Тележки кабельных кранов передвигаются по канатному пути с помощью механизмов передвижения тележки башенных кранов:

а — БКСМ-5-5А; б — КБ-504, КБР-1; в — КБ-676; г — КБ-403А (штриховая линия — при длинной стреле); д — расчетная схема

1 — барабан; 2 — тяговый канат; 3 — тележка; 4 — направляющий блок; 5 — отклоняющий ролик [21]

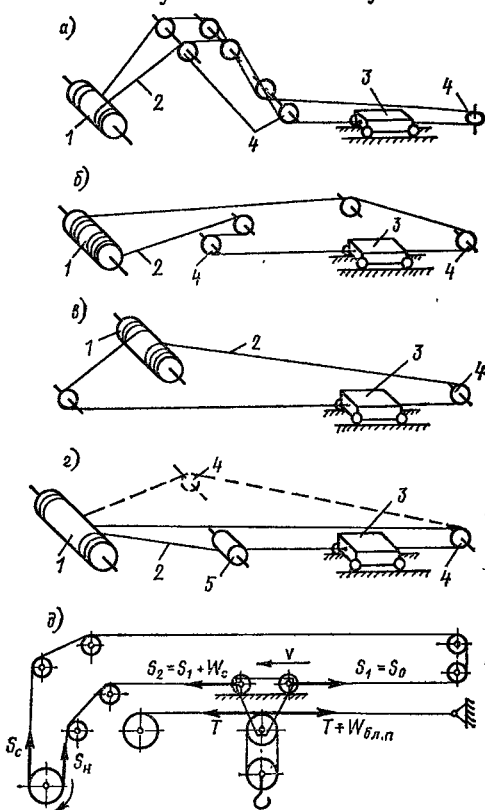


Рис. VI.3.9. Схемы запасовки тягового каната механизмов передвижения тележки башенных кранов: а — БКСМ-5-5А; б — КБ-504, КБР-1; в — КБ-676; г — КБ-403А (штриховая линия — при длинной стреле); д — расчетная схема

1 — барабан; 2 — тяговый канат; 3 — тележка; 4 — направляющий блок; 5 — отклоняющий ролик [21]

с канатной тягой [38]. Тележки кабельных кранов передвигаются по канатному пути с помощью механизмов передвижения тележки башенных кранов [14] даны на рис. VI.3.11; см также работы [O.25, 14].

Схема на рис. VI.3.11, а рекомендуется при скорости тележки  $v = 6$  м/с, на рис. VI.3.11, б — при  $v > 6$  м/с. Схему на рис. VI.3.11, в можно применять при

угле  $\beta$  наклона хорды пролета, обеспечивающем передвижение тележки с грузом в пределах рабочей зоны и подход порожней тележки к площадке башни. Кроме барабанных лебедок с закреплением двух концов тягового каната на барабане на кабель-

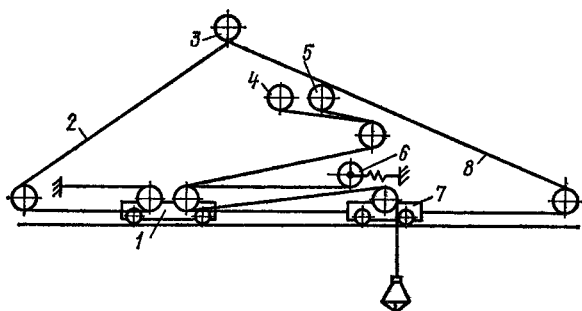


Рис. VI.3.10. Схема запаски канатов грейферно-бункерного перегружателя  
1 — промежуточная тележка; 2, 8 — тяговые канаты; 3 — тяговая лебедка; 4 — замыкающая лебедка; 5 — поддерживающая лебедка; 6 — лебедка натяжного устройства; 7 — главная тележка [38]

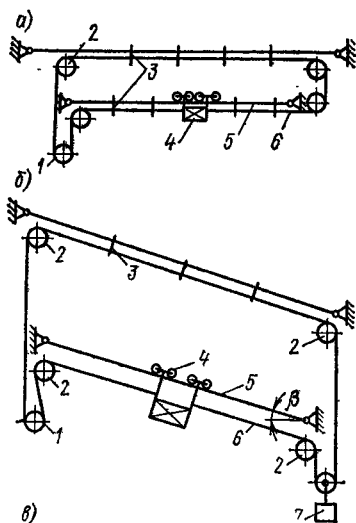
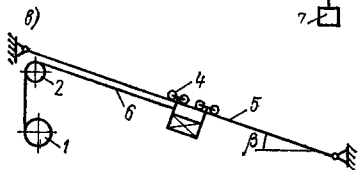


Рис. VI.3.11. Схемы запаски тягового каната кабельного крана  
1 — тяговый барабан; 2 — направляющие блоки; 3 — поддержки тягового каната; 4 — грузовая тележка; 5 — несущий канат; 6 — тяговый канат; 7 — натяжное устройство



ных кранах применяют тяговые лебедки с канатоведущими шкивами, более компактные, но требующие большего диаметра

тягового каната. Лебедки с канатоведущими шкивами целесообразны при стесненных габаритах, невозможности обеспечить допустимые углы схода канатов с барабана, при пролетах свыше 800 м. При определении угла наклона тягового пути следует учесть провес несущего каната под нагрузкой. Канатную тягу иногда применяют для передвижения опор кабельных кранов, см. п. V.4 и работу [14].

Требования к механизмам передвижения кранов на рельсовых путях даны в Правилах [О.51]. Механизмы передвижения обя-

зательно оборудуют тормозами, если кран (тележка) работает на открытом воздухе или перемещается в помещении по напольным путям, а также на надземном пути при скорости передвижения более 32 м/мин. Тормоза механизмов передвижения должны быть нормально замкнутыми, автоматически размыкаемыми при включении привода. Для машин, работающих на открытом воздухе, тормоза должны удерживать кран и тележку при максимальной допустимой силе ветра рабочего состояния и обеспечивать плавную остановку.

Краны, передвигающиеся по рельсовым путям на открытом воздухе, следует оснащать противоугонными устройствами [О.51]; см. п. VI.16.

Безребордные ходовые колеса можно применять, если только исключена возможность схода крана с рельсов. Одноробордные колеса можно использовать: а) если ширина колеи пути наземных кранов не превышает 4 м и обе нитки пути лежат на одном уровне (на башенных кранах применяют только двухребордные колеса); б) если наземные краны перемещаются каждой стороной по двум рельсам и реборды колес обоих рельсов расположены на противоположных сторонах колес; в) для опорных и подвесных тележек кранов мостового типа [О.51].

Краны мостового типа, консольные передвижные, башенные, порталные и кабельные, а также грузовые тележки должны быть снабжены на случай поломки колес или осей опорными деталями, устанавливаемыми на расстоянии не более 20 мм от рельсов [О.51].

ГОСТ 24378—80 «Краны мостовые электрические. Технические условия» предусматривает следующие требования к ходовой части: отклонение от общей плоскости торцов ходовых колес концевой балки или балансира — не более 0,002 диаметра; отклонение от вертикальной плоскости торцовых поверхностей ходовых колес крана и тележки не более 0,002 диаметра; отклонение от параллельности общих плоскостей ходовых колес обеих сторон крана — не более 5 мм при пролете до 22,5 м и не более 8 мм при пролете более 22,5 м.

Результаты исследований [13] показывают, что при перекосе колес относительно плоскости качения на угол 0,0003—0,0005 рад изнашиваются поверхности качения и относительно мало работают реборды, а при больших углах перекоса колеса выбраковываются вследствие изнашивания реборд.

## VI.7. Механизмы передвижения безрельсового хода

**Пневмоколесный ход.** Пневмоколесное ходовое оборудование используют в стреловых самоходных кранах (см. п. IV.14), козловых кранах для перегрузки контейнеров (см. п. IV.7), известно применение пневмоколесного хода в мостовых кранах [36]

Шины используют по ГОСТ 8430—76 «Шины пневматические для большегрузных автомобилей, строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин. Технические условия», ГОСТ 12715—83 «Шины пневматические диагональные для большегрузных автомобилей, строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин. Основные параметры и размеры», ГОСТ 5513—75 «Шины пневматические для грузовых автомобилей, автоприцепов, автобусов и троллейбусов. Технические условия», ГОСТ 13298—78 «Шины с регулируемым давлением. Технические условия». В зависимости от условий эксплуатации шины могут иметь рисунки протектора дорожный (для дорог с усовершенствованным капитальным покрытием), универсальный (для дорог с усовершенствованным облегченным покрытием и переходных), повышенной проходимости (для бездорожья и мягких грунтов). Категории дорог см. в СН и П 2.05.02—85 «Автомобильные дороги» и СН и П 2.05.07—85 «Промышленный транспорт».

Определение нагрузок на опоры безрельсового хода см. в т. 1, п. I.24, классификацию и конструкции колес — в работе [1] и ГОСТ 26147—84 «Ободья колес для большегрузных автомобилей, строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин. Технические условия».

Основные типы приводов механизма передвижения — механический (двигатели внутреннего сгорания), гидромеханический (с гидротрансформатором), гидравлический и дизель-электрический.

Стреловые самоходные краны типов КА, КК, КП и КШ (см. разд. IV, гл. 5 и ГОСТ 22827—85 «Краны стреловые самоходные общего назначения. Технические условия») имеют трансмиссию автомобильного типа, краны типов КК и КШ — трансмиссию автомобилей высокой проходимости. Число ступеней коробки передач от двух-трех для кранов типа КП до 15 для кранов типов КШ и КК. Для повышения проходимости иногда используют дополнительные двухступенчатые коробки передач. У многоосных шасси высокой проходимости главные передачи разнесенного типа (с бортовыми редукторами). Имеются межтележечные, межколесные и осевые дифференциалы. В зависимости от назначения они могут быть симметричными или несимметричными, с принудительной блокировкой [0.14, 0.43, 0.68, 2, 7, 8, 18, 29, 30].

Кинематическую схему механизма передвижения крана на короткобазовом шасси см. на рис. IV.5.10.

Многоосные шасси классифицируют по числу осей и способу их размещения по базе, схеме рулевого привода и привода осей [2]. Цифры осевой формулы (табл. VI.3.1) означают число рядом стоящих осей, которые объединяются направляющим устройством подвески (в случае, когда ходовая тележка имеет больше двух осей, направляющим устройством подвески могут объединяться не все оси). Применяют гидропневматические подвески и обычные рессорные балансиры с листовыми рессорами или цилиндриче-

скими пружинами, для кранов типа КП используют жесткую подвеску мостов.

Формула управляемости (см. табл. VI.3.1) характеризует конструктивные решения схемы рулевого привода. Например, для шестиосного шасси с осевой формулой 2—4 (см. схему 12 на рис. VI.3.12), у которого управляемыми являются первая, вторая, третья и шестая оси, формула управляемости будет 12—3006.

Управление поворотом колес — рычажное, гидравлическое безнасосное и с применением насосного гидропривода, который дублируется аварийной инерционной системой, приводимой от колес шасси (см. работы [О.14, О.43, 2, 5, 8, 18, 30]). Рулевые системы должны обеспечить вписываемость крана в дорожную сеть (радиус по-

### VI.3.1. Характеристики крановых шасси [2]

Номер схемы на рис. VI.3.12	Осевая формула	Формула управляемости
1	1—1	1—0
2	1—1	1—1
3	1—2	1—00
4	2—1	12—0
5	2—2	12—00
6	1—1—2	1—2—34
7	2—3	12—000
8	2—3	12—300
9	2—3	12—005
10	3—2	123—00
11	2—1—2	12—3—00
12	2—4	12—3006
13	3—3	123—000
14	2—5	12—34007
15	2—4—1	12—3006—0
16	4—3	1230—567

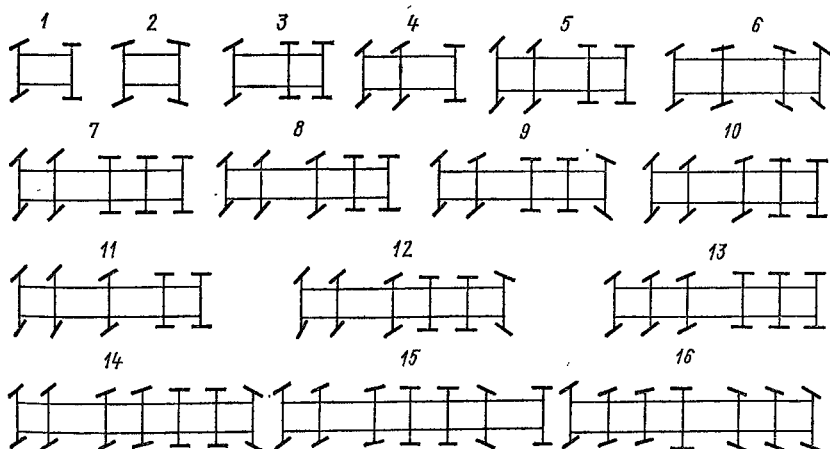


Рис. VI.3.12. Схемы поворота стреловых самоходных кранов при различных схемах рулевого управления (см. табл. VI.3.1)

Шасси: 1, 2 — двухосные; 3, 4 — трехосные; 5, 6 — четырехосные; 7—11 — пятиосные; 12, 13 — шестиосные; 14—16 — семиосные

ворота 17—19 м), что в многоосных шасси достигается применением задних управляемых колес (см. рис. VI.3.12 и табл. VI.3.1).

Некоторые конструкции рулевого управления позволяют кранам типа КК двигаться боком.

Скорости передвижения кранов, преодолеваемые уклоны пути и характеристики базовых шасси см. в табл. IV.5.3.

Тормоза механизма передвижения кранов на пневмоколесном ходу должны отвечать требованиям ГОСТ 22895—77 «Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности». В соответствии с ним тормозное управление должно состоять из четырех систем: рабочей, запасной, стояночной и вспомогательной. Эти системы могут иметь общие элементы, но должно быть не менее двух независимых органов управления различными тормозными системами.

Рабочая тормозная система должна действовать одновременно на все колеса с рациональным распределением тормозного момента по мостам. Применять автономную запасную тормозную систему необязательно, если ее функции может выполнять любой контур рабочей тормозной системы или стояночная тормозная система. Приведение тормозных механизмов стояночной тормозной системы в заторможенное состояние должно производиться с помощью устройства, действующего механическим способом. Автомобили с полной массой свыше 12 т оснащают тормозом-замедлителем (для длительного торможения автомобиля на затяжных спусках).

Пневматический привод тормозной системы автотранспортных средств должен соответствовать требованиям ГОСТ 4364—81, гидравлический привод — ГОСТ 23181—78.

Описание конструкций тормозных механизмов и приводов см. в работах [О.15, О.43, О.68, 7, 8, 18, 30].

**Гусеничный ход.** Гусеничное ходовое оборудование применяют на стреловых самоходных кранах (типа КГ по ГОСТ 22827—85) и кранах на тракторах (см. п. IV.15). Базой кранов на тракторах и кранов-трубоукладчиков являются серийные гусеничные тракторы (см. табл. IV.5.5, IV.5.6 и работы [О.14, 30]).

Ходовое оборудование кранов на гусеничном ходу принципиально для всех кранов одинаковое (рис. VI.3.13). Применяемый многоопорный гусеничный ход (отношение числа лежащих на грунте звеньев гусеницы к числу опорных колес менее двух) по сравнению с малоопорным создает более равномерное давление на грунт. Ведущие и натяжные колеса, опорные и поддерживающие катки располагают на продольной оси симметрии каждой гусеничной рамы. Иногда используют (кран МКГ-25БР) гусеничные тележки, которые в рабочем положении раздвигаются до максимальной ширины гусеничного ходового устройства, а в транспортном положении сдвигаются до минимальной ширины. В результате этого улучшается грузовая характеристика крана и уменьшаются транспортные габариты.

Основные типы приводов механизма передвижения гусеничных кранов — дизель-электрический (раздельный и центральный) и гидравлический (в странах Западной Европы и США), в крановых вариантах универсальных экскаваторов-кранов — дизель-механический.



По кинематическому признаку механизмы передвижения гусеничных кранов делят на дифференциальные и бездифференциальные. Отличительная особенность дифференциальных механизмов — дифференциал, связывающий валы приводов левой и правой гусеничных тележек. При его применении средняя скорость передвижения крана в процессе поворота  $V = 0,5 (V_1 + V_2)$

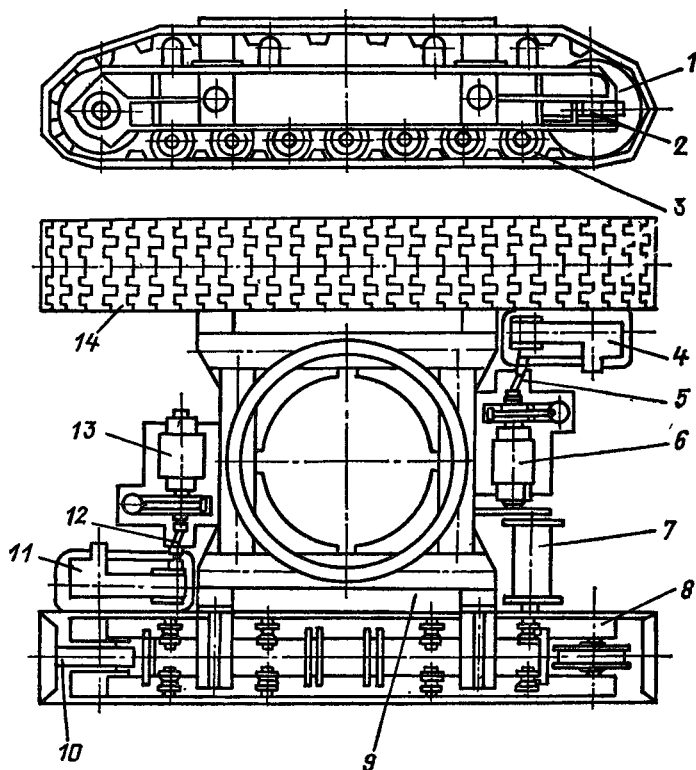


Рис. VI.3.13. Ходовое устройство гусеничного крана с индивидуальным приводом гусениц

1 — ведомое колесо; 2 — ползун; 3 — опорные катки; 4, 11 — бортовые редукторы; 5, 12 — карданные валы; 6, 13 — электродвигатели; 7 — кабельный барабан; 8 — продольная балка; 9 — ходовая рама; 10 — ведущее колесо; 14 — гусеничная цепь

(рис. VI.3.14, а) остается такой же, как до поворота, если принять, что частоты вращения вала двигателя и буксование гусениц в обоих случаях одинаковы.

При бездифференциальном механизме передвижения можно использовать как центральный, так и раздельный привод. При центральном приводе применяют муфты поворота или планетарные передачи. В этом случае забегающая гусеница сохраняет на повороте такую же кинематическую связь с ведущим валом, как

до поворота, скорость крана до поворота была равна  $V_1$  (рис. VI.3.14, а, б).

При движении гусениц в противоположных направлениях возможен поворот вокруг центральной оси машины (рис. VI.3.14, в). Эта важная для транспортного средства способность редко используется в кранах на гусеничном ходу, так как такой поворот может быть достигнут быстрее и проще вращением поворотной платформы

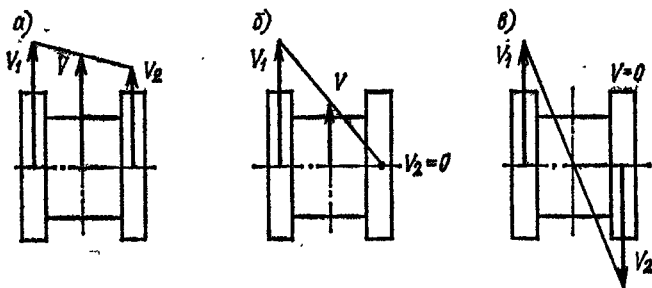


Рис. VI.3.14. Схемы поворота кранов на гусеничном ходу: а — по дуге произвольного радиуса; б — относительно центра одной из гусениц; в — относительно центра гусеничного хода

вокруг оси. Наиболее часто поворот осуществляют вокруг затор-моженной внутренней гусеницы (рис. VI.3.14, б). Подробнее см. в работах [О.14, О.26, О.69, 5, 30].

Кинематическую схему механизма передвижения гусеничного крана с отдельным приводом см. на рис. IV.5.13, о конструкциях механизмов передвижения — в работах [О.14, О.26, О.68, О.69, 5, 7], скорости передвижения гусеничных кранов с грузом и без груза, преодолеваемые уклоны пути и другие характеристики — в табл. IV.5.4.

## VI.8. Расчет механизмов передвижения

**Проектировочный расчет.** Исходные данные: геометрическая схема крана и тележки с необходимыми размерами; масса конструкций крана или тележки (предварительно их выбирают по аналогии с осуществленными конструкциями; можно пользоваться данными, имеющимися в разд. IV и табл. VI.4.4); грузоподъемность крана; нагрузки на ходовые колеса; конструктивная схема механизма передвижения; скорость передвижения; группа режима работы механизма.

Механизмы передвижения на рельсовом пути с приводными колесами. *Статическое сопротивление передвижению*  $W_0$  состоит из сопротивления от трения в ходовых частях на прямолинейном  $W_{тр}$  и криволинейном  $W_{кр}$  участках пути, от перекоса  $W_{пер}$ , уклона пути  $W_y$  на угол  $\beta$ , от ветровой нагрузки  $P_B$ :

$$W_0 = W_{тр} + W_{кр} + W_{пер} \pm W_y \pm P_B. \quad (VI.3.1)$$

Сопротивление от трения в ходовых частях на прямолинейном участке пути, считая  $\cos \beta = 1$ ,

$$W_{\text{тр}} = (G + G_{\text{к}}) \frac{\mu_{\text{ц}} d_{\text{ц}} + 2f}{D_{\text{к}}} k_{\text{р}} = \omega (G + G_{\text{к}}), \quad (\text{VI.3.2})$$

где  $G$  и  $G_{\text{к}}$  — вес груза с грузозахватом и вес крана или тележки (для опор кабельного крана — их составляющие по нормали к пути);  $D_{\text{к}}$  и  $d_{\text{ц}}$  — диаметры колеса и его цапфы (расчет ходовых колес см. в п. V.8); для тележек  $D_{\text{к}} = 200 \div 400$  мм при  $D_{\text{к}}/d_{\text{ц}} = 4 \div 6$ , для кранов  $D_{\text{к}} = 500 \div 1000$  мм при  $D_{\text{к}}/d_{\text{ц}} = 6 \div 8$ ;  $\mu_{\text{ц}}$  — коэффициент трения подшипников, приведенный к цапфе колеса (см. табл. V.1.69);  $f$  — коэффициент трения качения, значения которого для качения стальных колес по рельсу см. в табл. VI.3.2;  $k_{\text{р}}$  — коэффициент, учитывающий трение реборд и ступиц колес (табл. VI.3.3) [O.21, O.23, O.69];  $\omega$  — коэффициент сопротивления движению на прямолинейном участке пути (значения  $\omega$  для строительных башенных кранов см. в табл. VI.3.4, для железнодорожных кранов — в работах [O.14, 28], для козловых — в работе [O.1]).

**VI.3.2. Коэффициент трения качения  $f$ , мм, стальных колес по рельсам**

Головка рельса	Диаметр ходового колеса, мм				
	200; 250; 320	400; 500; 560; 630	710	800; 900	1000
Плоская	0,3	0,5	0,6	0,7	0,7
Скругленная	0,4	0,6	0,8	1	1,2

В однорельсовых (консольных передвижных) кранах и консольных тележках с горизонтальными колесами сопротивление движению от сил трения

$$W_{\text{тр}} = (G + G_{\text{к}}) \frac{\mu_{\text{ц}} d_{\text{ц}} + 2f}{D_{\text{к}}} + H_1 \frac{\mu_1 d_1 + 2f}{D_1} + H_2 \frac{\mu_2 d_2 + 2f}{D_2}, \quad (\text{VI.3.3})$$

где  $D_1$ ,  $D_2$  и  $d_1$  и  $d_2$  — диаметры горизонтальных нижних и верхних колес и их цапф;  $H_1$  и  $H_2$  — горизонтальные нагрузки на опоры.

В мостовых кранах с безребордными колесами и горизонтальными направляющими роликами (см. рис. VI.3.5, VI.3.7) сопротивление движению от сил трения определяют по формуле (VI.3.2) при  $k_{\text{р}} = 1,1$  или по формуле, аналогичной (VI.3.3), при  $H_2 = 0$  и  $H_1 = 0,1 (G + G_{\text{к}})$ .

Сопротивление движению на криволинейных участках пути  $W_{\text{кр}}$  зависит от отношения базы и колеи крана к радиусу закругления пути, от конструкции ходовых частей; его определяют опытным путем (для железнодорожных кранов см. в работах [O.14, 28], для строительных башенных — примечание к табл. VI.3.4).

### VI.3.3. Коэффициент $k_p$ , учитывающий трение реборд и ступиц колес

Механизмы передвижения	Обод ходовых колес	Привод механизма	$k_p$	Примечание
Кранов опорных	Конический	Центральный Раздельный	1,2 1,1	— —
	Цилиндрический	Центральный Раздельный	1,5 1,1	✓ —
	Цилиндрический без реборд	Центральный или раздельный	1,1	С боковыми направляющими роликами
Кранов подвесных	Конический	Односторонний	2,5 2	Подшипники качения Подшипники скольжения
		Двусторонний	2 1,8	Подшипники качения Подшипники скольжения
Крановых тележек	Цилиндрический	Центральный	2,5 2	Токоподвод с помощью троллеев Токоподвод с помощью гибкого кабеля

### VI.3.4. Коэффициент сопротивления движению $\psi$ для строительных башенных кранов по ГОСТ 13994—81

Диаметр, мм		Значения $\psi$ при подшипниках	
колеса	оси	скольжения	качения
До 700	До 50	0,028	0,02
От 200 до 400	От 50 до 65	0,018	0,015
» 400 » 600	» 65 » 90	0,016	0,01
» 600 » 800	» 90 » 100	0,013	0,006

Примечание. При учете трения реборд (для расчета двигателей) значения  $\psi$  необходимо увеличить на 0,005. При движении крана по закруглениям кранового пути силу сопротивления передвижению колеса следует принимать удвоенной.

Подробнее о сопротивлении движению на криволинейных участках пути см. в работах [O.2, O.14, O.22, O.23, O.26, O.69].

Сопротивление движению от перекосов  $W_{пер}$  при движении мостовых и козловых кранов можно найти после определения перекосных нагрузок и вызываемых ими дополнительных реакций (см. работы [O.1, 15, 23]).

Сопrotивление движению от уклона пути  $W$

$$W_y = (G + G_k) \sin \beta. \quad (\text{VI.3.4})$$

При малых уклонах в расчет вместо  $\sin \beta$  вводят уклон пути  $i$ :

$$W_y = (G + G_k) i,$$

где  $i$  принимают равным: для мостовых кранов — 0,001; козловых, порталных и стапельных — 0,003; железнодорожных — 0,004; строительных башенных — 0,005; тележек на мосту крана — 0,002. При движении тележек по стрелам и консолям кранов значение  $i$  определяют расчетом.

Сопrotивление движению от ветровой нагрузки  $P_v$  складывается из сопротивлений от ветровой нагрузки  $P_{в.к}$  на конструкцию и  $P_{в.г}$  на груз (см. т. 1, п. 1.7).

Для подвесных однорельсовых тележек особенности определения  $W_c$  см. в работе [0.2]. При выборе мощности двигателей  $W_c$  обычно определяют только с учетом основных сопротивлений:

$$W_c = W_{тр} \pm W_y \pm P_v; \quad (\text{VI.3.5})$$

для учета остальных сопротивлений при отсутствии экспериментальных данных увеличивают  $W_c$ , полученное по формуле (VI.3.5).

Статическая мощность двигателя  $N_c$ , кВт, при установившемся движении на подъем против ветра с давлением  $p_{вI}$ :

$$N_c = W_c v / (1000 \eta), \quad (\text{VI.3.6})$$

где  $W_c$  — по формуле (VI.3.1) или (VI.3.5), Н;  $v$  — номинальная скорость движения крана (тележки), м/с;  $\eta$  — общий КПД механизма передвижения;  $\eta = 0,7 \div 0,85$ .

При больших силах инерции (больших скоростях) и малых сопротивлениях мощность двигателя  $N$ , кВт, предварительно определяют по выражению

$$N = \frac{W_{тр} + P_{вI} + (1,1 \div 1,3) F_{и} v}{1000 \psi} \quad (\text{VI.3.7})$$

где  $\psi$  — кратность среднего пускового момента двигателя (значения см. в табл. VI.2.5);  $F_{и}$  — сила инерции масс крана (тележки)  $m_k$ , кг, и груза с грузозахватом  $Q$ , кг;

$$F_{и} = (m_k + Q) v / t_p; \quad (\text{VI.3.8})$$

$t_p$  — время разгона механизма до номинальной скорости  $v$ , с; можно принимать для кранов  $t_p = 8 \div 10$  с, для тележек  $t_p = 5 \div 6$  с или пользоваться данными табл. VI.3.5.

Передачочное число и механизма при номинальной частоте вращения двигателя  $n_{дв}$  и колеса  $n_k$ , об/мин, диаметром  $D_k$ , м,

$$u = n_{дв} / n_k, \quad n_k = 60v / (\pi D_k). \quad (\text{VI.3.9})$$

**VI.3.5. Допускаемые значения ускорений (м/с<sup>2</sup>) при разгоне и торможении механизмов передвижения [15]**

Назначение кранов и тип грузозахватов	Грузоподъемность, т		
	до 3,2	от 5,0 до 12,5	свыше 12,5
Крюковые с ручной строповкой Для транспортировки жидкого металла Грейферные, магнитные, с автоматическими захватами (спредерные, вакуумного типа)	0,25	0,2	0,15
	0,15	0,1	0,05
		0,3	

Предварительно выбранный по формуле (VI.3.6) или (VI.3.7) двигатель проверяют:

1) на время разгона  $t_p$  крана (тележки) до номинальной скорости вверх по уклону против ветра с давлением  $P_{вГ}$ :

$$t_p = \frac{n_{дв} \left[ 1,2 (J_p + J_m) + \frac{(Q + m_k) D_k^2}{4u^2 \eta} \right]}{9,55 \left( M_{ср}^n - \frac{W_c D_R}{2u \eta} \right)}, \quad (VI.3.10)$$

где  $n_{дв}$  — номинальная частота вращения двигателя, об/мин;  $J_p$  и  $J_m$  — моменты инерции ротора двигателя и соединительных муфт на валу двигателя, кг·м<sup>2</sup>;  $M_{ср}^n = \psi M_n$  — средний пусковой момент двигателя, Н·м;  $M_n$  — номинальный момент двигателя по формуле (VI.2.5); время пуска не должно превышать для кранов  $t_p = 8 \div 10$  с, для тележек  $t_p = 5 \div 6$  с;

2) на кратковременную перегрузку при возросших статических сопротивлениях в условиях установившегося движения:

$$M_{дв}^{max} > \frac{(W_{тР} + W_{кР} + W_{пер} + W_y + P_{в II}) D_R}{2u \eta}, \quad (VI.3.11)$$

где  $M_{дв}^{max}$  — максимальный момент двигателя, ограничиваемый электрической защитой, а при гидравлическом приводе — предохранительным клапаном; для некоторых типов кранов, например порталных, учитывают не ветровую нагрузку на груз, а угол отклонения канатов от вертикали [по типу формулы (VI.4.27)];

3) на нагрев (см. т. 1, разд. II, гл. 1).

Тормозной момент на валу двигателя при движении по ветру под уклон по прямой

$$M_T = (P_{в II} + W_y - W_{тР}^{min}) \frac{D_R \eta}{2u} + \frac{n_{дв}}{9,55 t_T} \left[ 1,2 (J_p + J_m) + \frac{(Q + m_k) D_k^2 \eta}{4u^2} \right], \quad (VI.3.12)$$

где  $W_{\text{тp}}^{\text{min}}$  — по формуле (VI.3.2) при  $k_p = 1$ ; время торможения должно быть не более 6—8 с для кранов и 3—4 с для тележек.

Для мостовых кранов, работающих на открытом воздухе и не имеющих противоугонных устройств, при достаточном сцеплении приводных колес с рельсами при ветре нерабочего состояния  $P_{\text{вIII}}$  необходимо иметь [O.51]:

$$M_T \geq 1,2 (P_{\text{вIII}} + W_y - W_{\text{тp}}^{\text{min}}) \frac{D_k \eta}{2u}.$$

При известном тормозном моменте  $M_T$  время торможения  $t_T$  можно найти из формулы (VI.3.12).

Для низкочастотных систем, у которых время разгона  $t_p$  или торможения  $t_T$  меньше половины периода  $\tau$  колебаний основного тона, влияние гибкости подвеса груза на значения пусковой мощности двигателя, тормозного момента, времен разгона и торможения можно учесть коэффициентом  $\delta \ll 1$  [см. формулу (VI.4.32) и рис. VI.4.18], относящимся к массе груза, т. е. принимая  $\delta Q$  вместо  $Q$  в формулах (VI.3.8), (VI.3.10), (VI.3.12). Для механизмов передвижения в формуле (VI.4.32)

$$k_\delta = Q \left/ \left[ m_k + 1,2 (J_p + J_m) \frac{4u^2}{D_k^2} \right], \quad \tau = 2\pi \sqrt{\frac{H}{g(1+k_\delta)}},$$

где  $H$  — длина подвеса груза;  $g$  — ускорение свободного падения.

Для пространственных канатных подвесов  $\tau$  определяют с использованием формулы (I.2.37) (см. т. 1, п. I.8).

Запас сцепления  $k_{\text{сц}}$  ходовых колес с рельсами при разгоне на подъем против ветра и при торможении под уклон по ветру

$$k_{\text{сц}} = \frac{N_{\text{пр}} (\mu_0 \pm w_{\text{min}})}{F_{\text{н}} \pm W_c} \geq [k_{\text{сц}}], \quad (\text{VI.3.13})$$

где  $N_{\text{пр}}$  — нагрузка на приводные (тормозные) колеса;  $\mu_0$  — коэффициент сцепления приводных колес с рельсом (для кранов, работающих на открытом воздухе,  $\mu_0 = 0,12$ ; в закрытых помещениях  $\mu_0 = 0,2$ );  $w_{\text{min}}$  — минимальное значение коэффициента сопротивления передвижению, вычисляемое с использованием формулы (VI.3.2) при  $k_p = 1$ ; силу инерции  $F_{\text{н}}$  определяют по формуле (VI.3.9) (с массой груза  $Q$  или без нее) при разгоне, при торможении — с заменой  $t_p$  на  $t_T$  [ $t_p$  по формуле (VI.3.10),  $t_T$  — с использованием формулы (VI.3.12)];  $W_c$  — статическое сопротивление движению; при разгоне  $W_c = W_{\text{тp}}^{\text{max}} + W_y + W_{\text{кр}} + W_{\text{пер}} + P_{\text{вI}}$ , при торможении  $W_c = W_{\text{тp}}^{\text{min}} - W_y - P_{\text{вII}}$  [ $W_{\text{тp}}^{\text{min}}$  по формуле (VI.3.2) при  $k_p = 1$ ]; верхние знаки — при разгоне, нижние — при торможении. Допускаемый коэффициент запаса сцепления  $[k_{\text{сц}}] = 1,2$  при работе без ветровой нагрузки и  $[k_{\text{сц}}] = 1,1$  при работе с ветровой нагрузкой.

Наибольшие допускаемые ускорения  $a_{\max}$  из условия отсутствия проскальзывания приводных (тормозных) колес по рельсу (с учетом запаса сцепления  $[k_{\text{сц}}]$ ):

$$a_{\max} \leq \frac{\frac{N_{\text{пр}}}{[k_{\text{сц}}]} (\mu_0 \pm w_{\text{min}}) \mp W_0}{m_{\text{к}} + Q},$$

где верхние знаки — при разгоне, нижние — при торможении; обозначения те же, что и в формуле (VI.3.13).

В соответствии с работой [15] для мостовых и козловых кранов грузоподъемностью до 50 т включительно запас сцепления принимают как отношение минимальной силы сцепления  $\mu_0 N_{\text{пр}}^{\text{min}}$  колес с рельсами к усилию, реализуемому при действии максимального вращающего момента  $M_{\text{к}}^{\text{max}}$  на ведущих колесах в период разгона или торможения механизма:

$$k_{\text{сц}} = \frac{\mu_0 N_{\text{пр}}^{\text{min}} D_{\text{к}}}{2M_{\text{к}}^{\text{max}}} \geq [k_{\text{сц}}] = 1,1. \quad (\text{VI.3.14})$$

Максимальный динамический момент  $M_{\text{к}}^{\text{max}}$  определяют с учетом упругих колебаний [15].

Для многих механизмов расчетным случаем для определения запаса сцепления является работа без груза, т. е. при уменьшенной нагрузке на приводные колеса; для передвижных стреловых кранов следует проанализировать изменение нагрузок на приводные колеса в зависимости от положения стрелы. При раздельном приводе запасы сцепления проверяют для приводных колес каждой стороны, для кранов с жестким подвесом груза учитывают перераспределение нагрузок на приводные колеса за счет сил инерции груза.

Расчет механизмов передвижения см. в работах [0.1, 0.2, 0.6, 0.7, 0.14, 0.23, 0.26, 0.29, 0.33, 0.63, 0.67, 0.68]; особенности расчета для кранов штабелеров см. в ОСТ 24.090.68—82 «Краны-штабелеры стеллажные. Нормы расчета» и ОСТ 24.091.14—85 «Краны-штабелеры мостовые. Нормы расчета». Механизмы передвижения железнодорожных кранов рассчитывают в соответствии с рекомендациями работы [28].

Механизмы передвижения с канатной тягой на рельсовом и канатном путях. *Статическое сопротивление передвижению*  $W_0$

$$W_0 = W_{\text{тр}} \pm W_{\text{у}} \pm P_{\text{в}} + W_{\text{бл. пр}} \quad (\text{VI.3.15})$$

где для механизмов передвижения на рельсовом пути  $W_{\text{тр}}$  рассчитывают по формуле (VI.3.2), на канатном пути  $W_{\text{тр}} = w (G + G_{\text{к}}) \cos \beta$ .

Значения  $f$  для стальных колес по канатам: закрытому 0,3—0,4 мм, открытому 0,5—0,6 мм; для кабельных кранов  $w = 0,02$  [14].



Соппротивление  $W_y$  от уклона пути на угол  $\beta$  находят по формуле (VI.3.4). Для кабельных кранов определение угла  $\beta$  см. в т. 1, п. III.10 и в работах [О.25, О.49, 14].

Соппротивление  $W_{\text{бл.п}}$  от перекатывания подъемного каната с натяжением  $T$  по блокам (см. рис. VI.3.9, д)

$$W_{\text{бл.п}} = T \sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} (1 - \eta_{6i}),$$

где  $\eta_{6i}$  — КПД блока (см. п. V.5);  $n_{\text{п}}$  — число блоков, через которые перекатывается подъемный канат.

Натяжения в набегающей на барабан  $S_{\text{н}}$  и сбегающей с барабана  $S_{\text{с}}$  ветвях тягового каната (рис. VI.3.9, д)

$$S_{\text{н}} \approx S_2 \left[ 1 + \sum_{i=1}^{n_{\text{т}}^{\text{нб}}} (1 - \eta_{6i}) \right], \quad S_{\text{с}} \approx S_1 \left[ 1 - \sum_{i=1}^{n_{\text{т}}^{\text{сб}}} (1 - \eta_{6i}) \right],$$

(VI.3.16)

где  $n_{\text{т}}^{\text{нб}}$  и  $n_{\text{т}}^{\text{сб}}$  — число блоков набегающей и сбегающей ветвей тягового каната;  $S_2 = S_1 + W_{\text{с}}$ ;  $S_1 = S_0$ .

Начальное натяжение  $S_0$  (н) тягового каната с погонной массой  $q$ , кг/м, выбирают из условия ограничения его максимального провеса  $f_{\text{max}}$  [см. формулу (V.2.4)] с расстоянием между опорами  $l_{\text{max}}$

$$S_0 = gq l_{\text{max}}^2 / (8f_{\text{max}} \cos^2 \beta),$$

где  $g$  — ускорение свободного падения. В соответствии с работой [15]  $f_{\text{max}} \leq 0,01 l_{\text{max}}$ . Чтобы канат не отходил от барабана вследствие жесткости, необходимо  $S_0 \geq 1000q$  ( $q$  в кг/м,  $S_0$  в Н) [О.26].

Статическая мощность двигателя  $N_{\text{с}}$ , кВт, при установившемся движении со скоростью  $v$  на подъем против ветра (ветровая нагрузка  $P_{\text{вI}}$ )

$$N_{\text{с}} = \frac{(S_{\text{н}} - S_{\text{с}}) v}{1000\eta} = \frac{(W_{\text{с}} + W_{\text{бл.т}}) v}{1000\eta},$$

(VI.3.17)

где  $\eta$  — КПД механизма;  $W_{\text{бл.т}}$  — потери на блоках тягового каната:

$$W_{\text{бл.т}} \approx S_2 \left[ \sum_{i=1}^{n_{\text{т}}^{\text{сб}}} (1 - \eta_{6i}) + \sum_{i=1}^{n_{\text{т}}^{\text{нб}}} (1 - \eta_{6i}) \right].$$

Передаточное число  $u$  механизма

$$u = n_{\text{дв}} / n_{\text{б}}, \quad n_{\text{б}} = 60v / (\pi D_{\text{б}}),$$

где  $D_{\text{б}}$  и  $n_{\text{б}}$  — диаметр барабана, м, и частота его вращения, об/мин.

При последующих расчетах используются формулы для механизмов передвижения с приводными колесами с заменой в них  $D_{\text{н}}$  на  $D_{\text{б}}$ ,  $W_{\text{с}}$  на  $W_{\text{с}} + W_{\text{бл.т}}$ .

Для механизмов передвижения грейферных перегружателей с двумя тележками (см. рис. VI.3.10) расчет выполняют аналогично вышеприведенному с учетом дополнительных сопротивлений движению от второй тележки и промежуточных канатов.

Для кабельных кранов особенности расчета см. в работах [О.25, 14].

Для лебедок с фрикционными барабанами или блоками натяжение  $S_0$  должно обеспечивать сцепление каната с барабаном (блоком); расчет см. в п. V.5 и работах [О.25, О.26, 14].

**VI.3.6. Наименьшие значения коэффициента запаса прочности для тяговых канатов**

Группа режима работы механизма	Коэффициенты запаса прочности	
	при $S_{\max}$	при $S_{\text{ном}}$
1М, 2М	2	4
3М	2,25	4,5
4М	2,25	5
5М	2,5	5,5
6М	2,5	6

Выбор тяговых канатов производят по номинальному  $S_{\text{ном}}$  и максимальному  $S_{\max}$  натяжениям с коэффициентом запаса прочности, приведенным в табл. VI.3.6 [15]:

$$S_{\text{ном}} = S_0 + W_{\text{тр}} + W_{\text{бл. п}} + W_{\text{бл. т}} + 0,3W_{\gamma} + 0,2P_{\text{в II}};$$

$$S_{\max} = S_0 + 4M_{\text{дв}}^{\text{п}} u \eta / D_0,$$

где  $M_{\text{дв}}^{\text{п}}$  — расчетный пусковой момент электродвигателя механизма передвижения [15]. Выбор тяговых канатов для кабельных кранов см. в работе [14].

Расчет механизмов передвижения с канатной тягой см. также в работах [О.1, О.2, О.14, О.25, О.26, О.49, 14].

Механизмы передвижения на пневмоколесном и гусеничном ходу. *Статическое сопротивление*  $W_c$  передвижению на пути с уклоном на угол  $\beta$

$$W_c = W_{\text{п}} + W_{\text{кр}} \pm W_{\gamma} \pm P_{\text{в}}. \quad (\text{VI.3.18})$$

*Сила сопротивления*  $W_{\text{п}}$  перекачиванию колеса или гусеницы

$$W_{\text{п}} = w (G + G_{\text{к}}) \cos \beta. \quad (\text{VI.3.19})$$

Коэффициент  $w$  сопротивления перекачиванию колеса или гусеницы (табл. VI.3.7) при прямолинейном движении для пневматических шин учитывает потери в цапфах ведомых колес и от деформации шин и грунта, для гусениц — сопротивление перекачиванию опорных катков, изгибанию гусеничной цепи в точках набегания и сбегания на концевых колесах, в цапфах колес, от деформации грунта.

*Сила сопротивления движению*  $W_{\text{кр}}$  при повороте кранов на пневмоколесном ходу зависит от колесной, осевой формул и формулы управляемости машины (см. табл. VI.3.1 и рис. VI.3.12), схемы трансмиссии, базы и колеи машины и радиуса ее поворота

### VI.3.7. Коэффициенты сопротивления перекатыванию $\psi$ и сцепления $\mu_0$

Тип пути	Пневмоколесный ход		Гусеничный ход	
	$\psi$	$\mu_0$	$\psi$	$\mu_0$
Шоссе: асфальтобетонное цементобетонное	0,015—0,02	0,45—0,55	0,03—0,035	0,35—0,45
		0,6—0,75		0,3—0,4
Дорога: булыжная грунтовая сухая	0,025—0,035	0,4—0,5	0,05—0,7	0,4—0,5
	0,03—0,05	0,5—0,7		0,45—0,55
после дождя сухая песчаная	0,05—0,15	0,35—0,5	0,1—0,15	0,4—0,5
	0,1—0,3	0,65—0,75		0,2—0,25
снежная укатанная	0,03—0,04	0,15—0,35	0,06—0,07	0,25—0,35

[О.14, О.26, 5, 30]. Для гусеничного хода сопротивление повороту вокруг заторможенной гусеницы (см. рис. VI.3.14, б)

$$W_{кр} = 0,5\mu_{кр} (G + G_R) L/B,$$

где  $\mu_{кр}$  — коэффициент трения скольжения гусеницы по грунту, приблизительно равный коэффициенту сцепления  $\mu_0$  гусеницы с грунтом (табл. VI.3.7);  $G + G_R$  — вертикальная нагрузка на гусеницу;  $L$  — длина гусениц по осям звездочек;  $B$  — ширина гусеничного хода по осям гусениц. О повороте гусеничных машин по дуге произвольного радиуса см. в работах [О.14, О.26, О.69, 5, 30].

*Сопротивление передвижению  $W_y$  от уклона пути:*  $W_y = (G + G_R) \sin \beta$ . Уклоны дорог см. в табл. VI.3.8; при передвижении по плохим дорогам и для внедорожных кранов угол  $\beta$  задается в задании на проектирование (см. табл. IV.5.3 и IV.5.4).

*Сопротивление  $P_B$  от ветровой нагрузки* учитывают при скорости передвижения более 50 км/ч.

Выбор двигателя и тормозов производят исходя из различных режимов работы механизма передвижения: по хорошей горизонтальной дороге с максимальной скоростью; по хорошей дороге с уклоном; плохой горизонтальной дороге; плохой дороге с уклоном, движение с грузом; для гусеничных кранов дополнительно — движение при развороте.

Тяговая сила  $F_R$  на колесах (гусеницах) (используется уравнение тягового баланса)

$$F_R = W_0 + F_{ин}$$

где  $F_{ин}$  — сила инерции масс крана и механизма передвижения.

### VI.3.8. Наибольшие продольные уклоны $i$ дорог

Автомобильные дороги общего пользования и подъездные дороги к промышленным предприятиям (СН и П 2.05.02—85 «Автомобильные дороги»)		Внутренние автомобильные дороги предприятий (СН и П 2.05.07—85 «Промышленный транспорт»)			
Расчетная скорость, км/ч	$i$	Колесная формула расчетных транспортных средств	внутри- и межплощадочные с твердым покрытием	карьерные с покрытием	
				твердым	грунтовым
$i$					
150	0,03	4×4 и 6×6	0,08	0,17	0,12—0,13
120	0,04	8×6		0,11	0,06—0,07
100	0,05	6×4		0,1	0,05—0,06
80	0,06	4×2		0,07	0,02—0,03
60	0,07	8×4	0,06	0,05	—
50	0,08	6×2	0,04	0,03	—
40	0,09	8×2	0,03	0,02	—
30	0,1	Малогабаритные моторные тележки	0,04	—	—

Необходимый момент двигателя  $M_{дв}$  при заданной скорости передвижения  $v$ :

$$M_{дв} = F_{кк}/(u_{т}\eta_{т}),$$

где  $r_k$  — динамический радиус пневмоколеса или радиус приводного колеса гусеницы;  $\eta_t$  — КПД трансмиссии;  $\eta_t = 0,75 \div 0,9$ ;  $n_t = u_k u_d u_r$  — передаточное число трансмиссии;  $u_k$ ,  $u_d$  и  $u_r$  — передаточные числа коробки передач, дополнительной коробки передач и главной передачи; при гидромеханической трансмиссии учитывают кинематическое передаточное число гидротрансформатора. Мощность двигателя  $N$ , кВт,

$$N = F_{кк}v/(1000\eta_{т}).$$

При определении потребной мощности двигателя можно пользоваться уравнением мощностного баланса, что удобнее для расчета мощности двигателя при повороте гусеничного крана.

Сила сцепления колес (гусениц) с дорогой  $F_{сд} = \mu_0 N_{пр}$ , где  $\mu_0$  — коэффициент сцепления (см. табл. VI.3.7);  $N_{пр}$  — нагрузка на приводные колеса (гусеницы), которая должна быть больше максимальной тяговой силы на колесах.

Параметры двигателей внутреннего сгорания см. в работе [29].

Тормоза рассчитывают в соответствии с ГОСТ 22845—77 «Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности». При гусеничном ходе тор-

моза должны быть проверены на торможение одной гусеницы при развороте крана относительно ее центра.

*Передаточное число  $u_T$  главной передачи* выбирают из условия обеспечения максимальной скорости крана при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя и высшей передаче в коробке передач.

*Передаточные числа  $u_n$  механической коробки передач* определяют исходя из требуемого диапазона и числа ступеней. Диапазон передаточных чисел и число ступеней являются основными характеристиками коробок передач и обуславливаются типом и назначением крана. Передаточное число низшей ступени определяют из трех условий: возможности преодоления краном заданного максимального дорожного сопротивления; возможности реализации из условий сцепления колес (гусениц) с дорогой максимального тягового усилия; возможности движения с минимальной устойчивой скоростью. Диапазон передаточных чисел промежуточных ступеней обычно образует геометрическую прогрессию, что обеспечивает работу двигателя при разгоне крана в одинаковом режиме на всех передачах. Подробнее см. в работах [О.14, 5, 29, 30].

Расчет механизмов передвижения см. в работах [О.14, О.26, О.69, 5, 29, 30].

Проектировочный расчет механизма производят в соответствии с данными табл. 1.4.5 в т. 1 (см. аналогичные пояснения для механизмов вращения в п. VI.11). Общие положения расчетов на прочность, надежность и жесткость см. в т. 1, разд. I, гл. 3, расчет механизмов и металлических конструкций на прочность от действия постоянных и переменных напряжений — в т. 1, разд. I, гл. 4, 5. Определение нагрузок см. в т. 1, разд. I, гл. 2; при расчете максимальных динамических нагрузок можно использовать формулы табл. 1.4.2 в т. 1, для строительных башенных кранов — ГОСТ 13994—81 «Краны башенные строительные. Нормы расчета», для мостовых и козловых кранов — работу [23], для кранов-штабелеров — ОСТ 24.090.68—82 «Краны-штабелеры стеллажные. Нормы расчета» и ОСТ 24.091.14 — 85 «Краны-штабелеры мостовые. Нормы расчета», для кабельных кранов — работу [14].

**Поверочный расчет.** Должны быть известны жесткостные и инерционные параметры механизма и ходовых частей, характеристики приводных двигателей и тормозов, характеристики путей, по которым передвигается кран.

Механизмы передвижения с приводными колесами или канатной тягой на рельсовых или канатных путях. При поверочном расчете нагрузки на элементы механизма определяют путем решения дифференциальных уравнений движения механизма с грузом. В трехмассовой схеме механизма передвижения тележки с грузом (рис. VI.3.15):  $m_M$  — приведенная к ходовым колесам масса при-

вода с трансмиссией;  $m_k$  — масса тележки;  $m_1$  и  $G$  — масса и вес груза;  $c_m$  и  $k_m$  — приведенные к ходовым колесам коэффициенты жесткости и затухания колебаний в механизме (о приведении инерционных и жесткостных параметров см. в т. 1, п. I.17);  $F_d$  — силовая характеристика двигателя (тормоза), приведенная к ходовым колесам.

Чаще используют статическую характеристику двигателя, реже — динамическую [0.5, 0.24]; характеристики тормозов см. в работах [0.3, 0.4].

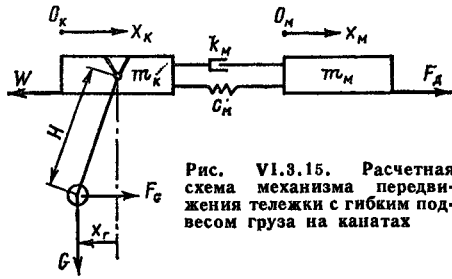


Рис. VI.3.15. Расчетная схема механизма передвижения тележки с гибким подвесом груза на канатах

Силу сопротивления движению  $W$  (трение в цапфах колес и трение качения, уклон пути) обычно принимают постоянной по величине, с направлением, зависящим от скорости тележки:  $W = |W| \text{sign } \dot{x}_k$ ; здесь можно учесть ветровую нагрузку на тележку;  $F_o$  — сила, дей-

ствующая на груз; это могут быть ветровая нагрузка, сила, демпфирующая колебания груза при применении систем для уменьшения раскачиваний груза (см. п. VI.19 и список литературы к нему) [24].

При выборе в качестве обобщенных координат абсолютных перемещений  $x_m$  и  $x_k$  масс  $m_m$  и  $m_k$  и перемещения  $x_g$  массы  $m_g$  относительно тележки дифференциальные уравнения движения в виде, удобном для решения на ЭВМ, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_m + \frac{1}{m_m} [c_m (x_m - x_k) + k_m (\dot{x}_m - \dot{x}_k)] &= \frac{F_d}{m_m}; \\ \ddot{x}_k - \frac{1}{m_k} [c_m (x_m - x_k) + k_m (\dot{x}_m - \dot{x}_k) - c_g x_g] &= -\frac{W}{m_k}; \\ \ddot{x}_g + c_g \left( \frac{1}{m_k} + \frac{1}{m_g} \right) x_g - \frac{1}{m_k} [c_m (x_m - x_k) + & \\ + k_m (\dot{x}_m - \dot{x}_k)] &= -\frac{W}{m_k} - \frac{F_o}{m_g}, \end{aligned} \right\} \text{ (VI.3.20)}$$

где  $c_g$  — коэффициент жесткости подвеса груза при поперечных колебаниях. Если подвес груза моделируется в виде математического маятника (см. рис. VI.3.15), то  $c_g = G/H$ .

Если расчетная схема на рис. VI.3.15 используется для определения нагрузок на металлические конструкции кранов мостового типа, то  $m_m$  — приведенная к ходовым колесам масса привода с трансмиссией и часть массы моста крана;  $m_k$  — приведенная к месту расположения тележки масса моста;  $c_m$  и  $k_m$  — коэффициент жесткости моста в месте расположения тележки и коэффициент затухания колебаний [0.21]. Для кранов с канатной тягой

$c_m$  и  $k_m$  — коэффициент жесткости тягового каната и коэффициент загужания колебаний в нем.

Общие вопросы динамики механизмов передвижения см. в работах [О.11, О.13, О.14, О.21, О.23, О.25, О.28, О.31, О.35, О.47, О.54, О.63, О.68, 9, 10, 11, 12]. Особенности расчетных схем для механизмов передвижения с канатной тягой см. в работах [14, 16], кранов с жестким подвесом груза — в работах [О.28, О.29, О.54], подрессоренных тележек — в работе [31], учет распределенной массы металлической конструкции — в работе [22], явления автоколебаний при разгонах и торможениях — в работе [12]. Необходимо учитывать влияние пространственной запасовки грузовых канатов на процесс колебаний груза и нагрузки на элементы металлической конструкции [25, 26, 34, 35].

При установившемся движении дополнительные горизонтальные нагрузки могут возникать от перекосов крана (классификацию факторов, влияющих на перекосы крана при движении, см. в работе [32]) и контакта реборд колес с рельсами [17, 37], вертикальные нагрузки — при проходе рельсовых стыков [О.68, 4, 12, 27, 39].

Эквивалентные нагрузки при расчете механизмов на сопротивление усталости могут быть определены методом имитационного моделирования [О.11—О.13].

Механизмы передвижения на пневмоколесном и гусеничном ходу. Для расчета на прочность и сопротивление усталости элементов трансмиссии ходовых частей кранов на пневмоколесном и гусеничном ходу используют экспериментально-статистический и расчетный способы. Первый способ основан на анализе результатов экспериментальных исследований нагрузочных режимов в различных условиях эксплуатации и нахождении общих, присущих данному классу крана закономерностей. В основу второго способа положены расчеты режимов движения и нагрузок в определенных условиях эксплуатации.

Для расчета нагрузок используют следующие расчетные режимы: по максимальному моменту двигателя; максимальному сцеплению ведущих колес (гусениц) с дорогой; максимальным динамическим нагрузкам, возникающим при переходных режимах.

Динамические модели механизмов передвижения см. в работах [5, 18, 29, 30, 33], статистические характеристики поверхностей дорог — в работах [5, 29], исследование курсовой устойчивости и управляемости — в работах [5, 19, 30].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автотракторные колеса: Справочник/Под общ. ред. И. В. Б а л а б и н а. М.: Машиностроение, 1985. 272 с.
2. Анисимов В. С., Зайцев Л. В. Специальные шасси для стреловых самоходных кранов//Обзорная инф. Сер. 1 «Экспанаторы и стреловые краны». М.: ЦНИИЭСтроймаш, 1984, Вып. 1. 52 с.

3. Боголюбов Л. Л. Конструирование механизмов передвижения электрических талей//Реферативный сб. «Подъемно-транспортное оборудование». М.: НИИинформтяжмаш, 1977. № 6-77-21. С. 6—8.
4. Бук В. А., Захевин А. М. Статистические характеристики рельсовых нитей мостовых кранов и их аппроксимация//Динамика машин и рабочих процессов. Челябинск, 1980. Вып. 243. С. 50—53.
5. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств/Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1982. 284 с.
6. Голошейкин В. А., Щелоков А. К. Мостовой кран грузоподъемностью 50/10 т с безребордными ходовыми колесами//Реферативный сб. «Подъемно-транспортное оборудование». М.: НИИинформтяжмаш, 1977. № 6-77-12. С. 1—5.
7. Епифанов С. П., Поляков В. И. Пневмоколесные и гусеничные краны. М.: Высшая школа, 1985. 312 с.
8. Зайцев Л. В., Полосин М. Д. Автомобильные краны. М.: Высшая школа, 1982. 208 с.
9. Звягин И. Е. Электромеханические системы общепромышленных установок. Л.: ЛПИ, 1985. 55 с.
10. Казак С. А. Грузоподъемные машины: Элементы статистической динамики нагружения в крановых механизмах. Свердловск, 1981. 40 с.
11. Казак С. А. Расчет прочностной надежности электромеханических систем при силовом стохастическом нагружении. Свердловск, 1983. 220 с. (Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 1233тм-Т84.)
12. Казак С. А. Расчеты динамических процессов в крановых и экскаваторных механизмах. Свердловск, 1978. 208 с. (Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 355.)
13. Ковальский Б. С. Допускаемые нагрузки крановых ходовых колес//Подъемно-транспортное оборудование. 1983. № 14. С. 9—13.
14. Краны кабельные: Нормы расчета и проектирования. РТМ 24.090.34—85. М., 1985. 118 с.
15. Краны мостовые и козловые: Основные положения расчета механизмов. ОСТ 24.190.06—86. М., 1985. 76 с.
16. Лейтес Л. Л. Расчет механизмов передвижения с канатной тягой//Прочность и долговечность горных машин. М., 1976. Вып. 4. С. 163—167.
17. Лобов Н. А. Нагрузки мостовых кранов при контакте реборд ходовых колес с рельсами//Вестник машиностроения. 1984. № 7. С. 22—26.
18. Лукин П. П., Гаспарянец Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.
19. Малицкий В. В., Точигин В. В. Исследование управляемости и устойчивости движения короткобазового крана грузоподъемностью 40 т//Тр. ВНИИстройдормаш. 1984. № 101. С. 65—71.
20. Невзоров Л. А., Пазельский Г. Н., Романюха В. А. Справочник молодого машиниста башенных кранов. М.: Высшая школа, 1985. 192 с.
21. Невзоров Л. А., Пазельский Г. Н., Романюха В. А. Строительные башенные краны. М.: Высшая школа, 1986. 177 с.
22. Неженцев А. Б., Будиков Л. Я. Алгоритм исследования динамики передвижения мостового крана с учетом распределенной массы металлоконструкции//Конструирование и производство транспортных машин. Харьков, 1982. № 14. С. 78—83.
23. Нормы расчета стальных конструкций мостовых и козловых кранов. ОСТ 24.090.72—83. М., 1983. 92 с.
24. Орлов А. Н. Исследование подвеса груза с устройством для демпфирования колебаний//Вестник машиностроения. 1980. № 10. С. 37—39.
25. Орлов А. Н., Талахадзе Г. С. Автоматизированный выбор оптимальных размеров крановых канатных подвесов груза//Автоматизация проектирования в машиностроении ЛПИ, 1987. С. 17—24.
26. Орлов А. Н., Талахадзе Г. С., Шень Ц. Определение давлений на ходовые колеса тележки при поперечных раскачиваниях груза на канатах//Сообщения АН ГССР. 1986. 124. № 2. С. 373—376.
27. Пивко А. В. Экспериментальное исследование ударных нагрузок мостового крана при прохождении стыков рельсов//Тр. МВТУ им. Н. Э. Баумана. 1985. № 438. С. 113—123.



28. Правила тяговых расчетов для поездной работы. М.: Транспорт, 1985. 287 с.
29. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник/Под ред. А. И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.
30. Скотников В. А., Маценский А. А., Соленский А. С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. 383 с.
31. Соболев В. А. Давление на ходовые колеса подрессоренной грейферной тележки при разгонах и торможениях//Изв. вузов. Сер. «Машиностроение». 1973. № 2. С. 84—88.
32. Теличко Л. Я., Шедринов А. В., Мещеряков В. Н. Снижение нагрузок на электродвигатели привода передвижения моста крана//Тр. Мос. энерг. ин-та. 1985. № 55. С. 150—156.
33. Титов В. П., Гайцгорн М. М., Новиков А. В. Колебания самоходного крана грузоподъемностью 2500 кН с независимой подвеской колес в транспортном режиме//Механизмы привода, динамика и надежность строительных машин и оборудования. М.: 1986. С. 109—114.
34. Drazan F., Orlov A. N. Distribuce sil ve zdvihacich lanech prostorového zřavesu břemene při přičném kývání břemene//Akta polytechnika. Práce ČVUT v Praze. 1984. 20 (II, 3). S 9—17.
35. Drazan F., Orlov A. N., Semenov V. P. Studie prostorového kladkostroje vzřavesu břemene//Akta polytechnika. Práce ČVUT v Praze. 16 (II, 2). 1983. S 19—31.
36. Goussinsky D. Schienenloser Laufkran — Interessante Lösung für Sonderaufgaben//Fördern und Heben. 1986. 36. N 8. S. 551—552.
37. Hannover H.-O. Fahrverhalten und Kräfte aus Schräglauf bei Kranen mit dreieckiger Stützfläche//Fördern und Heben. 1976. 26. N 4. S. 357—360.
38. Krieger P. Ersatz von drei Drehwippkranen durch eine Schiffsentladerbrücke//VGB Kraftwerkstech. 1985. 65. N 1. S. 35—40.
39. Satyanarayana V. V., Ghosh D. P., Rao J. S. Dynamic response of the bridge girders of E. O. T. cranes due to dissimilar rail joints//Mech. and Mach. Theory. 1980. 15. N 5. P. 385—395.

## VI.9. Опорно-поворотные устройства

Различают опорно-поворотные устройства (ОПУ) кранов (тележек) с колонной (неподвижной или вращающейся), с круговым плоским или коническим рельсом и на опорно-поворотном круге.

ОПУ кранов с неподвижной колонной состоят из верхней опоры с упорным и радиальным подшипниками (рис. VI.4.1, а, в, г, VI.4.2) и нижней опоры в виде группы роликов, укрепленных на поворотной (рис. VI.4.1, в) или реже на неповоротной (рис. VI.4.1, г) части. При больших нагрузках соседние катки для равномерного их нагружения попарно объединяют в балансирные тележки (см. рис. VI.4.4, г). Для выбора радиальных зазоров

между катками и бандажом и регулирования вертикальности оси вращения ролики или балансиры ставят на эксцентриковые втулки (см. рис. VI.4.4, д).

Нагрузки на опоры крана с грузом на наибольшем вылете  $R_{max}$  (рис. VI.4.1, а) от веса груза  $G$ , поворотной части  $G_{п.ч}$  и

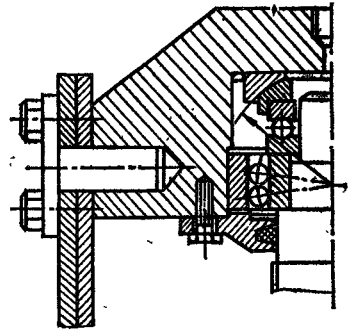
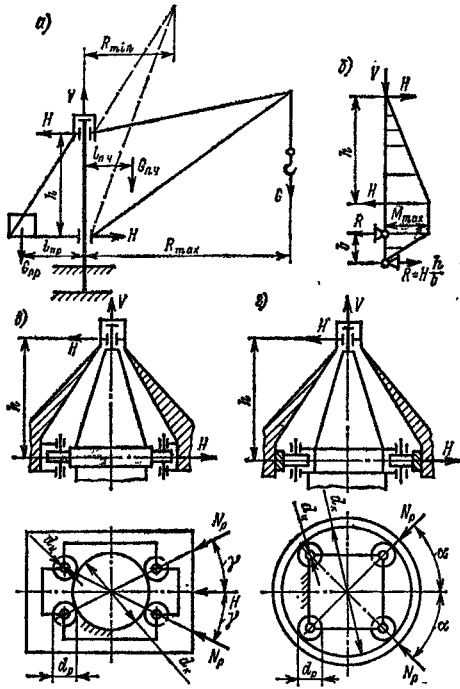


Рис. VI.4.2. Верхняя опора поворотной части крана с неподвижной колонной

Рис. VI.4.1. Опорно-поворотные устройства кранов с неподвижной колонной: расчетные схемы крана (а), колонны (б) и опорных устройств с подвижными (в) и стационарными (г) роликами

противовеса  $G_{пр}$  (без учета горизонтальных сил, не показанных на рис. VI.4.1, а);

$$\begin{aligned} V &= G + G_{п.ч} + G_{пр}, \\ H' &= (GR_{max} + G_{п.ч}l'_{п.ч} - G_{пр}l_{пр})/h. \end{aligned} \quad (VI.4.1)$$

При наименьшем вылете без груза

$$H'' = (G_{пр}l_{пр} - G_{п.ч}l''_{п.ч})/h.$$

Вес противовеса из условия равенства  $H' = H''$

$$G_{пр} = 0,5 [GR_{max} + G_{п.ч}(l'_{п.ч} + l''_{п.ч})]/l_{пр}. \quad (VI.4.2)$$

Если подъемы краном номинального груза редки, то вес противовеса можно принимать

$$\bar{G}_{пр} = (0,7 \div 0,8) G_{пр}.$$

В некоторых типах кранов противовеса нет (судовые краны) или уравновешен только вес стрелы (башенные краны).

Расчет колонны (рис. VI.4.1, б) производится на изгиб от момента  $M_{max}$  и сжатие силой  $V$  (с учетом горизонтальных сил, дей-

ствующих на поворотную часть крана).

Нагрузки на ролики и их число зависят от расположения роликов. На неподвижной части крана (рис. VI.4.1, *г*, VI.4.3, *в*) ролики размещаются на равных расстояниях, так как реакция опоры  $H$  меняет направление; наибольшая нагрузка на ролик

$$N_p^{\max} = H. \quad (\text{VI.4.3})$$

Если ролики расположены на поворотной части крана (рис. VI.4.1, *в*, VI.4.3, *д*), то нагрузка на ролик

$$N_p = H / (2 \cos \alpha), \quad (\text{VI.4.4})$$

а при расположении роликов на балансире (см. рис. VI.4.4, *з*)

$$N_p = H / (4 \cos \alpha \cos \gamma). \quad (\text{VI.4.5})$$

Ролики или балансирсы следует приближать к плоскости действия  $H$  (обычно  $\alpha \approx 30^\circ$ ), при неодинаковых вертикальных моментах с грузом и без груза целесообразно ставить разное число передних и задних роликов или размещать их несимметрично.

Расчет роликов ведут на контактную долговечность (см. п. V.8).

ОПУ кранов с вращающейся колонной (рис. VI.4.3, *а*, *в*, *г*) состоят из колонны, соединенной с поворотной частью крана, нижнего (рис. VI.4.4, *а*, *б*, *в*) и верхнего (рис. VI.4.4, *г*) опорных узлов. У подвесных поворотных тележек (кранов) (рис. VI.4.3, *б*) верхняя опора воспринимает горизонтальные и вертикальные нагрузки и имеет вид шарикового или роликового подшипника большого диаметра.

Вес противовеса и нагрузки на опоры поворотных частей кранов без тележек вычисляют по формулам, аналогичным (VI.4.1) — (VI.4.5). Для кранов с тележкой весом  $G_T$  (рис. VI.4.3, *а*)

$$\left. \begin{aligned} V &= G + G_T + G_{п.ч} + G_{пр}, \\ H' &= [(G + G_T) R_{\max} + G_{п.ч} l_{п.ч} - G_{пр} l_{пр}] / h, \\ H'' &= (G_{пр} l_{пр} - G_{п.ч} l_{п.ч} - G_T R_{\min}) / h, \\ G_{пр} &= 0,5 [GR_{\max} + G_T (R_{\max} + R_{\min}) + 2G_{п.ч} l_{п.ч} / l_{пр}]. \end{aligned} \right\} (\text{VI.4.6})$$

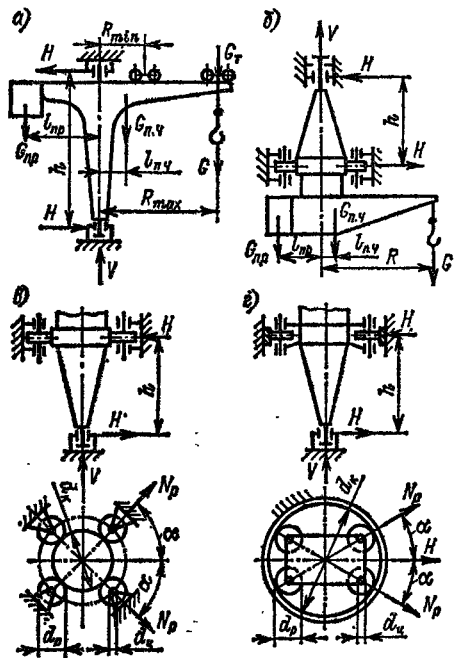


Рис. VI.4.3. Опорно-поворотные устройства кранов с вращающейся колонной: расчетные схемы крана (*а*), поворотной тележки (*б*) и опорных устройств со стационарными (*в*) и подвижными (*г*) роликами

ОПУ кранов с колонной используют на стационарных, молотовидных, порталных, судовых и башенных кранах. О конструкциях и расчете кранов с колонной см. также в работах [О.2, О.6, О.7, О.14, О.26, О.40, О.47, О.69].

ОПУ кранов (тележек) с круговым плоским или коническим рельсом и катками или роликами состоят из ряда конических

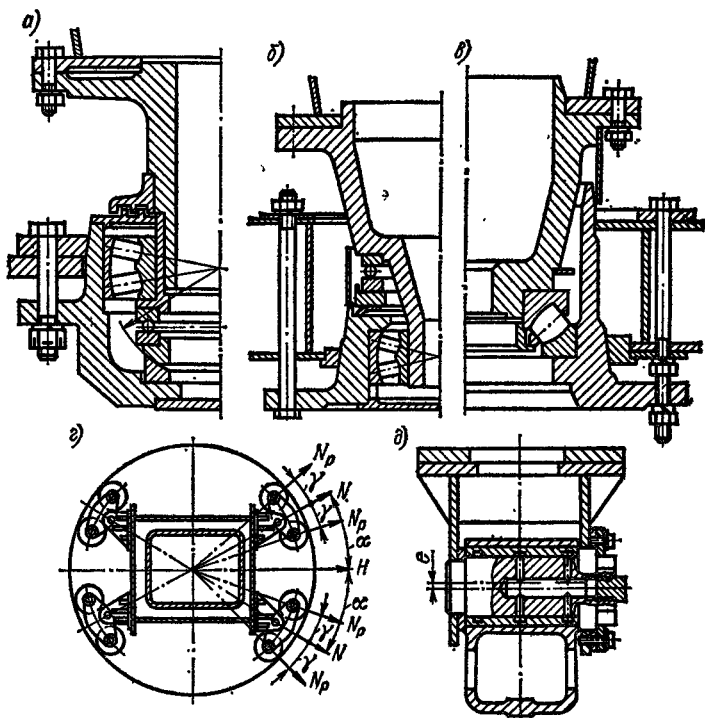


Рис. VI.4.4. Варианты нижних опор (а — с центрирующей опорой; б — с установкой опорного подшипника на тарельчатой пружине; в — со сфероконическим подшипником) и элементы верхней опоры колонн (г — расположение опорных роликов; д — эксцентриковая ось тележки) кранов с вращающейся колонной

(рис. VI.4.5, б, в) или цилиндрических катков (рис. VI.4.5, а) или роликов (рис. VI.4.5, г), контактирующих с двумя рельсами на поворотной и неповоротной частях крана. Конические катки соединены тягами с центральной цапфой; цилиндрические катки и ролики могут не иметь тяг, но снабжены сепараторными кольцами, обеспечивающими определенные расстояния между ними. Устойчивость при перегрузке обеспечивают центральная цапфа (рис. VI.4.5, а, б) или роликовые захваты (рис. VI.4.5, в, г).

Цилиндрические катки проще конических, но имеют скольжение точек катка по касательной к рельсу и повышенное изнашивание катков. При конических катках, вершина конуса которых лежит на оси вращения крана (что требует высокой точности изго-

товления и монтажа), скольжения нет, но возникают осевые силы, что усложняет конструкцию сепаратора. Катки опираются на неподвижные, закрепленные в сепараторе оси через подшипники скольжения или игольчатые подшипники.

Размеры катков:  $d_k = 100 \div 400$  мм; для конических катков отношение диаметра к ширине 1—2,5; для цилиндрических 1—4. Расчет катков см. в п. V.8.

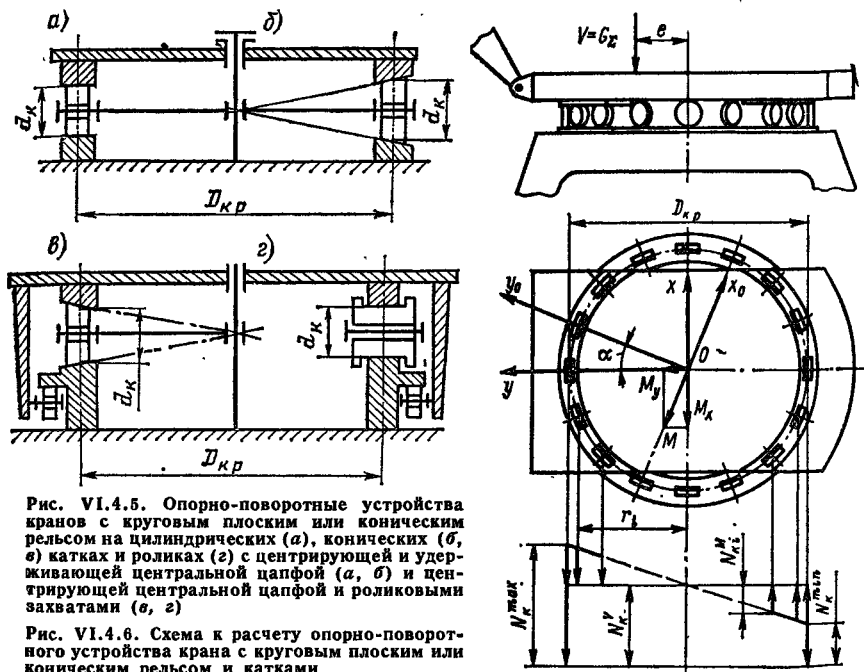


Рис. VI.4.5. Опорно-поворотные устройства кранов с круговым плоским или коническим рельсом на цилиндрических (а), конических (б, в) катках и роликах (г) с центрирующей и удерживающей центральной цапфой (а, б) и центрирующей центральной цапфой и роликовыми захватами (в, г)

Рис. VI.4.6. Схема к расчету опорно-поворотного устройства крана с круговым плоским или коническим рельсом и катками

Распределение нагрузок между катками зависит от деформаций опорной поверхности, разноразмерности катков, что с учетом многократной статической неопределенности создает значительные трудности для расчета нагрузок на катки. Ниже дано определение нагрузки на каток в предположении абсолютной жесткости опорных поверхностей.

Нагрузки, действующие на поворотную часть крана, приводятся к вертикальной силе  $V$  (рис. VI.4.6)

$$V = G_{\Sigma} \quad (VI.4.7)$$

и моменту  $M$ , который при действии всех моментов в одной плоскости равен

$$M = G_{\Sigma}e + M_{\Sigma}^* \quad (VI.4.8)$$

Здесь  $G_{\Sigma}$  — равнодействующая вертикальных нагрузок на поворотную часть крана (с учетом предварительной затяжки

в цапфе, если она имеется);  $e$  — эксцентриситет приложения силы  $G_{\Sigma}$  относительно оси вращения крана;  $M_x$  — момент от горизонтальных сил относительно плоскости качения катков, действующий вокруг оси  $Ox$ .

При больших диаметрах поворотная платформа опирается на два многокатковых сектора с общим числом работающих катков  $n_0$ . Нагрузка  $N_{ki}$  на  $i$ -й каток, отстоящий от оси вращения на расстоянии  $r_i$ ,

$$N_{ki} = N_k^V + N_{ki}^M = \frac{G_{\Sigma}}{n_0} \pm \frac{Mr_i}{\sum_{i=1}^{n_0} r_i^2}.$$

Наибольшая  $N_k^{\max}$  и наименьшая  $N_k^{\min} > 0$  нагрузки на каток

$$N_k^{\max/\min} = \frac{G_{\Sigma}}{n_0} \pm \frac{MD_{к.р}}{2 \sum_{i=1}^{n_0} r_i^2}, \quad (\text{VI.4.9})$$

где  $D_{к.р}$  — средний диаметр кругового рельса;  $M$  — по формуле (VI.4.8).

Суммарная нагрузка на все катки

$$\sum_{i=1}^{n_0} N_{ki} = G_{\Sigma}. \quad (\text{VI.4.10})$$

Горизонтальная нагрузка на центральную цапфу  $H_{ц}$  равна геометрической сумме горизонтальных сил, действующих на поворотную часть крана.

Если  $N_k^{\min} < 0$ , т. е. при

$$M > 2G_{\Sigma} \sum_{i=1}^{n_0} r_i^2 / (n_0 D_{к.р}),$$

задние катки последовательно выходят из работы; при этом могут вступить в действие удерживающие устройства. При отрыве всех задних катков обязательно вступают в работу удерживающие устройства (центральная цапфа или роликовые захваты) и часть момента уравнивается их реакциями (расчет см. в работе [6]). Для нормальной работы крана нужно, чтобы  $N_k^{\min} > 0$ , что достигается выбором параметров ОПУ и уравниванием поворотной части.

Если на поворотную часть крана и груз действуют горизонтальные силы, создающие дополнительно момент  $M_y$  (см. рис. VI.4.6), то плоскость действия суммарного момента  $M$  смещается на угол  $\alpha$ :

$$\operatorname{tg} \alpha = M_y / M_x$$

и суммарный момент, действующий на ОПУ,

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(G_{\Sigma} l + M_x')^2 + M_y^2}. \quad (\text{VI.4.11})$$

При этом расчет нагрузок на катки выполняют, как указано выше, но расстояния  $r_i$  (рис. VI.4.6) для работающих катков принимают параллельно оси  $Oy_0$  в плоскости действия момента  $M$ .

В настоящее время ОПУ кранов с круговым плоским или коническим рельсом на катках или роликах применяют на крупных машинах (например, порталных кранах), для которых недостаточны освоенные промышленностью размеры опорно-поворотных кругов. Подробнее о расчете и конструкциях ОПУ кранов с круговым рельсом см. в работах [О.14, О.26, О.40, О.59, О.69, 6].

ОПУ кранов (тележек) с круговым плоским или коническим рельсом и колесами состоят из безребордных цилиндрических (рис. VI.4.7, а, в) или конических (рис. VI.4.7, б, г) колес, связанных с поворотной частью крана. Обычно применяют четырехопорную, а в кранах малой грузоподъемности и поворотных тележках — трехопорную конструкцию с одним или двумя (на балансире) колесами в каждой точке опоры. Центрирование осуществляют центральной цапфой (рис. VI.4.7, а, б) либо горизонтальными внутренними (рис. VI.4.7, в)

или наружными (рис. VI.4.7, г) роликами. Колеса крепят к ходовым тележкам с помощью осей, направленных по радиусу рельса; это уменьшает перекос и скольжение колес при движении по круговому рельсу.

При трех опорах (см. рис. VI.4.14, в) система статически определима, нагрузки  $N_n$  на колеса определяют по аналогии с трехопорными кранами [см. т. 1, разд. I, формулу (I.6.18)]; при четырех опорах — см. т. 1, п. I.23. Об определении нагрузок на колеса и вопросы обеспечения устойчивости поворотной части и конструкции см. в работах [О.6, О.14, О.26, О.59].

ОПУ кранов с круговым рельсом и колесами имеют меньшую несущую способность, чем катковые, и используются на кранах малой грузоподъемности; в настоящее время вместо них обычно применяют опорно-поворотные круги. ОПУ с тремя колесами широко используют в поворотных тележках (см. рис. VI.4.14).

ОПУ кранов с опорно-поворотным кругом — это шариковые (рис. VI.4.8, б) или роликовые однорядные (рис. VI.4.8, а) или многорядные (рис. VI.4.9) подшипники различных конструкций,

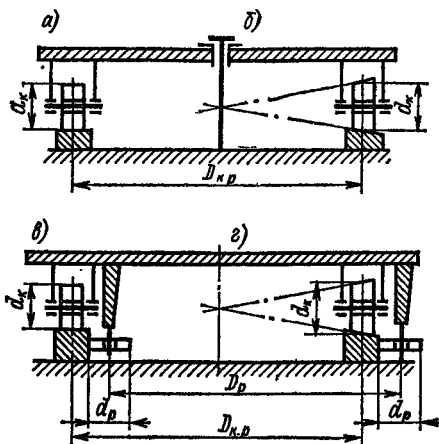


Рис. VI.4.7. Опорно-поворотные устройства кранов (тележек) с круговым плоским или коническим рельсом и колесами (а, в — цилиндрическими; б, г — коническими) с центрирующей цапфой (а, б) и горизонтальными роликами (в, г)

воспринимающие вертикальные и горизонтальные нагрузки и не требующие центрирующих и удерживающих устройств. Они компактны (имеют малые высоту и массу, свободное внутреннее пространство), надежны и долговечны и поэтому в настоящее время

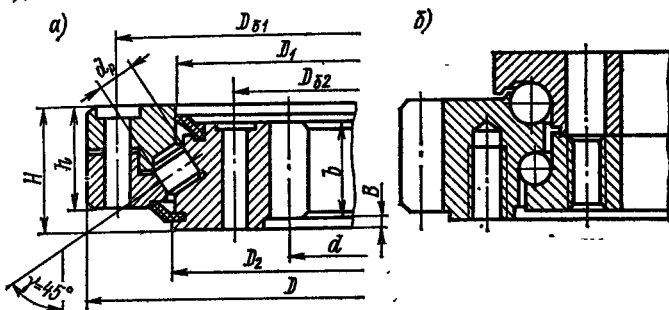


Рис. VI.4.8. Опорно-поворотные круги: а — однорядные роликовые с зубьями внутреннего зацепления по ОСТ 22-1401-79 (см. табл. VI.4.1); б — двухрядные шариковые с зубьями внешнего зацепления

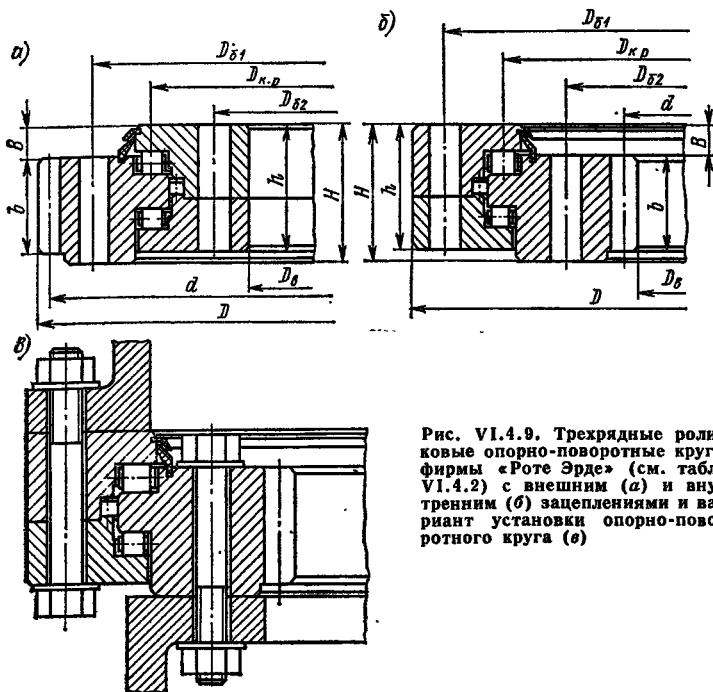


Рис. VI.4.9. Трехрядные роликовые опорно-поворотные круги фирмы «Роте Эрде» (см. табл. VI.4.2) с внешним (а) и внутренним (б) зацеплениями и вариант установки опорно-поворотного круга (в)

получают наибольшее распространение по сравнению с рассмотренными выше типами ОПУ.

ОПУ с роликовыми однорядными опорно-поворотными кругами (рис. VI.4.8, а) обладают во многих случаях большей несущей способностью, чем двухрядные шариковые (рис. VI.4.8, б). Опорные



ролики размещают в общем желобе крест-накрест, при этом не нужны сепаратирующие втулки. Диаметр трехрядных роликовых опорно-поворотных кругов фирмы «Роте Эрде» (*Rote Erde*) (рис. VI.4.9) достигает 8,22 м. Известен опорно-поворотный круг для плавучего крана диаметром 11,5 м, рассчитанный на восприимчивые вертикальных и радиальных нагрузок 76 и 8,4 МН и опрокидывающего момента 878,7 МН·м [24]. В нем два ряда цилиндрических горизонтальных роликов воспринимают вертикальную нагрузку, а два концентрических ряда вертикальных роликов — радиальную.

Из-за больших размеров по диаметру и небольших в поперечном сечении собственная жесткость опорно-поворотных кругов мала. Для нормальной их работы, исключения заедания и перегрузки колец нужно соблюдать очень жесткие требования к конструкции, примыкающей к опорно-поворотному кругу, касающиеся неплоскостности, шероховатости и жесткости. Так, при установке опор по ОСТ 22-1401—79 (см. рис. VI.4.8, а и табл. VI.4.1) неплоскостность опорной поверхности, контактирующей с опорой, после механической обработки не должна превышать 0,0001 габаритного диаметра опоры и при действии максимально допустимых нагрузок — 0,0005. Шероховатость опорных поверхностей не более 40 мкм.

На опорных поверхностях рам желательны центрирующие окружные бурты с цилиндрическими поверхностями, в обоснованных случаях допустимы и иные способы центрирования (рис. VI.4.9, в).

Опорно-поворотные круги воспринимают значительные статические и динамические нагрузки, опираются на основание переменной жесткости, что с учетом статической неопределенности создает значительные трудности для расчета распределения нагрузок в сложных ОПУ (методы расчета см. в работах [О.14, О.26, О.69, 12, 21, 25, 26]); но это обстоятельство не отражается на разработке новых конструкций машин, так как типоразмер опоры выбирают в соответствии с указанной нагрузкой.

При определении нагрузок на шар или ролик можно применять методику, приведенную выше для катковых ОПУ; при этом суммарная нагрузка на все шары или ролики

$$\sum_{i=1}^n N_{\text{rit}} = G_{\Sigma} / \cos \gamma, \quad (\text{VI.4.12})$$

где  $\gamma$  — угол наклона к вертикали сил, действующих на шары или ролики опорно-поворотного круга (см., например, рис. VI.4.8, а).

Расчетные нагрузки на ОПУ кранов и тележек приводят в табличной форме, аналогичной табл. I.5.16 в т. 1.

Для кранов дополнительно следует учесть: горизонтальные силы, вызванные отклонением грузовых канатов от вертикали в плоскости стрелы на угол  $\alpha$  и перпендикулярно плоскости

### VI.4.1. Параметры однорядных роликовых опорно-поворотных кругов с зубьями

Номер круга (см. рис. VI.4.10)	<i>D</i>	<i>H</i>	Масса, кг	<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>D</i> <sub>2</sub>	<i>h</i>	<i>B</i>	<i>d</i> <sub>p</sub>	<i>D</i> <sub>61</sub>	<i>D</i> <sub>62</sub>
	мм			мм						
1	560	65	55	480	485	54	4	16	535	425
2	800	70	90	713	717	58	4	20	770	660
3	1000		150	892	898				965	830
4	1190	65	180	1082	1090	61	5	30	1150	1020
5	1400	95	350	1275	1285	80		36	1360	1195
6	1600	115	590	1443	1445	99	60	42	1545	1350
7	1900	130	900	1712	1728	113		50	1835	1610
8	2240	140	1160	2035	2055	125	10	60	2170	1920
9	2500	145	1300	2307	2300	145			2430	2210
10	2650	165	2200	2407	2429	140	8	60	2580	2270
11	3000	190	3200	2734	2760	162			2920	2590

Условные обозначения: *d*<sub>б</sub> и *n* — диаметр болтов и их количество; *m* и *z* — количество зубьев и их шаг.

Примечание. Окружное усилие  $F_0^{\max}$  определяют при наиболее неблагоприятном положении груза.

стрелы на угол  $\beta$ , причем надо учитывать пространственную запасовку грузовых канатов (см. т. 1, п. I.8 и табл. I.2.25); горизонтальную силу, приложенную в центре масс поворотной части, вызванную наклоном крана на угол  $\theta$ ; горизонтальные силы инерции масс поворотной части крана без груза при торможении механизмов вращения ( $F_R$ ,  $F_{\Pi}$ ) и передвижения ( $F_{\Pi}$ ) и масс стрелового устройства без груза при торможении механизма изменения вылета ( $F_B$ ) (в комбинации нагрузок IIв учитывается одновременное резкое торможение двух механизмов: поворота и изменения вылета или передвижения); силы инерции от качки на волнении (см. т. 1, п. I.9) в комбинациях нагрузок IIа и IIв; окружное усилие шестерни механизма вращения. Кроме того, в кранах с вантами учитывают давление от натяжения вант; если лебедки расположены вне поворотной части, то учитывают натяжение соответствующих канатов.

Для тележек мостовых и козловых кранов, мостовых перегружателей при гибком и жестком подвесах груза дополнительно следует учесть: погрузочное смещение центра масс груза от оси вращения (для контейнеров — см. в п. V.11, табл. V.3.6); горизонтальную силу, вызванную отклонением грузовых канатов от вертикали на угол  $\alpha$  (учитывают силы инерции при работе механизмов передвижения крана или тележки, давление ветра и центробежные силы инерции при погрузочном смещении центра масс), причем так же, как и для кранов, следует учитывать прост-

внутреннего зацепления (ОСТ 22-1401—79) (см. рис. VI.4.8, а)

d6	n	b	Исполнение 1			Исполнение 2			Исполнение	
			d	m	z	d	m	z	1	2
			м			мм			F <sub>max</sub> , кН	
16	12	49	—	—	—	380	4	96	—	16
			606	6	102	604	4	152	29	15
	16	55	760	8	96	762	6	128	48	35
			930	10	94	936	8	118	68	55
20	24	75	1092	12	92	1088	8	137	99	62
24	32	90	1218	14	88	1212	12	102	135	117
27	36	100	1458	18	82	1452	12	122	210	133
30	45	110	1780	20	90	1788	12	150	245	135
	48	105	—	—	—	2064	16	130	—	173
36	45	135	1992	24	84	—	—	—	385	230
42	60	160	2412	18	135	—	—	—	260	—

→ модуль зацепления и число зубьев.  
 ном сочетания нагрузок по случаю II.

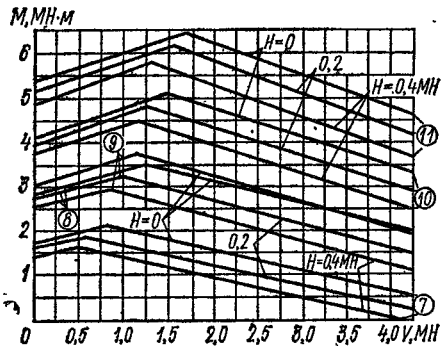
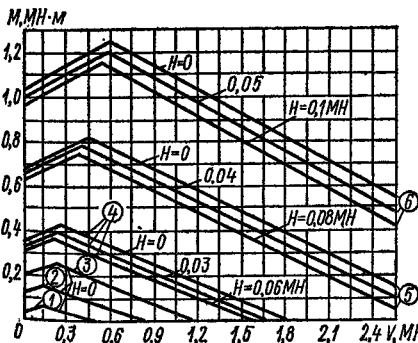


Рис. VI.4.10. Графики для определения допускаемых нагрузок на роликовые однорядные опорно-поворотные круги (см. рис. VI.4.8, а)  
 M, V и H определяют при наиболее неблагоприятных сочетаниях нагрузок случая II.  
 Цифры в кружках соответствуют номерам кругов в табл. VI.4.1

ранственную запасовку канатов; горизонтальные силы инерции масс поворотной части и груза в случае жесткого подвеса и без груза в случае гибкого подвеса при торможении механизмов вращения и передвижения тележки или крана; окружное усилие шестерни механизма вращения.

Параметры однорядных роликовых опорно-поворотных кругов по ОСТ 22-1401—79 приведены в табл. VI.4.1 (см. рис. VI.4.8, а), графики для определения допускаемых нагрузок — на рис. VI.4.10.

VI.1.2. Параметры трехрядных роликовых опорно-поворотных кругов с внешним и внутренним зацеплениями фирмы «Роге Эрдс» (выборочные данные) (см. рис. VI.1.4.9)

Номер круга (см. рис. VI.1.4.11 и VI.1.4.12)	D		H	Масса, кг	h	B	D к. п	мм			R	d	мм		z	F <sub>0</sub> кН	
	D <sub>в</sub>	D <sub>вн</sub>						D <sub>61</sub>	D <sub>62</sub>	d <sub>6</sub>			b	m			
1	1464	1103	128	533	123	26	1250	1355	1155	24	36	1428	12	119	106,4		
	1397	1032		1345			1145	1044	98								
2	1638	1253		636			1400	1305	46		1596	14	102	125	137	84	124,1
	1547	1162		618			1495	1295			111						
3	1834	1453		719			1600	1505	54		1792	16	108	137	109	124	169
	1747	1372		691			1695	1495			124						
4	2048	1653		631			1800	1705	60		2000	20	130	137	109	124	187,8
	1947	1552		812			1895	1695			124						
5	2240	1853		898			2000	1905	44		2192	36	130	137	109	124	203,5
	2147	1760		883			2095	1895			124						
6	2080	1619		1116			1800	1685	36		2032	44	130	137	109	124	169
	1981	1520		1088			1915	1675			124						
7	2272	1819	1205	2000	1885	48	2224	54	130	137	109	124	203,5				
	2181	1728	1186	2115	1875		124										
8	2520	2059	1366	2240	2125	60	2466	44	130	137	109	124	187,8				
	2421	1944	1386	2355	2115		124										
9	2790	2319	1553	2500	2385	44	2736	54	130	137	109	124	203,5				
	2681	2214	1552	2615	2375		124										
10	3100	2619	1767	2800	2685	60	3040	44	130	137	109	124	187,8				
	2981	2500	1739	2925	2675		124										
11	2256	2022	1961	2240	2100	44	2502	54	130	137	109	124	203,5				
	2438	1908	1990	2380	2085		124										
12	2820	2202	2245	2500	2360	44	2772	54	130	137	109	124	203,5				
	2718	2178	2187	2640	2345		124										

13	3140	2582	2557	2800	2955	2660	48	3080	154
	3018	2460							
14	3480	2932	2809	3150	3305	3010	56	3420	171
	3368	2820							
15	3140	2562	3271	2800	2965	2640	48	3080	154
	3038	2460							
16	3520	2912	3816	3150	3315	2990	56	3454	157
	3388	2794							
17	3576	2885	5267	268	3350	2975	42	3504	146
	3415	2736							

Примечания. 1. При наличии двух значений параметра верхнее — для кругов с внешним зацеплением (рис. VI.4.9, а), нижнее — для кругов с внутренним зацеплением (рис. VI.4.9, б). 2. Окружное усилие  $F_0$  определяется по комбинациям нагрузок по случаю I,  $F_0 = 2F_0$  — при наиболее неблагоприятном сочетании нагрузок по случаю II.

### VI.4.3. Коэффициенты $k_1$ и $k_2$ для выбора по графикам на рис. VI.4.11 трехрядных роликовых опорно-поворотных кругов фирмы «Роге Эрде» (см. рис. VI.4.9 и табл. VI.4.2)

Краны	$k_1$	$k_2$	Краны	$k_1$	$k_2$
Стреловые самоходные, судовые, плавающие (крюковой режим), судостроительные	1	1,1	Краны Башенные: $0,7M_{\Gamma} < M_H < 0,8M_{\Gamma}$ $M_H > 0,8M_{\Gamma}$ Портальные и поворотные тележки (крюковой режим) Магнитные, металлургические, портальные и плавающие, поворотные тележки (грейферный режим)	1,37	1,25
	1,13 1,22 1,3	1,25		1,43 1,13 1,43	
Башенные: $M_H \leq 0,5M_{\Gamma}$ $0,5M_{\Gamma} < M_H \leq 0,6M_{\Gamma}$ $0,6M_{\Gamma} < M_H \leq 0,7M_{\Gamma}$					1,45

Условные обозначения:  $M_H$  — опрокидывающий момент для крана без груза;  $M_{\Gamma}$  — опрокидывающий момент для крана с максимальным грузом.  
Примечания. Штриховые линии на рис. VI.4.11 означают, что используется коэффициент  $k_1$ , сплошные линии — коэффициент  $k_2$ .

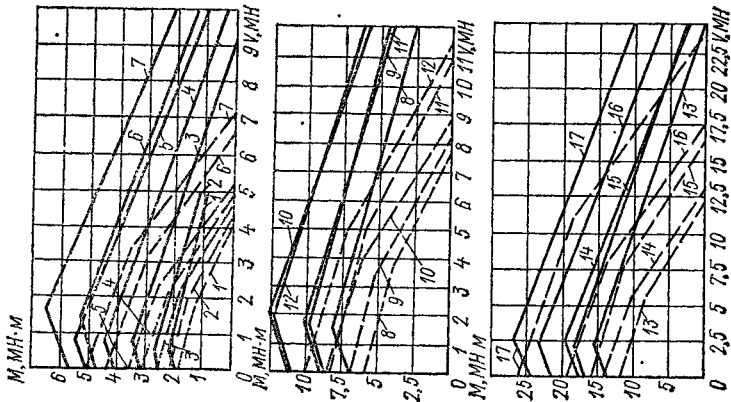


Рис. VI.4.11. Графики для определения допустимых нагрузок на роликовые трехрядные опорно-поворотные круги фирмы «Роте Эрде» (см. рис. VI.4.9)  
Цифры соответствуют номерам кругов в табл. VI.4.2

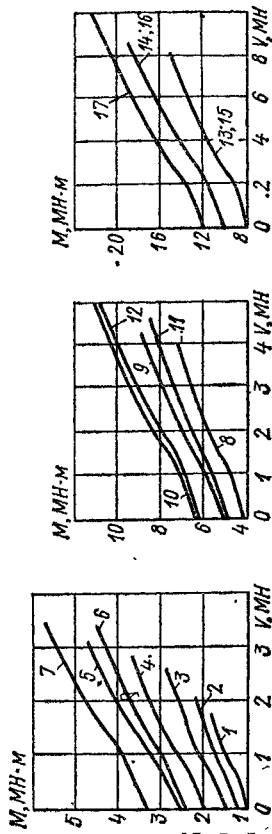


Рис. VI.4.12. Графики для определения допустимых нагрузок на болты роликовых трех-  
рядных опорно-поворотных кругов фирмы «Роте Эрде» (см. рис. VI.4.9)  
Допустимые нагрузки действительны, если болты не растягиваются вертикальной силой.  
Цифры соответствуют номерам кругов в табл. VI.4.2

Момент  $M$ , вертикальную  $V$  и горизонтальную  $H$  нагрузки определяют при наиболее неблагоприятных сочетаниях по случаю II нагрузок. При выборе круга для башенных кранов по графикам на рис. VI.4.10 расчетные значения  $M$ ,  $V$  и  $H$  умножают на коэффициент 1,2.

Параметры трёхрядных роликовых опорно-поворотных кругов фирмы «Роте Эрде» (ФРГ) приведены в табл. VI.4.2 (см. рис. VI.4.9, а, б), графики для определения допускаемых нагрузок на опорно-поворотные круги — на рис. VI.4.11, на болты опорно-поворотного круга — на рис. VI.4.12. Опорно-поворотные круги выбирают с использованием коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  (табл. VI.4.3) по следующим сочетаниям нагрузок:

1) вес  $G_{п.ч}$  поворотной части крана с грузом  $G$  (без учета динамических нагрузок) и ветровая нагрузка  $P_v$  на кран и груз, расчетные значения  $M$  и  $V$  умножают на  $k_1$  (штриховые линии на рис. VI.4.11);

2) вес  $G_{п.ч}$  поворотной части и вес  $G$  груза с учетом динамического коэффициента  $\psi = 1,25$  (т. е.  $1,25G$ ); ветровую нагрузку не учитывают, расчетные нагрузки умножают на коэффициент  $k_2$  (сплошные линии на рис. VI.4.11);

3) при ветре нерабочего состояния (груза нет) или динамическом коэффициенте нагрузки  $\psi > 1,25$  расчетные нагрузки умножают на коэффициент  $k_3 = 0,8$ .

При всех трех сочетаниях нагрузок расчет выполняют на наибольшем и наименьшем вылетах.

Допускаемые нагрузки на болты ОПУ проверяют по графикам на рис. VI.4.13 по сочетаниям нагрузок 1 и 2 без учета коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$ . Эти нагрузки действительны, если болты не растягиваются вертикальной силой.

## VI.10. Механизмы вращения

По компоновке механизмы вращения кранов (тележек) с электродвигателем могут быть с горизонтальным (рис. VI.4.13, а, б) и вертикальным (рис. VI.4.13, в, г) расположением двигателя. Они обычно снабжены фрикционными муфтами предельного момента (рис. VI.4.13, а, б), установленными возможно ближе к валу приводной шестерни или звездочки; для порталных кранов установка муфт предельного момента обязательна [О.51]. Конструкции дисковой фрикционной муфты в цилиндрическом редукторе см. на рис. V.2.38, конусной муфты в червячном редукторе — на рис. V.2.39.

Механизмы вращения с вертикальным расположением двигателя (фланцевого, с встроенным тормозом) более компактны, позволяют избежать конических, червячных и других передач, имеющих малую надежность или низкий КПД, проще в обслуживании и легче.

Для уменьшения массы механизма в краностроении применяют редукторы с зацеплением Новикова и волновые редукторы. Так, центральный волновой редуктор для башенных кранов с передаточным числом  $u = 1640$  позволяет обойтись без традиционной открытой пары [О.7, 3].

Большинство механизмов вращения однодвигательные. При больших массах крана ставят несколько механизмов поворота при общем зубчатом венце. Это обеспечивает широкую унификацию механизмов, но возникает проблема равномерного распределения нагрузок между приводами, которая решается обычно установкой

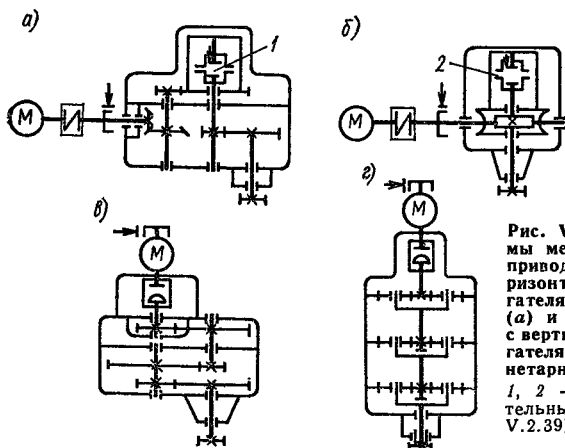


Рис. VI.4.13. Кинематические схемы механизмов вращения крана с приводом от электродвигателя: с горизонтальным расположением двигателя и коническо-цилиндрическим (а) и червячным (б) редукторами, с вертикальным расположением двигателя и цилиндрическим (в) и планетарным (г) редукторами

1, 2 — фрикционные предохранительные муфты (см рис. V.2.38, V.2.39)

редукторов на пружинных амортизаторах [18]. Для снижения динамических нагрузок на механизмы вращения устанавливают муфты предельного момента, электромагнитные муфты скольжения, амортизаторы; применение гидропривода дает возможность бесступенчато регулировать скорость механизма вращения и снизить динамические нагрузки [5] (кинематическую схему механизма вращения с гидроприводом для стрелового самоходного крана см. на рис. IV.5.9).

Кинематические схемы механизмов вращения крана с дизель-механическим приводом см. на рис. IV.5.6.

О конструкции механизмов вращения см в работах [О.2, О.7, О.14, О.26, О.32, О.40, О.43, О.63, О.69].

Механизмы вращения кранов с канатным приводом применяют на башенных кранах устаревших конструкций и мачтово-стреловых кранах [О.14, О.47, О.59]

Механизмы вращения с приводными колесами (рис. VI.4.14) используют в поворотных грузовых тележках. Тележка опирается на три безребордных конических колеса, при больших нагрузках — на три балансирные тележки; горизонтальные силы воспринимают горизонтальные ролики [О.9, О.47]. Можно устанавливать два механизма вращения.



**Механизмы вращения груза** у кранов весьма разнообразны (классификацию см. в работе [1]). Наиболее распространены механизмы с электро- и гидроприводом (рис. VI.4.15, а) по схемам, приведенным на рис. VI.4.13, в, г, с вертикальным расположением двигателя. В ряде случаев предусмотрены муфты, обеспечивающие возможность разобщения привода и крюка, что позволяет осуществить разворот последнего.

Разворот груза на малый угол у контейнерных кранов можно производить по схеме на рис. VI.4.16.

Отдельную группу поворотных устройств составляют грузовые подвесы с разворотом груза непосредственно за счет действия подъемного механизма, без специального силового привода

(рис. VI.4.15, б). Для разворота груза на требуемый угол подъемные барабаны вращаются в разные стороны и необходимо вертикальное перемещение подвески на определенную высоту, что в ряде случаев может препятствовать нормальной работе крана.

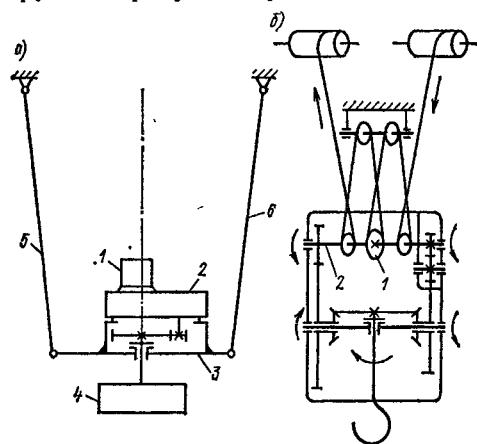


Рис. VI.4.15. Схемы механизма вращения груза (а) (1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — траверса; 4 — груз; 5, 6 — грузовые канаты) и механизма разворота крюка с приводом от канатного блока (б) (1 — приводной блок, жестко связанный с валом 2)

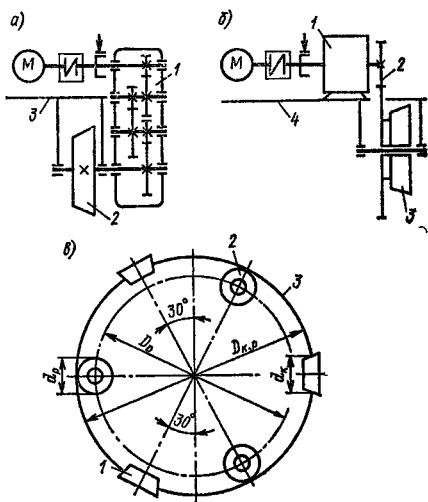


Рис. VI.4.14. Схемы механизмов вращения тележек с приводными колесами: а — с насаженным вертикальным трехступенчатым редуктором (1 — редуктор; 2 — ходовое колесо; 3 — рама тележки); б — с горизонтальным редуктором и открытой зубчатой передачей (1 — горизонтальный редуктор; 2 — открытая зубчатая передача; 3 — ходовое колесо; 4 — рама тележки); в — схема расположения ходовых колес 1 и упорных роликов 2 относительно кругового рельса 3

Для разворота груза на требуемый угол подъемные барабаны вращаются в разные стороны и необходимо вертикальное перемещение подвески на определенную высоту, что в ряде случаев может препятствовать нормальной работе крана.

Устройства с внешним приводом через прикрепленные к обойме подвески тяги (обычно канатные) обеспечивают разворот груза на небольшой угол, их обычно используют и для ограничения раскачивания груза.

Общим недостатком перечисленных поворотных устройств (кроме устройств с внешним при-

водом) является закручивание подвеса динамическими моментами при пуске и торможении механизма вращения. Этого недостатка нет в инерционных, например, гироскопических поворотных устройствах, где реактивные динамические моменты воспринимаются соответствующими инерционными массами [1].

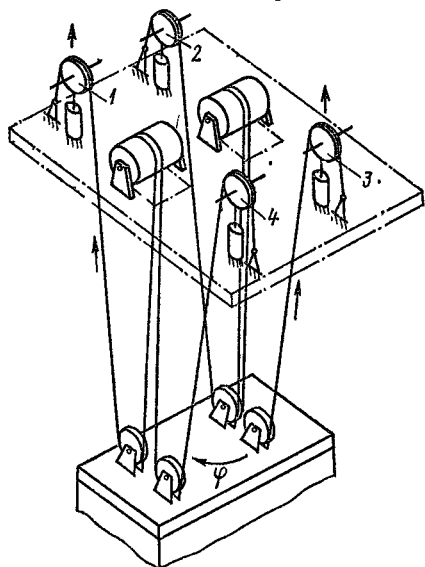


Рис. VI.4.16. Механизм разворота груза с приводом от гидроцилиндров  
1—4 — блоки, установленные на штоках гидроцилиндров

Конструктивные схемы механизмов вращения груза см. в работах [О.15, 1, 11].

Тормоза механизмов вращения с машинным приводом должны быть нормально замкнутыми, автоматически размыкаемыми при включении привода (кроме механизмов вращения башенных и порталных кранов) [О.51]. На механизмах вращения башенных, стреловых с башенно-стреловым оборудованием и порталных кранов допускается и обычно применяется установка управляемых крановых нормально открытых тормозов. При этом

тормоз должен иметь устройство для фиксации его в замкнутом положении.

Если электросхемой управления приводом предусмотрена возможность торможения электродвигателем, то тормоза при отключении двигателя могут не замыкаться. Электросхема может обеспечивать наложение (снятие) тормоза добавочным аппаратом (кнопкой) при нулевом положении контроллера. Для снижения динамических нагрузок при торможении используют двухступенчатые тормоза.

## VI.11. Расчет механизмов вращения

**Проектировочный расчет.** Исходные данные: геометрическая схема крана со всем необходимыми для расчета размерами; массы и координаты центров масс всех узлов крана относительно оси вращения и верхней плоскости опорного кольца (предварительно их значения выбирают по аналогии с осуществленными конструкциями; можно пользоваться данными, приведенными в табл. VI.4.4); грузоподъемность крана в соответствии с грузовой характеристикой; нагрузки на ОПУ; кинематическая схема механизма враще-

**VI.4.4. Формулы для предварительного определения масс кранов и крановых тележек**

Краны и тележки	Формулы
<p>Настенно-поворотные: краны с тележкой » постоянным вылетом</p> <p>Поворотные стреловые краны на колонне: без противовеса с тележкой *</p> <p>Велосипедные краны без противовеса: общая масса поворотная часть крана</p> <p>Мостовые краны (без тележки) с пролетом не более 30 м и грузоподъемностью, т: до 5 от 10 до 15 » 16 » 20 » 30 » 40</p> <p>Консольные краны Козловые краны без консолей Крановые тележки: с колесным приводом передвижения с передвижением от канатной тяги</p>	$m_{\text{к}} = 2 + 0,15QR_{\text{max}}$ $m_{\text{т}} = 1,5 + 0,04QR$ $m_{\text{к}} = 3 + 0,07QR_{\text{max}}$ $m_{\text{п. ч}} = 3 + 0,2QR_{\text{max}}$ $m_{\text{к}} = 0,4 + 0,3QR$ $m_{\text{п. ч}} = 3 + 0,07QR$ $m_{\text{к}} = 3,5 + 0,07QL_{\text{к}}$ $m_{\text{к}} = 2 + 0,06QL_{\text{к}}$ $m_{\text{к}} = 1,2 + 0,05QL_{\text{к}}$ $m_{\text{к}} = 6,5 + 0,03QL_{\text{к}}$ $m_{\text{к}} = 4 + 0,25QR_{\text{max}}$ $m_{\text{к}} = 10 + 0,01QL_{\text{к}}$ $m_{\text{т}} = 1,5 + 0,2Q$ $m_{\text{т}} = 0,45 + 0,07Q$
<p>У словные обозначения: <math>m_{\text{к}}</math>, <math>m_{\text{п. ч}}</math> и <math>m_{\text{т}}</math> — масса соответственно крана, его поворотной части и тележки, т; <math>Q</math> — грузоподъемность крана, т; <math>R</math> — вылет стрелы, м; <math>L_{\text{к}}</math> — пролет крана, м.</p> <p>* Поворотная часть без противовеса.</p>	

ния крана; частоты вращения крана; группа режима работы механизма.

Момент от сил трения в ОПУ кранов с колонной (см. рис. VI.4.1 и VI.4.3) складывается из моментов сил трения в верхней  $M_1$  и нижней  $M_2$  опорах, воспринимающих горизонтальные нагрузки, и момента  $M_3$  в опоре, воспринимающей вертикальные нагрузки:

$$M_{\text{тр}} = M_1 + M_2 + M_3. \quad (\text{VI.4.13})$$

При подшипниках качения или скольжения

$$M_1 + M_2 = 0,5H (\mu_1 d_1 + \mu_2 d_2).$$

При приработавшейся кольцевой пяте скольжения

$$M_3 = 0,25\mu_3 V (d_{\text{н. п}} + d_{\text{в. п}}) \approx 0,5\mu_3 V d_{\text{ср}},$$

(в случае сплошной пяты  $d_{\text{в. п}} = 0$ ).

При упорных подшипниках качения

$$M_3 = 0,5\mu_3 V d_3.$$

При подвижной роликовой обойме (см. рис. VI.4.1, в и VI.4.3, з)

$$M_{1,2} = 0,5\omega (d_{\text{н}} \pm d_{\text{р}}) \sum_{i=1}^n N_{\text{р}i}, \quad (\text{VI.4.14})$$

где знак «+» для схемы на рис. VI.4.1, в, «-» — на рис. VI.4.3, з. Коэффициент сопротивления движению  $\omega$

$$\omega = (\mu_{\text{р}}d_{\text{н}} + 2f)/d_{\text{р}}. \quad (\text{VI.4.15})$$

При неподвижной роликовой обойме (см. рис. VI.4.1, г и VI.4.3, в)

$$M_{1,2} = 0,5\omega d_{\text{н}} \sum_{i=1}^n N_{\text{р}i},$$

где коэффициент сопротивления движению

$$\omega = \left[ \mu_{\text{р}}d_{\text{н}} + 2f \left( 1 \pm \frac{d_{\text{р}}}{d_{\text{н}}} \right) \right] / d_{\text{р}};$$

знак «+» — для расчета момента сопротивления вращению при вращающейся колонне (см. рис. VI.4.3, в), знак «-» — при неподвижной колонне (см. рис. VI.4.1, г).

В среднем при подшипниках скольжения  $\omega = 0,028 \div 0,035$ , качения  $\omega = 0,005 \div 0,01$ .

Здесь  $d_1, d_2, d_3$  — диаметры верхней ( $d_1$ ) и нижней ( $d_2$ ) цапф, воспринимающих горизонтальную нагрузку, диаметр цапфы под упорный подшипник ( $d_3$ );  $d_{\text{н.п}}$  и  $d_{\text{в.п}}$  — наружный и внутренний диаметры пяты скольжения;  $d_{\text{н}}$  — диаметр опорной поверхности качения роликов или диаметр колонны;  $d_{\text{р}}$  и  $d_{\text{ц}}$  — диаметры ролика и его цапфы;  $\sum_{i=1}^n N_{\text{р}i}$  — сумма нагрузок на  $n$  работающих роликов [см. формулы (VI.4.3) — (VI.4.5)];  $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_{\text{р}}$  — коэффициенты трения скольжения или приведенные коэффициенты трения в подшипниках качения в верхней ( $\mu_1$ ) и нижней ( $\mu_2$ ) опорах, воспринимающих горизонтальную нагрузку, в опоре, воспринимающей вертикальную нагрузку ( $\mu_3$ ) и на осях роликов ( $\mu_{\text{р}}$ );  $f$  — коэффициент трения качения роликов по опорной поверхности. Значения  $f$  см. в табл. VI.3.2,  $\mu$  — в табл. V.1.69.

*Момент от сил трения в ОПУ кранов с круговым плоским или коническим рельсом на катках или роликах* (см. рис. VI.4.5)

$$M_{\text{тр}} = 0,5\omega D_{\text{н.р}} \sum_{i=1}^{n_0} N_{\text{н}i}. \quad (\text{VI.4.16})$$

Здесь коэффициент сопротивления движению

$$\omega = (2f/d_{\text{н}}) c,$$

где  $c = 1,3 \div 1,5$  для безребордных катков или роликов учитывает дополнительные сопротивления от скольжения цилиндрических катков и потери на трения в ступицах конических катков;

для катков или роликов с ребордами  $c = 1,8$ ; в среднем  $\omega = 0,005 \div 0,018$ ;  $D_{к.р}$  и  $d_k$  — средние диаметры кругового рельса и катка;  $\sum_{i=1}^{n_o} N_{ki}$  — суммарная нагрузка на работающие катки. Если удерживающие устройства (центральная цапфа или роликовые захваты) не работают, то  $\sum_{i=1}^{n_o} N_{ki}$  — по формуле (VI.4.10); если в работу вступают удерживающие устройства, — см. в работах [О.26, О.59, 6].

Момент от сил трения в ОПУ кранов с плоским или коническим рельсом на колесах (см. рис. VI.4.7, а, б) определяется по формуле (VI.4.16). Коэффициент сопротивления вращению

$$\omega = [(\mu_k d_{ц} + 2f)/d_k] c. \quad (VI.4.17)$$

Для конических безребордных колес на подшипниках качения  $c = 1,5$ , для других случаев см. работу [О.59]. В среднем при подшипниках качения  $\omega = 0,006 \div 0,01$ , скольжения  $\omega = 0,02 \div 0,03$ . Здесь  $d_k$  и  $\mu_k$  — диаметр колеса и коэффициент трения в цапфе колеса;  $\sum_{i=1}^{n_o} N_{ki}$  в (VI.4.16) определяется по формуле (VI.4.10), если удерживающие устройства не вступают в работу, в противном случае определение  $M_{тр}$  см. в работах [О.26, О.59, 6].

Момент от сил трения для ОПУ кранов или тележек с центрирующими роликами (см. рис. VI.4.7, в, г и VI.4.14, в) состоит из момента трения от вертикальных сил, определяемого по выражениям (VI.4.16) и (VI.4.17), и момента трения от горизонтальных сил, определяемого по выражениям, аналогичным (VI.4.14) и (VI.4.15).

Момент от сил трения в ОПУ кранов на поворотном круге (см. рис. VI.4.8 и VI.4.9, а, б) принимается по данным поставщика кругов или определяется по формуле

$$M_{тр} = 0,5\omega D_{к.р} \sum_{i=1}^n N_{ki}, \quad (VI.4.18)$$

где приведенный коэффициент сопротивления вращению  $\omega = 0,01$  для шариковых кругов,  $\omega = 0,012$  для роликовых;  $D_{к.р}$  — средний диаметр опорного круга по дорожке катания;  $\sum_{i=1}^n N_{ki}$  — суммарное давление на все шарики или ролики по формуле (VI.4.12).

В соответствии с ГОСТ 13994—81 «Краны башенные строительные. Нормы расчета» момент сопротивления вращению опорно-поворотного круга определяется по выражению (VI.4.18), если

$$M \leq 0,25D_{к.р}V,$$

где  $M$  и  $V$  — момент и суммарная вертикальная нагрузка, действующие на опорно-поворотный круг. Если  $M > 0,25D_{к.п}V$ , то

$$M_{тп} = 0,5\omega D_{к.п} \sum_{i=1}^n N_{ki} \left[ 1 + 0,5\delta_{к.п} \left( \frac{4M}{VD_{к.п}} - 1 \right) \right],$$

где  $\delta_{к.п} = (1,3 - 3 \cdot 10^{-4}V)$ ;  $V$  в кН.

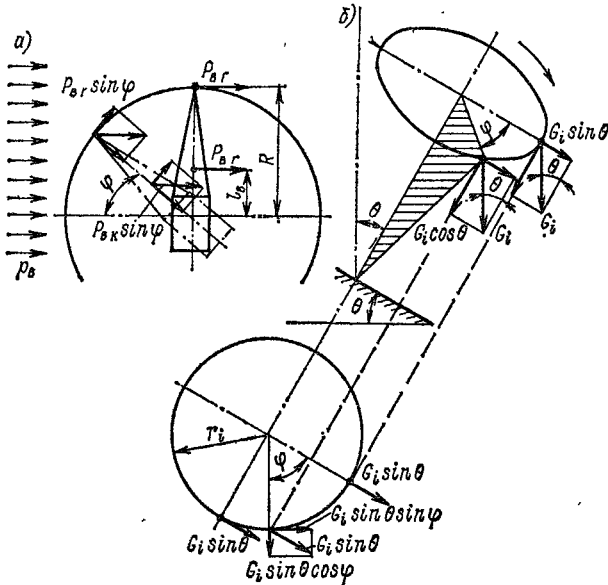


Рис. VI.4.17. Схемы сил, действующих на поворотную часть крана от ветровой нагрузки (а) и при наклоне крана (б)

Момент сопротивления вращению от давления ветра (рис. VI.4.17, а) на груз  $P_{в.р}$  и поворотную часть крана  $P_{в.к}$  при  $\varphi = 90^\circ$

$$M_{в}^{\max} = P_{в.р} R + P_{в.к} l_{в.к}. \quad (VI.4.19)$$

При произвольном угле поворота  $\varphi$  (изменение наветренной площади не учитывается)

$$M_{в}^{\varphi} = M_{в}^{\max} \sin \varphi.$$

Среднеквадратичная величина  $M_{в}^{\text{ск}}$  при повороте на угол  $\varphi = 90^\circ$  и  $\varphi = 180^\circ$ , используемая при выборе мощности двигателя,

$$M_{в}^{\text{ск}} \approx 0,7 M_{в}^{\max}. \quad (VI.4.20)$$

Подробнее см. в работе [7], о давлении ветра см. в т. 1, п. 1.7.

Момент сопротивления вращению от наклона крана на угол  $\theta$  (рис. VI.4.17, б)

$$M_{\theta} = M_{к} \sin \theta \sin \varphi,$$

где  $M_{\kappa} = \sum_{i=1}^n G_i r_i$  — суммарный опрокидывающий момент от действующих на кран вертикальных сил  $G_i$ , расположенных на расстоянии  $r_i$  от оси вращения крана.

При  $\varphi = 90^\circ$  и  $\varphi = 270^\circ$

$$M_{\theta}^{\max} = M_{\kappa} \sin \theta. \quad (\text{VI.4.21})$$

Среднеквадратичная величина  $M_{\theta}^{\text{СК}}$  при повороте на угол  $\varphi = 90^\circ$  и  $\varphi = 180^\circ$ , используемая при выборе мощности двигателя,

$$M_{\theta}^{\text{СК}} \approx 0,7 M_{\theta}^{\max}. \quad (\text{VI.4.22})$$

Для стреловых самоходных кранов при определении  $M_{\theta}$  учитываются неровность площадки и просадка грунтового основания (прочностные данные грунтового основания и определение давлений на опоры безрельсового хода см. в т. 1, п. I.24), для железнодорожных кранов — возвышение одного из рельсов над другим.

Момент сопротивления вращению для плавучих кранов от наклона оси вращения на угол  $\alpha_{\kappa} = \sqrt{\theta^2 + \psi^2}$ , где  $\theta$  и  $\psi$  — углы крена и дифферента (см. в работах [0.6, 0.26, 0.59, 4]).

Среднеквадратичная мощность двигателя  $N_{\text{СК}}$ , кВт, потребная для вращения крана с грузом при установившемся движении и ветре рабочего состояния  $P_{\text{В1}}$ ,

$$N_{\text{СК}} = \frac{M_{\text{ТР}} + M_{\text{В1}}^{\text{СК}} + M_{\theta}^{\text{СК}}}{9550\eta} n_{\kappa}, \quad (\text{VI.4.23})$$

где  $n_{\kappa}$  — номинальная частота вращения поворотной части крана,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $\eta$  — КПД механизма поворота;  $M_{\text{ТР}}$ ,  $M_{\text{В1}}^{\text{СК}}$  и  $M_{\theta}^{\text{СК}}$  в Н.

При малых статических сопротивлениях вращению и больших силах инерции мощность двигателя предварительно определяется из выражения

$$N = \frac{M_{\text{ТР}} + M_{\text{В1}}^{\max} + (1,1 + 1,3) M_{\text{ИН}}}{9550\eta\psi} n_{\kappa}, \quad (\text{VI.4.24})$$

где  $\psi$  — кратность среднего пускового момента двигателя (значения  $\psi$  см. в табл. VI.2.5);  $M_{\text{ИН}}$  — момент сил инерции масс поворотной части крана с грузом, Н·м:

$$M_{\text{ИН}} = \frac{n_{\kappa} \left( J_{\Gamma} + \sum_{i=1}^n J_{\kappa i} \right)}{9,55 t_p}. \quad (\text{VI.4.25})$$

Здесь  $J_{\Gamma}$  — момент инерции груза относительно оси вращения крана,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\sum_{i=1}^n J_{\kappa i} = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2$ , где  $m_i$  — масса  $i$ -го элемента поворотной части крана, отстоящего на величину  $r_i$  от оси вращения крана (см. т. 1, табл. I.4.1);  $J_{\Gamma} = J_{\Gamma}^0 + QR^2$ , где  $J_{\Gamma}^0$  —

момент инерции груза относительно центральной оси, параллельной оси вращения крана;  $Q$  и  $R$  — масса груза и вылет стрелы крана;  $t_p$  — время разгона механизма поворота крана до номинальной скорости. Можно принимать  $t_p = 3 \div 5$  с при отсутствии ветра и  $t_p = 4 \div 10$  с при ветре.

Выбранный по формуле (VI.4.23) или (VI.4.24) двигатель проверяется:

1) на время разгона  $t_p$  до номинальной скорости при ветре рабочего состояния  $P_{вI}$  и наклоне крана:

$$t_p = \frac{n_{дв} \left[ 1,2 (J_p + J_m) + \frac{\left( J_r + \sum_{i=1}^n J_{ki} \right)}{u^2 \eta} \right]}{9,55 \left[ M_{ср}^n - \frac{(M_{тр} + M_{вI}^{max} + M_{\theta}^{max})}{u \eta} \right]}, \quad (VI.4.26)$$

где  $n_{дв}$  — номинальная частота вращения ротора двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $u$  — передаточное число механизма поворота;  $J_p$  и  $J_m$  — моменты инерции ротора двигателя и соединительных муфт, находящихся на валу двигателя,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $M_{ср}^n = \psi M_n$  — средний пусковой момент двигателя,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;  $M_{вI}$  — номинальный момент двигателя, определяемый по формуле (VI.2.5);

2) на кратковременную перегрузку в момент преодоления порыва ветра рабочего состояния  $P_{вII}$  в условиях установившегося движения при наклоне крана и моменте  $M_r^{max}$ , создаваемом отклоненными от положения равновесия канатами:

$$M_{дв}^{max} > (M_{тр} + M_{вII}^{max} + M_{\theta}^{max} + M_r^{max})/u\eta, \quad (VI.4.27)$$

где  $M_{дв}^{max}$  — максимальный момент двигателя, ограничиваемый электрической защитой,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ; для механизмов вращения стреловых кранов  $M_r^{max} = GR \operatorname{tg} \beta_{II}$ ; угол  $\beta$  отклонения канатов в плоскости, перпендикулярной плоскости качания стрелы, принимается по рекомендациям, приведенным в т. 1, п. II.8; для механизмов вращения крановых тележек  $M_r^{max} = c_{\phi} \Phi^{max}$ ;  $c_{\phi}$  — коэффициент жесткости подвеса груза при кручении (см. рис. VI.4.20);  $\Phi_{max}$  — максимальный угол закручивания груза относительно поворотной тележки, который рассчитывается по формуле, аналогичной (1.2.36) в т. 1;

3) на нагрев (см. т. 1, разд. II, гл. 1).

Муфта предельного момента рассчитывается на момент

$$M_{\phi} = 1,1 \left[ M_{дв}^{max} - \frac{(J_p + J_m) n_{дв}}{9,55 t_p} \right] u_m \eta_m, \quad (VI.4.28)$$

где  $u_m$  и  $\eta_m$  — передаточное число и КПД передачи между валом двигателя и муфтой. Можно выбирать момент  $M_{\phi}$  срабатывания муфты предельного момента по кривой распределения эксплуатационных нагрузок [О.11].



Тормозной момент механизма вращения на валу двигателя

$$M_T = \frac{1,2(J_p + J_M)}{9,55t_T} + (M_{ин} + M_{в II}^{max} + M_{\theta}^{max} - M_{тр}) \frac{\eta}{u}, \quad (VI.4.29)$$

где  $M_{ин}$  рассчитывают по формуле (VI.4.25) с заменой  $t_p$  на  $t_T$ ;  $t_T$  — время торможения. Можно принимать  $t_T = t_p$ .

При наличии муфты предельного момента величина  $M_T$  назначается равной (с проверкой на время торможения)

$$M_T = \frac{M_{\Phi}}{u_M \eta_M} + \frac{(J_p + J_M) n_{дв}}{9,55 t_T} \approx 1,1 M_{дв}^{max}. \quad (VI.4.30)$$

Время торможения механизма вращения

$$t_T = \frac{n_{дв} \left[ 1,2(J_p + J_M) + \frac{\left( J_{\Gamma} + \sum_{i=1}^n J_{кi} \right) \eta}{u^2} \right]}{9,55 \left[ M_T + (M_{тр} - M_{в II}^{max} - M_{\theta}^{max}) \frac{\eta}{u} \right]}. \quad (VI.4.31)$$

Для низкочастотных систем, у которых время разгона  $t_p$  или торможения  $t_T$  меньше половины периода  $\tau$  колебаний основного тона, влияние гибкости подвеса груза на пусковой или тормозной момент можно учесть коэффициентом  $\delta < 1$ , относящимся в формуле (VI.4.25) к  $J_{\Gamma}$  ( $\delta J_{\Gamma}$ ):

$$\delta = \left[ 1 - \frac{\sin\left(2\pi \frac{t_p}{\tau}\right)}{2\pi \frac{t_p}{\tau}} \right] \left/ \left[ 1 + k_{\delta} \frac{\sin\left(2\pi \frac{t_p}{\tau}\right)}{2\pi \frac{t_p}{\tau}} \right] \right.; \quad (VI.4.32)$$

$$k_{\delta} = J_{\Gamma} \left/ \left[ \sum_{i=1}^n J_{кi} + 1,2(J_p + J_M) u^2 \right] \right. - \quad (VI.4.33)$$

отношение момента инерции  $J_{\Gamma}$  груза относительно оси вращения крана к приведенным к оси вращения крана моментам инерции поворотной части крана и механизма;  $\tau = 2\pi/p$ ;  $p$  — частота собственных колебаний системы,  $p = \sqrt{g(1 + k_{\delta})/H}$ .

График изменения  $\delta$  в зависимости от отношения  $t_p/\tau$  при различных значениях  $k_{\delta}$  приведен на рис. VI.4.18.

Передаточное число  $u$  механизма поворота

$$u = n_{дв}/n_k = u_p u_{o.п}. \quad (VI.4.34)$$

где  $u_p$  и  $u_{o.п}$  — передаточные числа редуктора и открытой зубчатой (цепочной) передачи.

При работе механизма поворота плавучих кранов возникает рыскливость понтона, в результате при ударах появляются дополнительные нагрузки на механизм поворота и другие элементы крана [О.6, 4].

Для механизмов вращения тележек с приводными колесами (см. рис. VI.4.14) должен производиться расчет запасов сцепле-

ния ходовых колес с рельсом; это делается по формулам, аналогичным (VI.3.13), (VI.3.14).

Проектировочный расчет механизма в соответствии с данными табл. I.4.5 в т. 1 производится: а) на сопротивление усталости (случай I нагрузок) по эквивалентному моменту  $M_{эк} = \varphi_a M_n$ , где  $\varphi_a$  — коэффициент эквивалентности, определяемый по формуле (I.4.10) в т. 1 или по данным табл. I.4.7;  $M_n$  — номинальный момент двигателя, соответствующий расчетному значению ПВ, %; б) на прочность при действии максимальных нагрузок (случай II нагрузок): 1) от действия максимальных нагрузок с учетом упру-

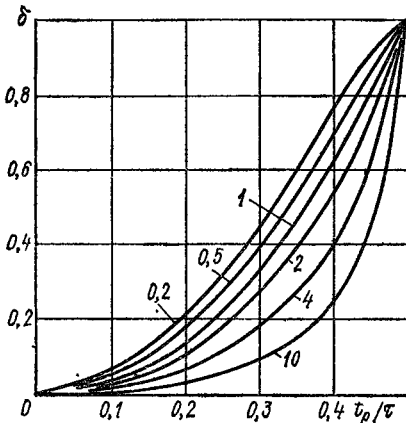


Рис. VI.4.18. Зависимость  $\delta$  от  $\tau_p/\tau$  при различных значениях  $k_\delta$

гости связей при разгонах и торможениях механизма (можно использовать формулы табл. I.4.2 в т. 1, для строительных башенных кранов — ГОСТ 13994—81 «Краны башенные строительные. Нормы расчета»); 2) при действии максимального момента статического сопротивления вращению [см. формулу (VI.4.27)]; значение максимального момента ограничено моментом муфты предельного момента; в) на прочность по моменту  $M_{в III}$  (случай III нагрузок).

Общие положения расчетов на прочность и жесткость см. в т. 1, разд. I, гл. 3; расчет механизмов и металлических конструкций от действия постоянных и переменных напряжений см. в т. 1, разд. I, гл. 4, 5.

**Поверочный расчет.** Должны быть известны жесткостные и инерционные параметры механизма, характеристики двигателей и тормозов. При поверочном расчете нагрузки на элементы механизма определяют путем решения дифференциальных уравнений движения механизма с грузом. При этом обычно расчетными для определения максимальных нагрузок являются следующие случаи: 1) пуск механизма с учетом максимального зазора; 2) резкое торможение.

На рис. VI.4.19 приведены расчетные схемы, механизмов вращения стрелового крана, тележки (см. рис. VI.4.14) и груза (см. рис. VI.4.15, а). На всех схемах:  $J_m$  и  $c_m$  — приведенные к оси вращения крана (груза) момент инерции и коэффициент жесткости механизма и трансмиссии;  $M_d$  — силовая характеристика двигателя (тормоза), приведенная к оси вращения крана (груза). Чаще используют статическую характеристику привода, реже — динамическую [0,5, 0,24]; характеристики тормозов см. в работах [0,3, 0,4]. Момент  $M_0$  сил сопротивления враще-

нию (трение в опорно-поворотном устройстве, наклон крана, ветровая нагрузка на кран) обычно принимают постоянным по величине.

В расчетной схеме механизма вращения стрелового крана (рис. VI.4.19, а)  $m_{\Gamma}$  — масса груза;  $m_c$  — приведенная масса стрелы, которую обычно принимают равной  $m_c = m_x + m_{к.б} + + 0,5m_o + 0,25m_{с.т}$ , где  $m_x$ ,  $m_{к.б}$ ,  $m_o$ ,  $m_{с.т}$  — соответственно массы хобота, концевых блоков, оттяжки и полная масса стрелы;  $J_{\kappa}$  — момент инерции поворотной части крана за вычетом момента инерции массы  $m_c$ :  $J_{\kappa} = J_{п.ч} - m_c R^2$ , где  $J_{п.ч}$  — момент инерции поворотной части крана;  $R$  — расстояние от оси вращения крана до точки подвеса груза;  $H$  — длина подвеса груза, который моделируется в виде математического маятника.

При выборе в качестве обобщенных координат абсолютных перемещений  $\varphi_M$  и  $\varphi_{\kappa}$  масс  $J_M$  и  $J_{\kappa}$ , перемещений  $x_c$  массы  $m_c$  и  $x_{\Gamma}$  и  $y_{\Gamma}$  массы  $m_{\Gamma}$  относительно массы  $m_c$  дифференциальные уравнения движения имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_{\kappa} + \frac{1}{J_{\kappa}} [-c_M (\varphi_M - \varphi_{\kappa}) - k_M (\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_{\kappa}) + ] \\ + (c_c - m_c \dot{\varphi}_{\kappa}^2) R x_c + k_c R \dot{x}_c = - \frac{M_c}{J_{\kappa}} ; \\ \ddot{x}_c - \frac{R}{J_{\kappa}} [c_M (\varphi_M - \varphi_{\kappa}) + k_M (\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_{\kappa})] + \\ + [(c_c - m_c \dot{\varphi}_{\kappa}^2) x_c + k_c \dot{x}_c] \left( \frac{R^2}{J_{\kappa}} + \frac{1}{m_c} \right) - \\ - \frac{1}{m_c} (c_x x_{\Gamma} + k_x \dot{x}_{\Gamma}) = - \frac{M_c R}{J_{\kappa}} ; \\ \ddot{x}_{\Gamma} - \frac{1}{m_c} (c_c x_c + k_c \dot{x}_c) + (c_x x_{\Gamma} + k_x \dot{x}_{\Gamma}) \left( \frac{1}{m_{\Gamma}} + \frac{1}{m_c} \right) - \\ - \dot{\varphi}_{\kappa} (2\dot{y}_{\Gamma} + \dot{\varphi}_{\kappa} x_{\Gamma}) = 0 ; \\ \ddot{y}_{\Gamma} + \frac{1}{m_{\Gamma}} (c_y y_{\Gamma} + k_y \dot{y}_{\Gamma}) + \dot{\varphi}_{\kappa} [2(\dot{x}_{\Gamma} + \dot{x}_c) - \dot{\varphi}_{\kappa} (y_{\Gamma} + R)] = 0, \end{aligned} \right\} \quad (VI.4.35)$$

где  $k_M$ ,  $k_c$ ,  $k_x$  и  $k_y$  — соответственно коэффициенты затухания колебаний в механизме, стреле и при раскачивании груза по координатам  $x_{\Gamma}$  и  $y_{\Gamma}$ ;  $c_x = c_y = G/H$ ;  $G$  — вес груза.

Общие вопросы динамики механизмов вращения стреловых кранов см. в работах [О.7, О.11, О.13, О.14, О.35, О.68], влияние на нагрузки характеристик привода, способов его запуска и зазоров в передачах — в работах [10, 18, 20, 22, 23], учет влияния действительной запасовки грузовых канатов на процесс колебаний груза и значения нагрузок — в работах [9, 16, 19], результаты

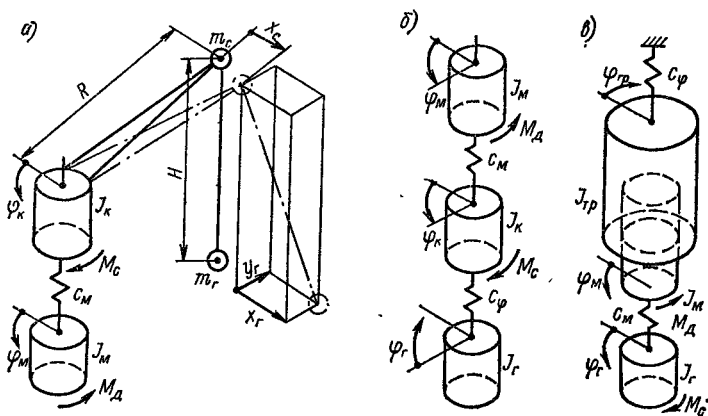


Рис. VI.4.19. Расчетные схемы механизмов вращения стрелового крана (а); поворотной тележки (б) и крюка (в)

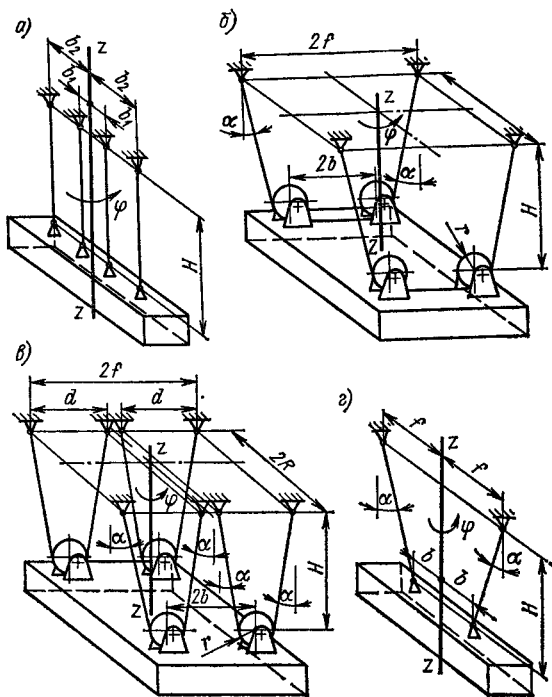


Рис. VI.4.20. Схемы подвесов груза

исследования динамики гидродинамического привода механизма поворота — в работе [5].

Для расчетной схемы механизма вращения тележки с гибким подвесом груза (рис. VI.4.19, б)  $J_K$  и  $J_r$  — моменты инерции поворотной тележки и груза относительно оси вращения,  $c_\Phi$  — коэффициент жесткости гибкого подвеса груза при кручении, значение которого зависит от схемы подвеса груза (рис. VI.4.20).

При допущении о том, что груз вращается вокруг оси  $z$ - $z$ , являющейся осью симметрии подвеса и проходящей через центр масс груза, выражения для  $c_\Phi$  будут иметь вид:

для подвеса груза на четырех параллельных канатах (рис. VI.4.20, а)

$$c_\Phi = 0,5G(b_1^2 + b_2^2)/H;$$

для подвеса груза на коническом бифилярном подвесе (рис. VI.4.20, з)

$$c_\Phi = Gfb/H;$$

для блочных подвесов по рис. VI.4.20, б

$$c_\Phi = \frac{G}{l \cos \alpha} [R^2 \cos^2 \alpha + f(b + r \cos \alpha)]$$

и по рис. VI.4.20, в

$$c_\Phi = \frac{G}{l \cos \alpha} [R^2 \cos^2 \alpha + b^2 + r(f - b) \cos \alpha],$$

где  $l = \sqrt{H^2 + (f - b)^2 - r^2}$ ;  $\cos \alpha = [lH + r(f - b)]/[H^2 + (f - b)^2]$ .

Подробнее о вычислении коэффициентов жесткости для различных схем подвесов груза см. в работах [14, 15].

Выбирая в качестве обобщенных координат абсолютные перемещения  $\varphi_M$  и  $\varphi_K$  масс  $J_M$  и  $J_K$  и угол  $\varphi_r$  поворота массы  $J_r$  относительно  $J_K$ , получим дифференциальные уравнения движения в виде

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_M + \frac{1}{J_M} [c_M(\varphi_M - \varphi_K) + k_M(\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_K)] &= \frac{M_D}{J_M}, \\ \ddot{\varphi}_K + \frac{1}{J_K} [-c_M(\varphi_M - \varphi_K) - k_M(\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_K) + \\ &+ c_\Phi \varphi_r + k_\Phi \dot{\varphi}_r] = -\frac{M_G}{J_K}, \\ \ddot{\varphi}_r - \frac{1}{J_r} [c_M(\varphi_M - \varphi_K) + k_M(\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_K)] + (c_\Phi \varphi_r + k_\Phi \dot{\varphi}_r) \times \\ &\times \left( \frac{1}{J_K} + \frac{1}{J_r} \right) = -\frac{M_G}{J_r}, \end{aligned} \right\} \text{(VI.4.36)}$$

где  $k_M$  и  $k_\Phi$  — коэффициенты затухания колебаний в механизме и подвесе груза.

При расчете механизма вращения тележки с гибким подвесом груза можно использовать выражение (VI.4.32). В этом случае

$$k_{\delta} = J_{\Gamma} / (J_{\kappa} + J_{\text{м}}), \quad \tau = 2\pi \sqrt{\frac{J_{\Gamma}}{c_{\Phi} (1 + k_{\delta})}};$$

обозначения — как в системе уравнений (VI.4.36).

Подробнее о динамике механизмов вращения тележки с гибким подвесом груза см. в работе [13], с жестким подвесом — в работе [О.54].

В расчетной схеме механизма вращения крюка (см. рис. VI.4.19, в) с электродвигателем (см. рис. VI.4.15, а)  $J_{\text{тр}}$  — момент инерции траверсы относительно оси вращения груза. Приняв в качестве обобщенных координат угол  $\varphi_{\text{тр}}$  закручивания траверсы,  $\varphi_{\text{м}}$  — перемещение массы  $J_{\text{м}}$  относительно траверсы и  $\varphi_{\Gamma}$  — абсолютное перемещение массы  $J_{\Gamma}$ , получим дифференциальные уравнения движения в виде

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_{\text{м}} - \left( \frac{1}{J_{\text{м}}} - \frac{u_{0, \text{п}} - 1}{u_{0, \text{п}}^2 J_{\text{тр}}} \right) [c_{\text{м}} (\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\text{м}} + \varphi_{\text{тр}}) + \\ + k_{\text{м}} (\dot{\varphi}_{\Gamma} - \dot{\varphi}_{\text{м}} + \dot{\varphi}_{\text{тр}})] + \frac{1}{u_{0, \text{п}} J_{\text{тр}}} (c_{\Phi} \varphi_{\text{тр}} + \\ + k_{\Phi} \dot{\varphi}_{\text{тр}}) = M_{\text{д}} \left( \frac{1}{u_{0, \text{п}}^2 J_{\text{тр}}} + \frac{1}{J_{\text{м}}} \right); \\ \ddot{\varphi}_{\text{тр}} + \frac{1}{J_{\text{тр}}} \left\{ c_{\Phi} \varphi_{\text{тр}} + k_{\Phi} \dot{\varphi}_{\text{тр}} + \right. \\ \left. + \frac{u_{0, \text{п}} - 1}{u_{0, \text{п}}} c_{\text{м}} (\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\text{м}} + \varphi_{\text{тр}}) + \right. \\ \left. + k_{\text{м}} (\dot{\varphi}_{\Gamma} - \dot{\varphi}_{\text{м}} + \dot{\varphi}_{\text{тр}}) \right\} = \frac{M_{\text{д}}}{u_{0, \text{п}} J_{\text{тр}}}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.4.37})$$

см. также работы [О.15, 11].

## VI.12. Фундаменты поворотных кранов

Фундаменты в стационарных поворотных кранах (рис. VI.4.21, а) служат для обеспечения устойчивости крана и равномерного распределения нагрузок на грунт. Для надежной работы фундамента нужно следующее: а) наибольшее давление,  $q^{\text{max}}$  на подошве фундамента должно быть не более допускаемого  $[q]$ ; б) подошва фундамента не должна отрываться от грунта, т. е. нужно иметь  $q^{\text{min}} > 0$ ; в) глубина  $h$  заложения фундамента должна быть больше глубины промерзания грунта на 0,2 м во избежание перекоса фундамента (обычно  $h = 1,2 \div 2$  м).

Действующие на фундамент нагрузки сводятся (рис. VI.4.21, а) к центральной сжимающей силе  $V = G_{\text{п. в}} + G_{\text{н}} + G_{\Phi}$ , где  $G_{\text{п. в}}$  — вес поворотной части крана с грузом с учетом инерционных сил при подъеме или спуске груза;  $G_{\text{н}}$  и  $G_{\Phi}$  — вес неповоротной части

и фундамента соответственно; к горизонтальной силе  $H = \sum F_{гор}$ , равной геометрической сумме горизонтальных сил, действующих на кран; моменту  $M = M_{к} + G_{п.ч}l_{п.ч} + Hh$ , где  $M_{к}$  — суммарный момент относительно фундаментной плиты от горизонтальных сил  $F_{гор}$ , действующих на кран (ветровая нагрузка на кран и груз, центробежные силы при повороте крана, инерционные силы при движении тележки вдоль стрелы и т. д.).

Фундамент полагают свободно стоящим на грунте, действие боковых поверхностей фундамента на грунт не учитывают (в запас). Напряжения на подошве фундамента (рис. VI.4.21, б):

$$\left. \begin{aligned} q_{max} &= \frac{V}{F_{\phi}} + \frac{M}{W_{min}}; \\ q_{min} &= \frac{V}{F_{\phi}} - \frac{M}{W_{min}} \end{aligned} \right\} \text{(VI.4.38)}$$

где  $F_{\phi}$  и  $W_{min}$  — площадь и наименьший момент сопротивления площади подошвы фундамента. Расчетными условиями являются:  $q_{max} \leq [q]$ ,  $q_{min} > 0$ ;  $W_{min}$  берут для различных положений стрелы в диапазоне рабочего угла поворота. Значения  $V$  и  $M$  определяют для рабочего и нерабочего состояний. Из уравнений (VI.4.38) находят глубину  $h$  заложения фундамента и его вес  $G_{\phi}$ .

Допускаемое давление  $[q]$  на грунт см. в т. 1, разд. I, табл. I.6.1.

Наиболее выгодна круглая форма фундамента при одинаковых моментах сопротивления  $W$  при всех направлениях стрелы; но изготовление фундамента с круглой подошвой сложнее и дороже, чем с квадратной, поэтому обычно изготавливают фундаменты с квадратной или шестигранной подошвой. Для развития опорной площади рационально делать фундамент уширяющимся книзу.

Для квадратной подошвы фундамента наименьшее значение  $W_{min}$  — при направлении стрелы по диагонали подошвы;  $W_{min} = 0,12B^3$ , где  $B$  — сторона подошвы фундамента.

Фундаментная плита стремится повернуться относительно оси  $x-x$  (рис. VI.4.21, в). Если считать ее жесткой, то растягивающие усилия в анкерных болтах распределены линейно и наибольшее усилие  $N_{max}$  в болте плиты

$$N_{max} = \frac{M_{к} + G_{п.ч}l_{п.ч} - (G_{п.ч} + G_{н}) a}{5a}$$

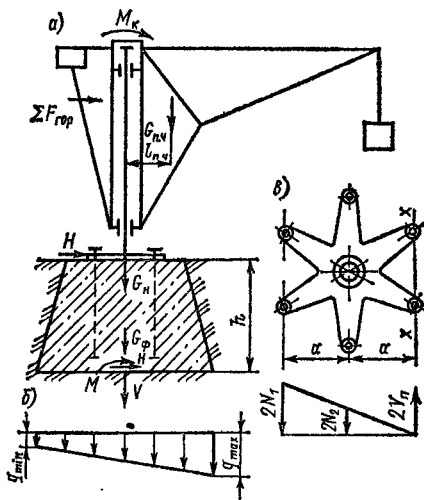


Рис. VI.4.21. Расчетные схемы фундамента (а) с эпюрой давления на грунт (б) и фундаментной плиты (в)

Нагрузка  $2V_{\text{п}}$  на кромку плиты

$$2V_{\text{п}} = 3N_{\text{max}} + G_{\text{п.ч}} + G_{\text{п.}}$$

По значению  $V_{\text{п}}$  ведут расчет на изгиб лапы плиты.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Абрамович И. И., Микушевич Ф. Э.** Поворотные грузовые подвески кранов общего назначения//Подъемно-транспортное оборудование (НИИИнформ-тяжмаш). 1977. № 40. 42 с.
2. **Алейнер А. Л., Орлов А. Н.** Рациональная скорость вращения поворотной платформы крановой тележки//Вестник машиностроения. 1976. № 8. С. 50—52.
3. **Волновой зубчатый редуктор для механизмов поворота башенных кранов и совершенствование технологии изготовления его гибкого колеса/ А. А. Ступаков, Н. И. Портной, А. М. Батиров, И. В. Рубцов// Механизмы привода, динамика и надежность строительных машин и оборудования. М., 1986. С. 51—59.**
4. **Гаранин Н. П.** Эксплуатация плавучих кранов в речных портах. М.: Транспорт, 1978. 120 с.
5. **Григорьев О. В., Вышневецкий Г. В., Петренко Н. А.** Теоретические исследования гидродинамического привода механизма поворота башенного крана// Динамика и прочность машин. Харьков, 1986. № 44. С. 113—117.
6. **Дукельский А. И.** Портовые и судовые грузоподъемные машины. Л.: Морской транспорт, 1960. 516 с.
7. **Зубко Н. Ф., Подобед В. А.** Влияние ветровых нагрузок на работу приводов механизмов поворота и вылета стрелы портального крана//Электротехническая промышленность: Электропривод. 1983. № 2. С. 15—17.
8. **Иванов А. Н., Александров Ю. М.** Особенности распределения передаточных отношений в многоступенчатых планетарных редукторах механизмов поворота портальных и судовых кранов//Новое в расчетах и конструировании зубчатых, планетарных и волновых передач. Л., 1984. С. 63—69.
9. **Казаков Н. И., Орлов А. Н.** Влияние действительной схемы запасовки подъемных канатов на раскачивание груза при работе механизма вращения стреловых кранов//Вестник машиностроения. 1985. № 12. С. 25—28.
10. **Карпов В. В.** Моделирование динамических нагрузок в механизмах и металлоконструкциях портального крана//Совершенствование технологии перегрузочных работ и методов расчета портовой подъемно-транспортной техники. Л., 1985. С. 140—145.
11. **Козлов Ю. Т., Обермейстер А. М., Протасов Л. П.** Грузозахватные устройства: Справочник. М.: Транспорт, 1980. 223 с.
12. **Никитский М. П., Елизаров С. П.** Влияние неточности изготовления и упругих свойств элементов опорно-поворотных устройств на их нагрузочную способность//Надежность строительных машин и механического оборудования. Ростов-на-Дону, 1984. С. 71—80.
13. **Орлов А. Н.** Исследование процесса вращения груза на полиспадном подвесе тележкой мостового крана//Конструирование и эксплуатация подъемно-транспортных машин. Тула: Тульск. политехн. ин-т, 1985. С. 48—53.
14. **Орлов А. Н.** К расчету частот собственных колебаний грузов на пространственных полиспадных подвесах//Тр. ЛПИ. 1978. № 362. С. 85—93.
15. **Орлов А. Н., Талахадзе Г. С.** Автоматизированный выбор оптимальных размеров крановых канатных подвесов груза//Автоматизация проектирования в машиностроении. Л.: ЛПИ, 1987. С. 17—24.
16. **Орлов А. Н., Талахадзе Г. С., Шень Ц.** Определение давлений на ходовые колеса тележки при поперечных раскачиваниях груза на канатах//Сообщения АН ГССР. 1986. 124. № 2. С. 373—376.



17. **Портной Н. И.** Расчет максимальных нагрузок на механизм поворота башенного крана с многодвигательным приводом//Тр. ВНИИСтройдормаш. 1984. № 101. С. 25—29.

18. **Dresig H., Ziller S.** Einfluß der Schaltfolge auf die dynamische Beanspruchung des Krandrrehwerkantriebs//Hebezeuge und Fördermittel. 1984. Vol. 24. N 6. S. 170—175.

19. **Гринюк В., Казаков Н., Орлов А.** Изследване на товарния кран от люлеещия се на товароподемника възгет товар при съвместната работа на механизмите за въртене, изменение на обсега и подема. Машиностроене, 1986. № 8. С. 346—348.

20. **Kwast K.-H.** Dynamische Untersuchungen an Krandrrehwerken. Einfluß der elastischen Getriebeabstützung unter besonderer Berücksichtigung des Anfahrspiels//Hebezeuge und Fördermittel. 1982. Vol. 22. N 3. S. 82—85.

21. **Matthias K.** Die Berechnung des Reibmomentes in Drehverbindungen//Dt. Hebe- und Fördertechnik. 1967. Vol. 13. N 12.

22. **Matthias K., Kirsten N.** Dynamische Beanspruchungen in Dreh- und Wippwerk von Doppellenker-Wippdrehkränen//Hebezeuge und Fördermittel. 1984. Teil 1. Vol. 24. N 9. S. 278—279, Teil 2. Vol. 24. N 10. S. 303—305.

23. **Schaufuss J.** Beanspruchungs-Zeit-Funktionen für Krandrrehwerke//Hebezeuge und Fördermittel. 1983. Vol. 23. N 8. S. 242—245.

24. **Siemensmeyer H., Aaronson S.** Bearings for large capacity crane applications//SAE Techn. Pap. Ser. 1983. N 831/373. 16 p.

25. **Takahashi H., Omory H.** Measurement of the rolling element load distribution in turntable bearings//SAE Techn. Pap. Ser. 1985. N 850762. 11 p.

26. **Wozniak J.** Einfluß von Steifigkeitssprüngen im Stahlkonstruktionen fördertechnischer Geräte auf die Lastverteilungen in Großwälzlager//Dt. Hebe- und Fördertechnik. 1986. Vol. 32. N 3. S. 32, 34, 36, 38.

## Глава 5

## Стреловые устройства и механизмы изменения вылета

### VI.13. Стреловые устройства с горизонтальным перемещением груза

Стреловые устройства применяют, если изменение вылета является рабочим движением. Их вес обычно уравновешен подвижным противовесом. Стреловые устройства бывают шарнирно-сочлененными (ШСУ) и с прямыми стрелами (ПС).

**Типы конструкций шарнирно-сочлененных стреловых устройств.** Типы конструкций ШСУ порталных и плавучих кранов даны на рис. VI.5.1, VI.5.2. ШСУ — это шарнирные механизмы, имеющие хобот  $T_1U_1V_1$ , стрелу  $O_1U_1$ , оттяжку  $O_2V_1$  и стойку (колонну или каркас, см. т. 1, рис. III.4.1, а—г). Хобот с неизменными по вылету сторонами и углами называют прямым. В ШСУ

\* Схемы и расчет стреловых устройств (СУ) с негоризонтальным перемещением груза при изменении вылета, обычно не уравновешенных, применяемых при редком или установочном изменении вылета, см. в работе [О.26]. О СУ с близким к горизонтали перемещением груза при изменении вылета см. в п. VI.13.

О металлических конструкциях СУ, их применяемости, нагрузках на элементы и прочностные расчеты см. в т. 1, разд. III, гл. 4; комбинации нагрузок см. там же в гл. 3, табл. III.3.1.

с прямым хоботом оттяжка может быть жесткой или канатной (см. т. 1, рис. III.4.4, а—в).

Общий случай схемы ШСУ с прямым хоботом — схема на рис. VI.5.1, в которой оси блоков  $W_1$  и  $O_3$  не совпадают с осями

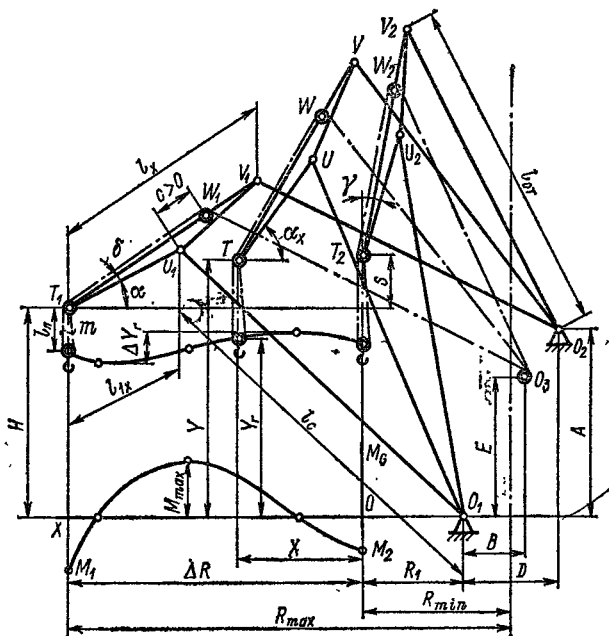


Рис. VI.5.1. Схема ШСУ с прямым хоботом

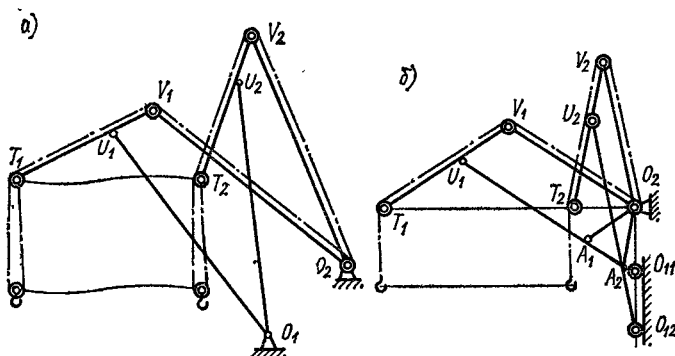


Рис. VI.5.2. Схемы ШСУ: а — с прямым хоботом и грузовыми канатами вдоль оттяжки; б — с шарнирным параллелограммом

шарниров хобота и колонны; при изменении вылета длина подъемного каната  $O_3W$  и длина подвеса груза изменяются в противоположных направлениях (канат перекатывается по блокам). В ШСУ на рис. VI.5.2, а канат идет по оттяжке (реже — по стреле [О.26]) и при изменении вылета не перекатывается по блокам, но

для обеспечения близкой к горизонтали траектории груза нужна большая длина консоли  $T_1U_1$ . В ШСУ портального крана на рис. VI.5.2; б шарнир  $O_{11}$  стрелы движется по вертикальной направляющей  $O_{11}O_{12}$ , а  $A_1U_1V_1O_2A_1$  — параллелограмм; траектории конца хобота и центра тяжести (ц. т.) ШСУ (при расположении его на линии  $T_1T_2$ ) горизонтальны, стреловой противовес не нужен; см. работы [O.47, 43]. Схемы ШСУ с профилированным хоботом см. в работах [O.26, O.40, O.47, O.59].

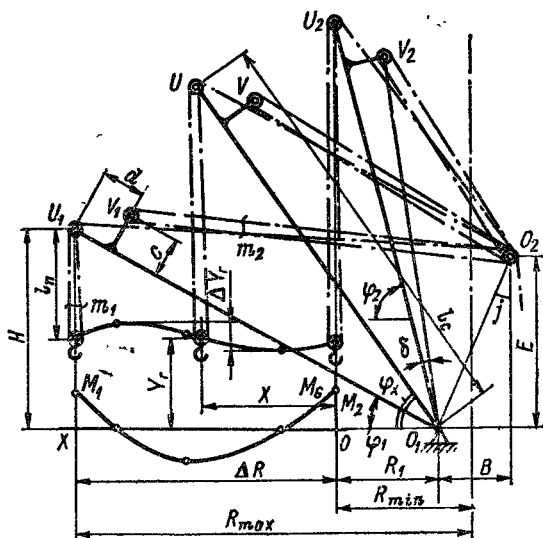


Рис. VI.5.3. Схема ПС с уравнильным полиспастом

**Типы конструкций стреловых устройств с прямыми стрелами.** Типы конструкций прямых стрел (ПС) с канатными уравнильными устройствами даны на рис. VI.5.3—VI.5.6 (см. также рис. IV.4.1). При увеличении вылета точка подвеса груза опускается, длина подвеса уменьшается; возможна приближенно (реже — строго) горизонтальная траектория груза. В ПС с уравнильным полиспастом, применяемых на портальных, плавучих и судовых кранах (рис. VI.5.3), грузовой канат от механизма подъема идет к блокам  $O_2$  на колонне, затем образует уравнильный полиспаст кратностью  $m_2$  между блоками  $O_2$  и  $U_1, V_1$  и грузовой полиспаст кратностью  $m_1$ . Возможно расположение всех стреловых блоков на конце стрелы при  $c = 0, d = 0$  [O.47], но при большом числе ветвей каната возникают конструктивные трудности. При укороченном уравнильном полиспасте  $d = (0,7 \div 0,8) l_c$  длина канатов много меньше, но изгиб консоли стрелы больше, чем при малых  $d$ ; см. работу [6]. Схемы ПС стреловых самоходных кранов (см. т. I, рис. III.4.14, а—в, з, и) с уравнильным полиспастом см. в разд. IV, гл. 5 [16].

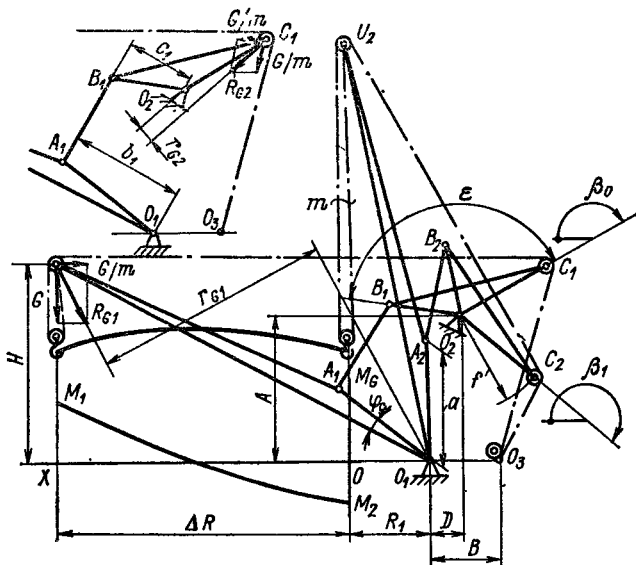


Рис. VI.5.4. Схема ПС с уравнильным блоком

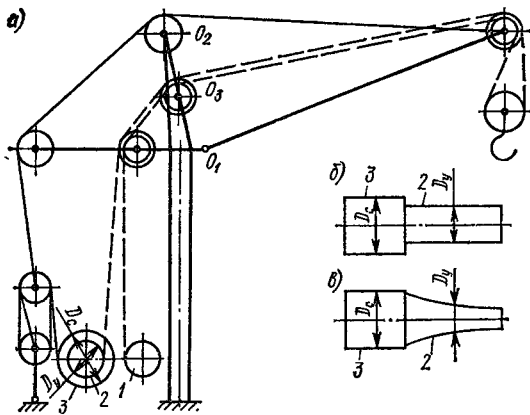


Рис. VI.5.5. Схема (а) ПС с уравнильным барабаном: цилиндрическим (б) или с криволинейным профилем (в)

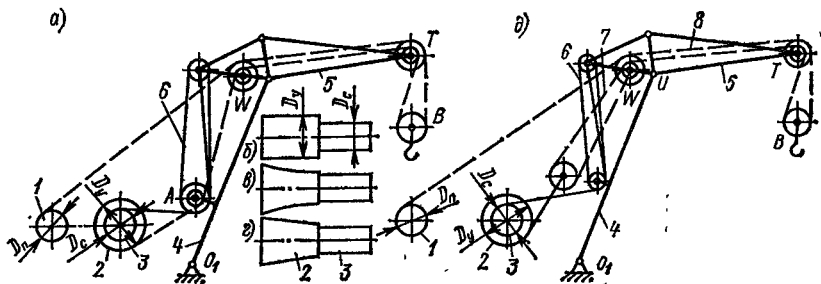


Рис. VI.5.6. Схемы ПС с управляемым гуском: а — с уравнильным барабаном (б — цилиндрическим; в — с криволинейным профилем; г — коническим); д — с уравнильными барабаном и поллистом

В ПС с уравнительным блоком порталного крана (рис. VI.5.4) уравнительный блок  $C_1$  установлен на подвижном рычаге  $B_1O_2C_1$ , кинематически связанном со стрелой; другие схемы см. в работах [O.26, O.59, 21]. В ПС с уравнительным барабаном башенного крана (рис. VI.5.5, см. [28]) одна ветвь грузового каната закреплена на барабане 1 механизма подъема, другая — на уравнительном барабане 2, жестко связанном с барабаном 3 механизма изменения вылета; при уменьшении вылета стреловой канат наматывается на барабан 3, ветвь грузового каната сматывается с барабана 2. Предложенные для стреловых самоходных кранов [10, 11] прямые стрелы 4 (рис. VI.5.6, а, д) с управляемым гуськом 5 и уравнительными барабаном 2 и полиспастом 7 обеспечивают близкое к горизонтали перемещение груза при наклоне гуська; канат полиспаста 6 наклона гуська закреплен на стреловом барабане 3, жестко связанном с уравнительным барабаном 2; грузовой канат в схеме на рис. VI.5.6, а от подъемного барабана 1 через блоки  $W, T, B, T, W$  и  $A$  идет к уравнительному барабану 2, а в схеме на рис. VI.5.6, д грузовой канат 8 направляется от барабана 1 через блоки  $W, T, B, T, W$  в уравнительный полиспаст 7 и закреплен на его обойме.

**Требования к стреловым устройствам.** Требования к СУ указаны в стандартах и литературе [O.47]. Отклонение  $\Delta Y_r$  траектории груза от горизонтали при изменении вылета для порталных кранов не должно быть более  $0,15\Delta R$  (ГОСТ 11283—72), для плавучих перегрузочных грузоподъемностью 5—25 т —  $0,1\Delta R$  при грузе полного веса и стреле на борт или вдоль понтона (ГОСТ 5534—79), судовых —  $0,07\Delta R$  (ГОСТ 25938—83), башенных с подъемной стрелой при двукратном стреловом полиспасте —  $0,1R_{\max}$  (ГОСТ 13556—85). Значения  $\Delta Y_r$  порталных кранов  $(0,01 \div 0,04) \Delta R$  [34], башенных  $(0,015 \div 0,048) l_c$  [29], самоходных стреловых  $(0,025 \div 0,030) l_c$  [O.14, 10]; здесь  $R_{\max}$  — наибольший вылет;  $\Delta R = R_{\max} - R_{\min}$ ;  $l_c$  — длина стрелы.

Отклонение фактической траектории груза от проектной при эксплуатации периодически проверяют и устраняют изменением длины оттяжки порталных и плавучих кранов или массы противовеса плавучих кранов [O.44]. СУ должны иметь возможно меньшие себестоимость, энергоемкость и массу, обеспечивать наряду с малым отклонением  $\Delta Y_r$  траектории груза отсутствие крутонаклонных ее участков с неприемлемыми значениями грузового неуравновешенного момента  $M_G$ , обеспечивать благоприятное изменение по вылету скорости горизонтального перемещения груза (см. п. VI.15), иметь технологичную, статически и динамически жесткую конструкцию, удовлетворять компоновочным ограничениям [O.26, O.47, 8, 21].

При синтезе схемы СУ плавучих кранов надо учесть, что вертикальное перемещение точки подвеса груза от крана на угол 0 [см. т. 1, формулу (I.6.8)] уменьшается с уменьшением вылета. Траектории груза, горизонтальной относительно уровня воды,

соответствует опускание  $\Delta$  груза от наибольшего вылета к наименьшему в системе координат, связанной с краном;  $\Delta = R_{\max}\theta - R_{\min}\theta_1$ , где  $\theta$  и  $\theta_1$  — углы крена на вылетах  $R_{\max}$  и  $R_{\min}$  [0.26, 0.59].

**Шарнирно-сочлененные стреловые устройства.** *Параметры схемы ШСУ с прямым хоботом* (см. рис. VI.5.1):  $\Delta R, R_1, H, s, \alpha, \gamma, \delta, A, D, B, E, c, m$ . Длины  $l_{1x}, l_c, l_x, l_{от}$  звеньев ШСУ связаны с параметрами формулами [34]

$$l_{1x} = \frac{0,5 (\Delta R^2 + 2R_1 \Delta R - s^2 - 2Hs)}{[V(H+s)^2 + R_1^2 \cos \beta_1 + V H^2 + (\Delta R + R_1)^2 \cos \beta_2]};$$

$$l_c = \sqrt{l_{1x}^2 + H^2 + (\Delta R + R_1)^2 - 2l_{1x} \sqrt{H^2 + (\Delta R + R_1)^2 \cos \beta_2}};$$

$$l_x = \frac{0,5 [\Delta R^2 + 2 \Delta R (R_1 + D) - s^2 - 2(H-A)s]}{V(H-A+s)^2 + (R_1 + D)^2 \cos \beta_3 + V(H-A)^2 + (\Delta R + R_1 + D)^2 \cos \beta_4};$$

$$l_{от} = \sqrt{l_x^2 + (H-A)^2 + (\Delta R + R_1 + D)^2 - 2l_x \sqrt{(H-A)^2 + (\Delta R + R_1 + D)^2 \cos \beta_4}};$$

где  $\beta_1 = \gamma + \arctg [R_1/(H+s)]$ ;  $\beta_2 = \alpha + \arctg [H/(\Delta R + R_1)]$ ;  $\beta_3 = \gamma - \delta + \arctg [(R_1 + D)/(H-A+s)]$ ;  $\beta_4 = \alpha + \delta + \arctg [(H-A)/(\Delta R + R_1 + D)]$ .

Координаты  $X, Y$  конца хобота и  $X, Y_r$  груза в зависимости от угла  $\alpha \leq \alpha_x \leq (\pi/2 - \gamma)$  наклона хобота вычисляются по формулам [34] (при  $l_{п} = 0$ , см. рис. VI.5.1)

$$X = l_{1x} \cos \alpha_x - R_1 + \sqrt{l_c^2 - (Y + l_{1x} \sin \alpha_x)^2};$$

$$Y = \left( -u_1 \pm \sqrt{u_1^2 - 4u_2 u_3} \right) / (2u_2),$$

где плюс — при  $u_4 > 0$ , минус — при  $u_4 < 0$ ;  $u_1 = 2u_5 u_6 + 8u_4^2 l_{1x} \sin \alpha_x$ ;  $u_2 = u_6^2 + 4u_4^2$ ;  $u_3 = u_5^2 - 4u_4^2 l_c^2 + 4u_4^2 l_{1x}^2 \sin^2 \alpha_x$ ;  $u_4 = D + l_{1x} \cos \alpha_x - l_x \cos (\alpha_x + \delta)$ ;  $u_5 = l_x^2 \sin^2 (\alpha_x + \delta) + A^2 - 2A l_x \sin (\alpha_x + \delta) - l_{от}^2 + u_4^2 + l_c^2 - l_{1x}^2 \sin^2 \alpha_x$ ;  $u_6 = 2l_x \sin (\alpha_x + \delta) - 2A - 2l_{1x} \sin \alpha_x$ ;

$$Y_r = Y - (l_{к1} - l_{кx})/m;$$

где  $l_{к1} = O_3 W_1 = l_{кx}$  при  $\alpha_x = \alpha$ ;  $l_{кx} = O_3 W = \sqrt{[Y + (c + l_{1x} \cos \delta) \sin (\alpha_x + \delta) - E]^2 + [R_1 + X + B - (c + l_{1x} \cos \delta) \times \cos (\alpha_x + \delta)]^2}$ .

Данные о схемах ШСУ некоторых порталных кранов [34] приведены в табл. VI.5.1.

*Синтез схемы ШСУ с прямым хоботом* по граничным значениям  $M_1$  и  $M_2$  (см. рис. VI.5.1) грузового неуравновешенного момента  $M_G$  [см. т. 1, формулы (III.4.2), (III.4.3)] сводится [0.47] к определению значений параметров  $\alpha$  и  $c$  при заданных значениях остальных параметров. Блок-схема решения задачи на ЭВМ дана на рис. VI.5.7, где  $u, \phi, n$  — управляющие переменные

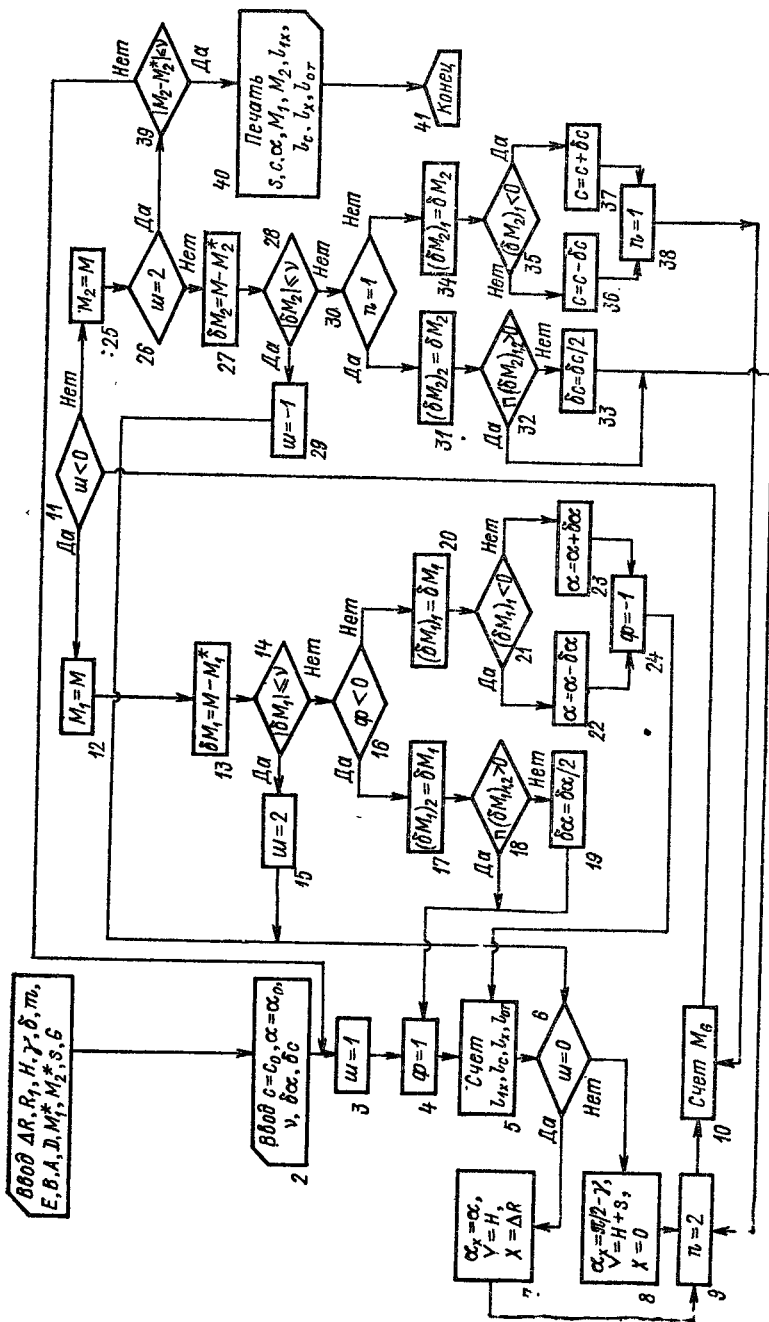


Рис. VI.5.7. Блок-схема алгоритма синтеза схемы ШСУ с прямым хоботом на ЭВМ

### VI.5.1. Данные о схемах ШСУ некоторых порталных кранов [34]

Номер крана	$\Delta R, \text{ м}$	$R_1/\Delta R$	$H/\Delta R$	$s/\Delta R$	$\alpha, ^\circ$	$\gamma, ^\circ$	$A/\Delta R$	$D/\Delta R$	$\delta, ^\circ$	$B/\Delta R$
1	22	0,241	0,740	0,123	14	9	0,218	0,241	0	0,127
2	18	0,555	0,855	0,128	13	11	0,622	0,128	5	0,25
3	23,4	0,282	0,226	0,141	33	10	0,354	0,149	0	0,188
4	25	0,252	0,732	0,252	21	7	0,376	0,136	0	0,168
5	23	0,183	0,848	-0,03	3	10	0,339	0,275	0	0,275
6	24	0,228	0,495	-0,01	20	8	0,416	0,166	2,5	0,166

Условные обозначения: 1—4 — краны завода ПТО им. С. М. Кирова, тель грузоподъемностью 16 т; 4 — кран грузоподъемностью 30 т; 5 — кран «Апплеваж» грузоподъемностью 10 т.

(блоки 3, 4, 9 и т. д.). Более подробный алгоритм синтеза схемы ШСУ и вычисления нагрузок и массы элементов ШСУ как оптимальных коробчатых балок [0.47] см. в работе [4]. Начальные значения искомых параметров  $\alpha$  и  $s$  (блок 2) рекомендуется принимать  $\alpha_0 = 0,26$  рад,  $s_0 = 0,1\Delta R$ ; допустимую погрешность  $\nu$  моментов  $M_1$  и  $M_2$  по сравнению с заданными ( $M_1^*$  и  $M_2^*$ ) можно

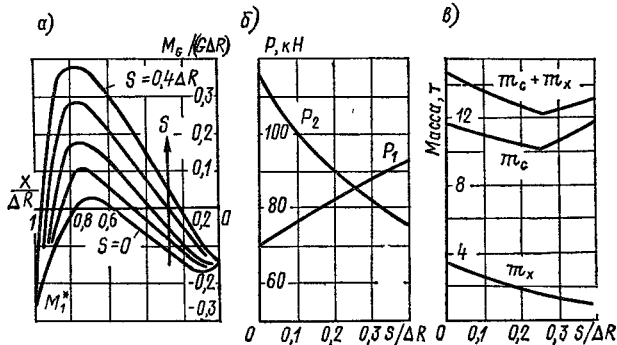


Рис. VI.5.8. Результаты синтеза схем ШСУ с прямым хоботом на ЭВМ (данные о синтезированных схемах см. в табл. VI.5.2): а — кривые грузового неуравновешенного момента для различных значений параметра  $s$ ; б — изменение наибольших изгибающих нагрузок в вершине стрелы по комбинациям  $11b_1$  ( $P_1$ ) и  $11b_2$  ( $P_2$ ); в — изменение расчетной массы  $m_c$  стрелы,  $m_x$  хобота и суммы  $m_c + m_x$

принять  $\nu = 0,001G\Delta R$ , где  $G$  — вес груза; начальные шаги изменения искомых параметров в процессе поиска  $\delta\alpha = 0,03$  рад,  $\delta s = 0,1\Delta R$  (блок 2) с переходом к половинному делению (блоки 19, 33).

Пример решения [0.47] дан на рис. VI.5.8 и в табл. VI.5.2. В примере значения  $\Delta R$ ,  $R_1$ ,  $H$ ,  $\gamma$ ,  $A$ ,  $D$ ,  $\delta$ ,  $B$ ,  $E$ ,  $m$  соответствуют ШСУ крана завода ПТО им. С. М. Кирова грузоподъемностью 10 т (№ 1 в табл. VI.5.1). Заданные граничные значения грузового неуравновешенного момента  $M_1^* = -0,25G\Delta R$ ,  $M_2^* = -0,15G\Delta R$  (рис. VI.5.8, а). Для пяти значений параметра  $s$



$E/\Delta R$	$c/\Delta R$	$m$	$\frac{\Delta Y}{\Delta K}$	$\frac{l_{1X}}{\Delta R}$	$\frac{\bar{l}_c}{\Delta R}$	$\frac{\bar{l}_x}{\Delta R}$	$\frac{l_{OT}}{\Delta R}$	$\frac{M_1}{(G \Delta R)}$	$\frac{M_2}{(G \Delta R)}$	$\frac{M_{max}}{(G \Delta R)}$
0,127	0	1	0,03	0,341	1,22	0,475	1,196	-0,013	-0,127	0,154
0,702	0	3	0,01	0,435	1,48	0,634	1,16	-0,31	-0,083	0,086
0,368	0,124	1	0,032	0,59	0,966	0,780	0,844	-0,077	-0,137	0,098
0,323	0	1	0,038	0,28	1,28	0,436	1,092	-0,072	-0,204	0,068
0,339	0,163	1	0,032	0,369	1,187	0,533	1,068	-0,45	-0,111	0,07
0,416	0,183	1	0,02	0,51	1,01	0,692	0,832	-0,246	-0,092	0,075

1 — грузоподъемностью 10 и 16 т; 2 — грузоподъемностью 80 т; 3 — кран-перегружа-  
(Applevage) грузоподъемностью 10 т; 6 — кран «Черетти-Танфани» (Ceretli e Tanfahi)

### VI.5.2. Оптимизация параметра $s$ для крана завода ПТО им. С. М. Кирова грузоподъемностью 10 т (кран 1 в табл. VI.5.1) [0.47]

$s/\Delta R$	$c/\Delta R$	$\alpha, ^\circ$	$l_{1X}/\Delta R$	$l_c/\Delta R$	$l_x/\Delta R$	$l_{OT}/\Delta R$
0	0,041	11,64	0,421	1,169	0,55	1,136
0,1	0,007	6,6	0,341	1,192	0,474	1,164
0,2	-0,020	1,96	0,272	1,225	0,408	1,2
0,3	-0,043	-2,47	0,21	1,264	0,348	1,242
0,4	-0,063	-6,72	0,152	1,308	0,293	1,287

в интервале от 0 до  $0,4\Delta R$  по алгоритму на рис. VI.5.7 найдены значения  $\alpha$  и  $c$ . Затем определены длины звеньев ШСУ по формулам, приведенным выше, и ординаты графиков грузового неравновешенного момента.

Если полученное значение координаты  $c$  неконструктивно, можно перенести блок  $W_1$  в приемлемую точку  $W_1^*$  и затем перенести блок  $O_3$  в новое положение  $O_3^*$ , используя формулу [33] (рис. VI.5.9)

$$l = (d^2 - \Delta^2)/(8h_K) + 0,5h_K - \Delta,$$

где  $d$  — расстояние между новыми положениями  $W_1^*$  и  $W_2^*$  блока

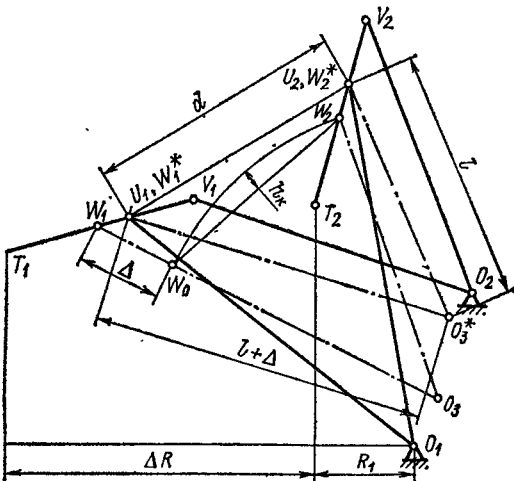


Рис. VI.5.9. Схема к преобразованию координат блоков ШСУ при сохранении трех точек траектории груза

на хоботе на граничных вылетах;  $\Delta = O_3W_1 - O_3W_2 = O_3^*W_1^* - O_3^*W_2^*$  — длина перекатывания грузового каната;  $h_k$  — высота сегмента дуги  $W_0W_2$ , описанной вокруг центра блока  $O_3$  в его исходном положении;  $l$  — расстояние от нового положения блока  $W_2^*$  на наименьшем вылете до нового (искомого) положения блока  $O_3^*$ ;  $l + \Delta$  — то же для нового положения блока  $W_1^*$  на наибольшем вылете. Исходная и новая траектории груза имеют три общие точки (на граничных вылетах и на одном из промежуточных), а новая кривая  $M_G$  мало отличается от исходной [33]. Синтез схемы ШСУ на ЭВМ по минимуму среднеквадратичного значения  $M_G$  см. в работе [26].

*Оптимизация параметров ШСУ с прямым хоботом* в наиболее полной постановке ведется по массе СУ при учете отклонения  $\Delta Y_r$ , характеристик момента  $M_G$ , характеристик скорости горизонтального перемещения груза (см. п. VI.15), деформационных показателей и компоновочных ограничений. Для порталных кранов значения  $\Delta R$ ,  $H$ ,  $m$  берут по заданию на проектирование, при переменной кратности  $m$  ( $m = 1$  или  $2$ ) синтез схемы ШСУ надо выполнять при  $m = 1$  [4]. Принимают  $\gamma = 10^\circ$  (при меньших значениях требуются особые меры для прилегания канатов к концевым блокам хобота). Предпочтительны: возможно меньшие значения  $R_1$  (с учетом размещения груза под стрелой) и  $H$ ;  $A = (0,35 \div 0,65)\Delta R$ ;  $D = (0,075 \div 0,2)\Delta R$ ;  $\delta = 0$ ; граничные значения грузового неуравновешенного момента на наименьшем вылете  $M_2 = -(0,1 \div 0,25)G\Delta R$  для рейферных кранов,  $M_2 = -(0,05 \div 0,15)G\Delta R$  для монтажных; на наибольшем вылете  $M_1 = -0,25G\Delta R$ , где  $G$  — вес груза на данном вылете [18].

При фиксированных значениях  $M_1$  и  $M_2$  минимум массы ШСУ (см. рис. VI.5.8, в) достигается при таком значении параметра  $s$ , при котором равны абсолютные значения изгибающих нагрузок на стрелу  $P_1$  по сочетанию II  $b_1$  (см. т. 1, табл. III.3.1) и  $P_2$  по сочетанию II  $b_2$  (см. рис. VI.5.8, б);  $P_1 = P_G + P_x + P_\alpha$  на вылете, отвечающем максимуму момента  $M_G$  (см. рис. VI.5.1) либо узловой точке графика грузоподъемности (см. рис. III.3.3 в т. 1, рис. IV.4.3);  $P_2 = |P_G + P_x - P_\alpha|$  на наименьшем вылете, где  $P_G$  [см. формулу (III.4.1)],  $P_x$  [(III.4.4)],  $P_\alpha$  [см. формулу (III.4.6) и рис. III.4.7] — изгибающие нагрузки на стрелу от веса груза, веса хобота и отклонения канатов от вертикали.

Если принять значение  $s$  меньше оптимального, например, на  $0,1\Delta R$ , то кривая  $M_G$  и траектория груза заметно улучшаются, а масса ШСУ растет слабо (см. рис. VI.5.8, в). О двухпараметрической оптимизации на ЭВМ момента  $M_2$  и параметра  $s$  см. в работе [18]. Наименьшая масса ШСУ достигается близко к минимуму равных между собой нагрузок на стрелу по двум наилучшим сочетаниям.

Синтез схемы ШСУ с профилированным хоботом см. в работах [0.26, 0.40, 0.47, 0.59].

Стреловые устройства с прямыми стрелами. Параметры схемы ПС с уравнительным полиспастом (см. рис. VI.5.3):  $\Delta R$ ,  $R_1$ ,  $H$ ,  $B$ ,  $E$ ,  $c$ ,  $d$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ . Длина стрелы  $l_0 = \sqrt{(\Delta R + R_1)^2 + H^2}$ . Координату  $Y_r$  груза при  $0 \leq X \leq \Delta R$  и  $l_{II} = 0$  находят по формуле

$$Y_r = l_0 \sin \varphi_x - H - [(l_2 - l_{2x}) + (l'_2 - l'_{2x})(m_2 - m_1)]/m_1,$$

где  $l_{2x} = O_2U = \sqrt{l_c^2 + B^2 + E^2 - 2l_c \sqrt{B^2 + E^2} \sin(\varphi_x + j)}$ ;

$$l'_{2x} = O_2V = \sqrt{(l'_c)^2 + B^2 + E^2 - 2l'_c \sqrt{B^2 + E^2} \sin(\varphi_x + j + \delta)}$$

$l'_2 = l_{2x}$ ,  $l_2 = l_{2x}$  при  $X = \Delta R$ ;  $l'_c = O_1V = (l_c - d)/\cos \delta$ ;  
 $\text{tg } \delta = c/(l_c - d)$ ;  $\text{tg } j = B/E$ ;  $\cos \varphi_x = (X + R_1)/l_c$ .

Грузовой неуравновешенный момент  $M_G$  (см. т. 1, рис. III.4.7, e) вычисляют по формуле (III.4.8).

В порталных кранах завода ПТО им. С. М. Кирова [32], фирм «Конек», «Кампнагель», «Ганц»  $R_1 = (0,3 \div 0,35) \Delta R$ ,  $H = (0,85 \div 0,96) \Delta R$ ,  $B = (-0,026 \div 0) \Delta R$ ,  $E = (0,35 \div 0,45) \Delta R$ ,  $c = (0 \div 0,04) \Delta R$ ,  $d = (0 \div 0,115) \Delta R$ ,  $m_2/m_1 = 3$ .

Синтез схемы ПС с уравнительным полиспастом по граничным значениям  $M_1$  и  $M_2$  (см. рис. VI.5.3) момента  $M_G$  сводится к определению параметров  $B$  и  $E$  при заданных значениях остальных параметров. Задача решается на ЭВМ по методу Ньютона при начальном приближении  $B = 0$ ,  $E = 0,5 \Delta R$ ; при  $c = 0 = d$  возможно явное решение [0.47].

Оптимизация схемы ПС с уравнительным полиспастом ведется по массе стрелы при учете тех же факторов, что и для ПСУ. Для порталных кранов значения параметров  $\Delta R$ ,  $H$ ,  $m_1$  берут по заданию на проектирование. Предпочтительны:  $m_2/m_1 = 3$  (недопустимо  $m_2/m_1 \leq 2,5$  из-за неудовлетворительных значений  $M_G$  и неконструктивных значений  $B$  и  $E$ ); возможно меньшее значение  $R_1$  (с учетом размещения груза под стрелой); возможны меньшие значения  $c$  и  $d$ ; граничные значения грузового неуравновешенного момента  $M_1 = 0$ ,  $M_2 = (0,025 \div 0,05) G \Delta R$  [35]. При принятом значении  $M_1$  оптимальное значение  $M_2$  соответствует равной нагруженности стрелы изгибающим моментом по сочетаниям IIb<sub>1</sub> и IIb<sub>2</sub> (см. т. 1, табл. III.3.1) [0.47, 35]. Для стрел с укороченным уравнительным полиспастом при  $c = (0,07 \div 0,08) \Delta R$ ,  $d = (0,74 \div 0,75) \Delta R$  значения момента  $M_G$  составляют  $[(-0,2) \div 0,3] G \Delta R$  [6]. Синтез схем ПС с канатными уравнительными устройствами по минимуму отклонения  $\Delta Y_r$  траектории груза см. в работе [21]. О синтезе схемы ПС порталного крана см. также в работе [39], башенного по минимуму  $\Delta Y_c$  (при равных граничных ординатах груза) — в работе [38].

Параметры ПС с уравнительным блоком [8] (см. рис. VI.5.4):  $\Delta R$ ,  $R_1$ ,  $H$ ,  $A$ ,  $D$ ,  $B$ ,  $a$ ,  $\varphi_c$ ,  $f$ ,  $e$ ,  $\beta_0$ ,  $\beta_1$ ,  $m$ . Для крана фирмы «Ишикавадзима»  $R_1 = 0,318 \Delta R$ ;  $H = 0,91 \Delta R$ ;  $A = 0,62 \Delta R$ ;  $D = 0,06 \Delta R$ ;  $B = 0,2 \Delta R$ ;  $a = 0,33 \Delta R$ ;  $\varphi_c = 0,14$  рад;  $f = 0,23 \Delta R$ ;

$\varepsilon = 2,71$  рад;  $\beta_0 = 2,53$  рад;  $\beta_1 = 4$  рад;  $m = 1$ . Грузовой неуравновешенный момент равен [О.47]

$$M_G = R_{G1}r_{G1} - R_{G2}r_{G2}b_1/c_1, \quad (\text{VI.5.1})$$

полные выражения см. в работе [8]. При синтезе и оптимизации схемы [8] находят значения параметров  $A$  и  $\beta_0$  по условию минимума грузового неуравновешенного момента  $M_G$  (см. рис. VI.5.4) при  $M_1/M_2 \approx Q/Q_{\max}$ , что примерно соответствует равенству изгибающих нагрузок на стрелу по комбинациям IIa на наибольшем и IIb<sub>2</sub> на наименьшем вылете; значения остальных параметров берут по заданию на проектирование с учетом компоновочных ограничений. Данные [8] о схемах ПС с уравнительным блоком для монтажных порталных кранов [23] см. в табл. VI.5.3; при этом граничные значения момента  $M_G$  равны  $M_1 = (0,36 \div \div 0,38) G\Delta R$ ,  $M_2 = -0,2G\Delta R$ , момент  $M_G$  не имеет минимума по вылету; здесь  $G$  — вес груза на данном вылете. Синтез ПС этого типа по минимуму  $\Delta Y_r$  см. в работах [О.40, О.59, 21, 24].

**VI.5.3. Данные о схемах ПС с уравнительным блоком для порталных кранов [8]**

$\Delta R$ , м	$R_1/\Delta R$	$H/\Delta R$	$B/\Delta R$	$D/\Delta R$	$a/\Delta R$	$A/\Delta R$
30	0,308	0,6	0,12	0,083	0,4	0,512
40	0,1875	0,7	0,2	0,075	0,3	0,508
50	0,2	0,56	0,15	0,08	0,3	0,486
64	0,204	0,656	0,2	0,0625	0,3	0,485
$\beta$ , °	$\varepsilon$ , °	$m$	$l_c/\Delta R$	$b/\Delta R$	$e/\Delta R$	
160,2	166,14	1	1,439	0,372	0,139	
170,46	171,52	2	1,378	0,385	0,147	
160,2	160,2	2	1,324	0,377	0,149	
149,04	160,2	2	1,37	0,331	0,101	
Примечание Значение $f/\Delta R = 0,3$ , $\beta_1 = 233,56^\circ$ , $\varphi_c = 8^\circ$						

ПС с уравнительным барабаном (см. рис. VI.5.5, а) проектируют по условию приближения траектории груза к горизонтали. Для башенных кранов учитывают влияние на траекторию груза упругих деформаций элементов крана и крановых путей под действием веса груза [О.7, 29]. При цилиндрическом уравнительном барабане (см. рис. VI.5.5, б) траектория груза негоризонтальна. При криволинейном профиле уравнительного барабана (см. рис. VI.5.5, в) можно получить горизонтальную траекторию груза. О профилировании уравнительных барабанов см. в работах

[0.7, 29, 37, 42]. ПС с управляемым гуськом (см. рис. VI.5.6) являются разновидностью ПС с уравнительным барабаном [10, 11].

**Применяемость типов стреловых устройств.** Около 90 % известных типоразмеров *портальных кранов* имеют три типа СУ; ШСУ с прямым хоботом (47 %), ПС с уравнительным полиспастом (32 %) или блоком (10 %) [30]. ПС чаще применяют на кранах малой грузоподъемности [0.26], а в последнее время и при  $Q = 50 \div 300$  т [0.47]. Преимущества ШСУ по сравнению с ПС: больший габарит под стрелой на наименьшем вылете, меньшие длина подвеса и раскачивание груза, большая вертикальная жесткость (что, однако, при жесткой оттяжке вызывает увеличение коэффициента динамичности, см. в т. 1 табл. I.2.21), меньшая длина грузовых канатов. Преимущество ПС — отсутствие кручения стрелы. ШСУ с профилированным хоботом в последнее время при новом проектировании не применяют ввиду сложности изготовления и экономической нецелесообразности листовой конструкции профилированного хобота.

Сравнение эффективности типов СУ для перспективных портальных кранов [23] при оптимальных элементах коробчатой конструкции (см. т. 1, пп. III.1, III.2) по себестоимости изготовления с учетом массы СУ, деформаций, времени затухания колебаний, характеристик изменения по вылету момента  $M_G$  показывает следующее. ШСУ рационально применять для грейферных кранов при  $Q = 10 \div 32$  т [8], для монтажных при грузоподъемности  $Q$  на наибольшем вылете до 50—80 т и максимальных вылетах  $R_{\max}$  до 40—50 м; при больших значениях  $Q$  и  $R_{\max}$  более эффективны ПС с уравнительным полиспастом или блоком [7, 8, 12]. О применяемости типов СУ на *плавающих кранах* см. в т. 1, п. III.11.

ПС с уравнительным барабаном являются наиболее распространенным типом СУ *башенных кранов* с подъемной стрелой [0.7], а также широко применяются на *стреловых самоходных кранах* [16].

**Уравновешивание веса стреловых устройств.** При уравновешивающем устройстве с шарнирным четырехзвенником и противовесом на рычаге (см. т. 1, рис. III.4.1, а, в—д) малые моменты на наименьшем вылете получают за счет приближения ц. т. противовеса к вертикали (рис. VI.5.10, а) или тяги  $A_m B_m$  к направлению  $A_m O_1$  (рис. VI.5.10, б). Для ШСУ замена тяги гибкой связью (рис. VI.5.10, в) позволяет частично компенсировать на малых вылетах отрицательные грузовые неуравновешенные моменты (см. рис. VI.5.8, а). О синтезе см. в работе [40]. Устройство с шестизвенником (рис. VI.5.10, г) имеет больше свободных параметров, но сложнее по конструкции. Подвесной противовес, движущийся по вертикальному (см. в т. 1 рис. III.4.1, е), наклонным (рис. VI.5.10, д) или криволинейным направляющим, обеспечивает малый задний габарит поворотной части. При противовесе на стреле (рис. VI.5.10, е) вес ПС полностью уравновешен при

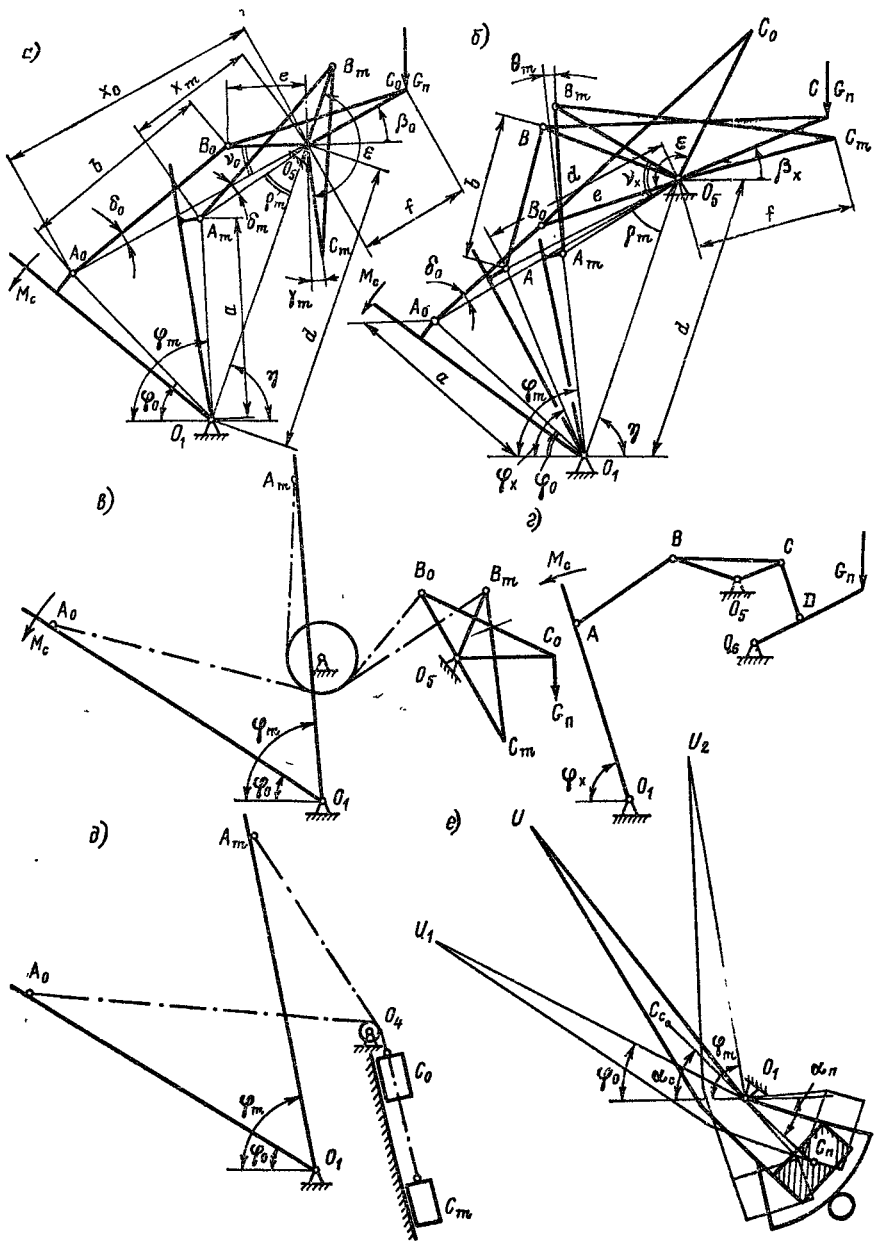


Рис. VI.5.10. Схемы уравновешивающих устройств

$\alpha_0 = \alpha_n$  (точка  $O_1$  лежит на прямой, соединяющей ц. т. стрелы  $C_0$  и противовеса  $C_n$  [О.26, О.47]).

Требования к уравновешивающим устройствам: 1) уравновешенность СУ во всем диапазоне вылетов, отклонение от уравновешенности не более 15 % момента веса СУ на наибольшем вылете (для порталных кранов по ГОСТ 11283—72); 2) для безопасности работы неуравновешенный момент на наибольшем вылете должен действовать в сторону уменьшения вылета, а на наименьшем — в сторону увеличения [О.26, О.47]; 3) соответствие компоновочным ограничениям (задний габарит поворотной части, удаленность от мертвых положений, форма противовеса и т. д.); 4) невозможность разведения и взаимного перемещения частей противовеса и произвольного изменения их положения на кране; равномерное распределение веса подвесного противовеса на все канаты или цепи, устойчивость крана при их обрыве (ГОСТ 12.2.068—81).

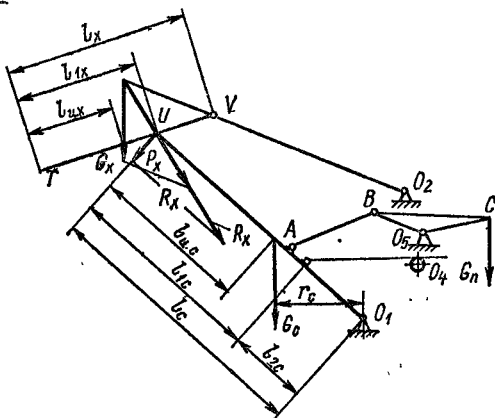


Рис. VI.5.11. Схема к определению стрелового момента

Стреловой момент  $M_c$  веса СУ относительно оси  $O_1$  качания стрелы (рис. VI.5.11) равен

$$M_c = P_x l_{c0} + G_c r_c + \Delta M_c,$$

где  $P_x$  по формуле (III.4.4);  $\Delta M_c$  — момент от веса оттяжки  $O_2V$ , веса тяги  $AB$  и других сосредоточенных весов элементов СУ, приведенный к точке  $O_1$ . Ц. т. хобота и стрелы находят по рабочим чертежам, при проектировочном расчете можно принять [25]

$$l_{ц. х} \approx 0,4l_x + 0,2l_{1x}, \quad l_{ц. c} \approx \frac{0,6l_{1c}^2 + l_{2c}(l_c - 0,6l_{2c})\sqrt{2}}{l_{1c} + l_{2c}\sqrt{2}}.$$

Устройство с четырехзвенником имеет девять параметров схемы:  $\varphi_0, \varphi_m, a, d, \eta, \varepsilon, \delta_0, f$ , а также  $\gamma_m$  (см. рис. VI.5.10, а) или  $\theta_m$  (см. рис. VI.5.10, б). Момент противовеса, приведенный к точке  $O_1$ , вычисляют по формуле (см. рис. VI.5.10, б) [5]

$$M_{ц} = G_{ц} f \cos \beta_x \frac{a \sin(\varphi_x + \eta + \delta_x - \rho_x)}{x \sin \delta_x}, \quad (VI.5.2)$$

где  $\cos \rho_x = (x^2 + d^2 - a^2)/(2xd)$ ;  $x = \sqrt{a^2 + d^2 + 2ad \cos(\varphi_x + \eta)}$ ;  $\beta_x = \pi - \rho_x + \eta - \nu_x - \varepsilon$ ;  $\cos \delta_x = (b^2 + x^2 - e^2)/(2bx)$ ;  $\cos \nu_x = (x^2 - b^2 + e^2)/(2ex)$ .

Длины звеньев  $b$  и  $e$  зависят от параметров схемы. Для системы параметров по рис. VI.5.10, а [5]

$$e = -2x_m \cos \nu_m (x_m^2 + x_0^2 - 2x_0^2 \cos^2 \delta_0) + 2x_0 \cos \delta_0 \sqrt{D};$$

$$D = (x_0^2 - x_m^2)^2 + 4x_m^2 x_0^2 \sin^2 \nu_m \sin^2 \delta_0; \quad \nu_m = 1,5\pi + \eta - \rho_m - \gamma_m - \varepsilon;$$

$$b = (x_0^2 + x_m^2 - 2ex_m \cos \nu_m) / (2x_0 \cos \delta_0).$$

Для системы параметров по рис. VI.5.10, б

$$b = \frac{0,5(x_0^2 - x_m^2)}{x_0 \cos \delta_0 + x_m \cos(\varphi_m + \theta_m - \rho_m + \eta)}; \quad e = \sqrt{x_0^2 + b^2 - 2bx_0 \cos \delta_0}.$$

Неуравновешенный момент  $M_H$ , приведенный к оси качания стрелы, равен

$$M_H = M_c - M_{\Pi}. \quad (VI.5.3)$$

При синтезе устройства находят значения  $G_{\Pi f}$ ,  $\gamma_m$  (см. рис. VI.5.10, а) либо  $G_{\Pi f}$ ,  $\theta_m$  (см. рис. VI.5.10, б), обеспечивающие заданные граничные значения момента противовеса на наибольшем ( $M_{H1}$ ) и наименьшем ( $M_{H2}$ ) вылетах;

таким образом, существуют два решения задачи при принятых значениях остальных параметров. Алгоритм синтеза на ЭВМ и ограничения см. в работе [5]. Наилучшее уравновешивание получается при равенстве работ  $A_c$  веса СУ при его подъеме и  $A_{\Pi}$  противовеса при его опускании, отсюда (см. рис. VI.5.10, а) [0.47]

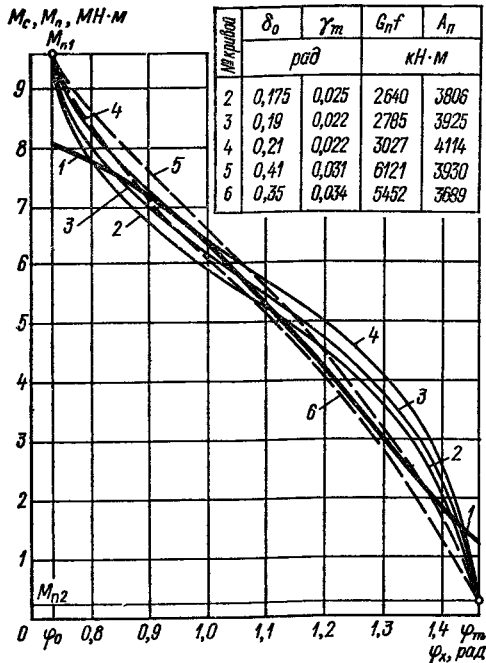


Рис. VI.5.12. Результаты синтеза уравновешивающего устройства с четырехзвенником:  $\Phi_0 = 0,734$  рад;  $\Phi_m = 1,461$  рад;  $a = 11,02$  м;  $d = 15,77$  м;  $\eta = 1,24$  рад;  $\varepsilon = 2,741$  рад;  $A_c = 3730$  кН·м  
1 — стреловой момент  $M_c$ ; 2—6 — момент  $M_{\Pi}$  противовеса

$$G_{\Pi f} = \int_{\Phi_0}^{\Phi_m} M_c d\varphi_x / (\cos \gamma_m + \sin \beta_0).$$

Принимая ряд значений  $\delta_0$ , для каждой из двух систем параметров можно получить семейство решений; при некотором значении  $\delta_0$  достигается минимум абсолютных значений неуравновешенного момента  $M_H$  [см. формулу



(VI.5.3) на промежуточных вылетах (рис. VI.5.12). О синтезе уравнивающих устройств с четырехзвенником, шестизвенником и подвесным противовесом по минимуму среднеквадратичного момента  $M_n$  и энергетическому показателю см. в работах [14, 15].

Уравнивание башенных кранов выполняют по условиям разгрузки башни от изгиба (см. т. 1, п. III.9). При полиспастном механизме изменения вылета уравнивание стрел выполняют с учетом требования исключения запрокидывания стрелы (для башенных кранов см. ГОСТ 13994—81 и т. 1, п. I.22).

## VI.14. Механизмы изменения вылета

Механизмы изменения вылета (МИВ) имеют жесткую (рис. VI.5.13, а—г) или гибкую (рис. VI.5.13, д) связь с СУ. При *речном МИВ* (рис. VI.5.13, а, VI.5.14) тяговым звеном является зубчатая или более ремонтпригодная и дешевая цевочная рейка. В перегрузочных кранах для смягчения динамических нагрузок тяговое звено соединяют со стрелой через демпфер (см. п. V.9). В конструкции на рис. VI.5.14 редуктор 3 крепится к раме колонны (каркаса), выходной вал имеет две опоры: на корпус редуктора 3 и выносной подшипник 5. Рейку направляют ролики, закрепленные к кремальере 4, качающейся на валу выходной шестерни; верхний ролик 6 препятствует отходу рейки от шестерни, уравнивая радиальное усилие в зацеплении. Рейку выполняют листовой или трубчатой конструкции и рассчитывают на растяжение — сжатие с изгибом от эксцентриситета усилия в зацеплении относительно нейтральной оси сечения.

*Винтовой МИВ* обычно имеет вращающуюся гайку (рис. VI.5.13, б, VI.5.15), редко — вращающийся винт [O.26] с многозаходной трапецевидной или прямоугольной резьбой. Для защиты от атмосферных воздействий и грязи винт нужно закрыть телескопическим кожухом. Винтовой МИВ дороже речного и менее ремонтпригоден, но компактнее. Изгиб винта от монтажных перекосов устраняют карданным соединением механизма с колонной. При больших усилиях применяют две рейки или два винта, соединяя их со стрелой через балансир [O.40].

Имеются винтовые МИВ с винтом с двумя участками резьбы одного направления, разделенными ненарезанным участком. Первый участок резьбы сопряжен с приводной гайкой в редукторе, второй участок — с неприводной гайкой на стреле. При подъеме стрелы от наибольшего вылета винт без вращения движется вдоль оси вращающейся приводной гайки до окончания первого участка резьбы. Далее винт вращается вместе с приводной гайкой, не перемещаясь по ней, а неприводная гайка на стреле движется по второму участку резьбы винта. Это решение, применяемое на судовых кранах, по сравнению с обычной схемой винтового МИВ позволяет уменьшить задний габарит поворотной части крана (от оси вращения крана до свободного конца винта).

В секторном МИВ (рис. VI.5.13, в) секторы (обычно два) крепят к стреле или рычагу противовеса, для выравнивания усилий между секторами можно применить подпружиненные зубчатые колеса в редукторах привода [О.55, О.59].

Гидравлический МИВ (рис. VI.5.13 г) имеет качающийся гидrocилиндр, шток поршня которого соединен со стрелой. Пара-

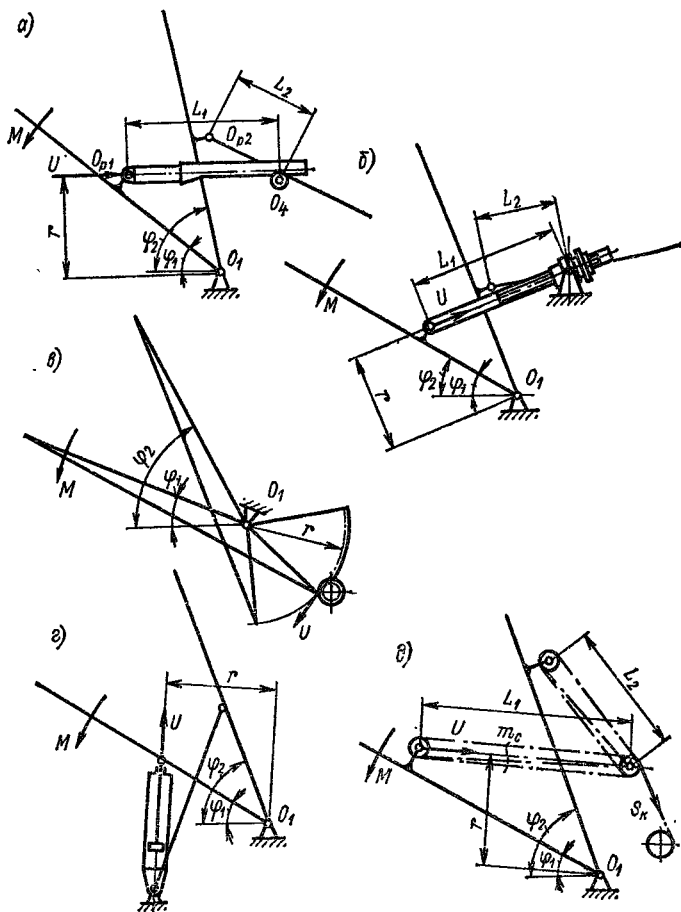


Рис. VI.5.13. Схемы механизмов изменения вылета

метры гидравлического МИВ находят из условия полного использования хода поршня (шток втянут в нижнем транспортном положении и выдвинут в рабочем), размещая цилиндра под стрелой и транспортного положения, а также равенства моментов сил тяжести стрелы и усилия цилиндра [36].

Полиспастный МИВ (см. рис. VI. 5.13, д) имеет канатную лебедку, подобную механизму подъема крюкового крана (см.

разд. VI, гл. 2); стреловой канат запасован в полиспаст большой кратности (см. рис. VI.5.5, VI.5.6). Полиспастный МИВ соединяют со стрелой чаще у ее вершины, что уменьшает изгиб стрелы [О.21]. Недостатки полиспастного МИВ — износ канатов, уве-

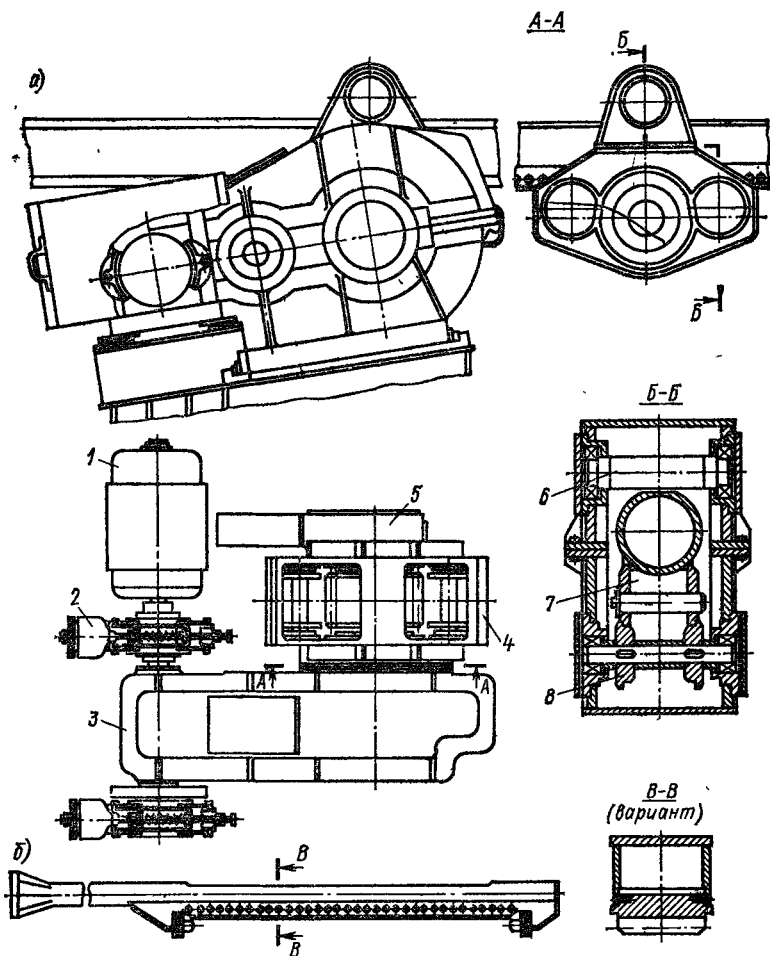


Рис. VI.5.14. Реечный МИВ: а — привод; б — рейка  
 1 — двигатель; 2 — тормоз; 3 — редуктор; 4 — кремальера; 5 — выносной подшипник; 6, 8 — ролики; 7 — рейка

личение деформаций СУ, невозможность полного уравновешивания СУ как без груза, так и с грузом из-за опасности запрокидывания стрелы.

Требования к МИВ см. в работах [О.26, О.50, О.51, О.59]. Тормоза должны быть замкнутого типа, при двух тормозах они должны срабатывать с выдержкой времени 1,5—2 с. Механизмы надо снабжать указателями вылета. Ограничение крайних поло-

жений стрелы должны обеспечивать конечные выключатели. Стреловые самоходные краны (кроме железнодорожных) должны иметь устройство, дающее световой или звуковой сигнал о предконечном положении или приближении стрелы к проводам электросети. В крайних положениях стрелы надо ставить пружинные или резиновые буфера, которые обычно рассчитывают на нагрузку, вызванную максимальным моментом двигателя [О.59].

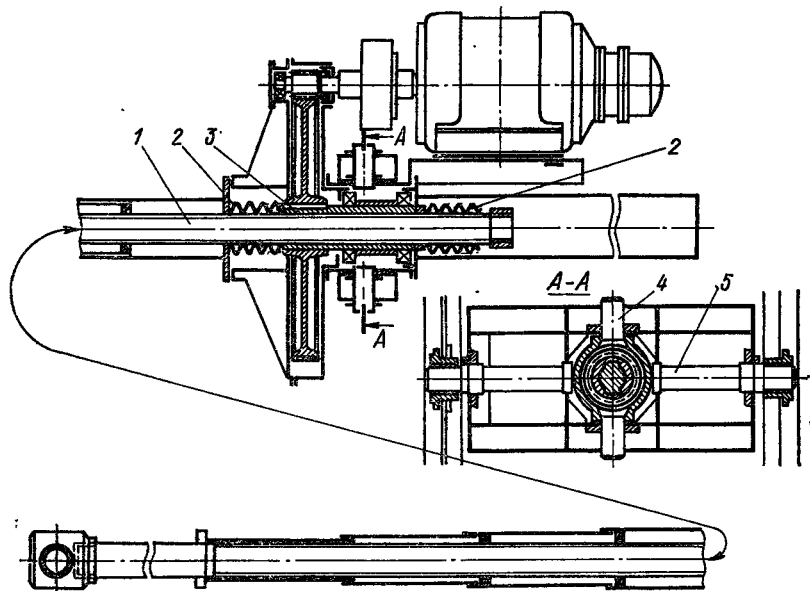


Рис. VI.5.15. Винтовой МИБ

1 — винт; 2 — амортизатор; 3 — гайка; 4, 5 — ось шарниров

На современных порталных кранах характерно преобладание реечных с зубчатой рейкой (41 % типоразмеров кранов) и винтовых (33 %) МИБ, реже применяют полиспастные (20 %) и секторные (до 1 %) механизмы, а в единичных случаях — канатно-напорные реечные механизмы [30]. Винтовые МИБ используют на судовых кранах, секторные МИБ с секторами на противовесе — на плавучих кранах грузоподъемностью 5 т (см. рис. IV.6.3, а) [О.55]. Полиспастные механизмы применяют на современных плавучих кранах большой грузоподъемности (особенно с прямыми стрелами) и судовых кранах [О.32, О.47] (см. разд. IV, гл. 6), а также на самоходных стреловых [О.14, О.47, 16] и башенных [О.47, 28] (см. разд. IV, гл. 5 и п. VI.13). Гидравлические механизмы (рис. VI.5.13, г) широко применяют на стреловых самоходных гидрофицированных кранах для наклона стрелы и раздвижения телескопических стрел (часто — в сочетании с канатно-напорной системой) [16], а также на плавучи-

чих кранах грузоподъемностью 16 т (см. рис. IV.6.3, б) [O.55].  
 О кривошипных и кривошипно-секторных механизмах см. в работах [O.26, O.59].

## VI.15. Расчет механизмов изменения вылета

**Проектировочный расчет.** Должны быть известны схемы СУ и уравновешивающего устройства, внешние нагрузки на СУ и средняя скорость  $v_{н.в.}$  горизонтального перемещения груза.

*Кинематические параметры* определяются в следующем порядке. Время  $t_0$  изменения вылета от наибольшего до наименьшего равно

$$t_0 = \Delta R / v_{н.в.} \quad (VI.5.4)$$

Скорость  $v$  рейки, винта, штока или стрелового полиспаста

$$v = \Delta L / t_0 = \Delta L v_{н.в.} / \Delta R, \quad (VI.5.5)$$

где  $\Delta L = L_1 - L_2$  (см. рис. VI.5.13) — ход рейки, винта, штока или изменение расстояния между обоями полиспаста при изменении вылета от  $R_{\max}$  до  $R_{\min}$ .

При полиспастном МИВ (см. рис. VI.5.13, д) скорость  $v_k$  стрелового каната равна

$$v_k = m_c v, \quad (VI.5.6)$$

где  $m_c$  — кратность стрелового полиспаста.

При винтовом МИВ (см. рис. VI.5.13, б) частота вращения  $n_r$ , мин<sup>-1</sup>, гайки равна

$$n_r = 60v / (h_r z), \quad (VI.5.7)$$

где  $h_r$  — шаг резьбы, м;  $z$  — число заходов резьбы;  $v$  в м/с.

При секторном МИВ (см. рис. VI.5.13, в) угловая скорость  $\omega$ , с<sup>-1</sup>, стрелы равна

$$\omega = \Delta \varphi / t_0 = \Delta \varphi v_{н.в.} / \Delta R, \quad (VI.5.8)$$

где  $\Delta \varphi = \varphi_2 - \varphi_1$  — угол качания стрелы от  $R_{\max}$  до  $R_{\min}$ , рад.

При постоянной скорости  $v$  [см. формулу (VI.5.5)] или  $\omega$  [см. формулу (VI.5.8)] скорость  $v_r$  горизонтального перемещения груза переменна по вылету (рис. VI.5.16).

*Момент  $M$  статических сил сопротивления*, действующий на стрелу относительно оси  $O_1$  на произвольном вылете  $R$  при установившемся движении привода, находят по формуле (VI.5.9) или (VI.5.10):

$$M = M_G + M_H + M_B + M_\alpha; \quad (VI.5.9)$$

$$M = M_G + M_H - M_B - M_\alpha, \quad (VI.5.10)$$

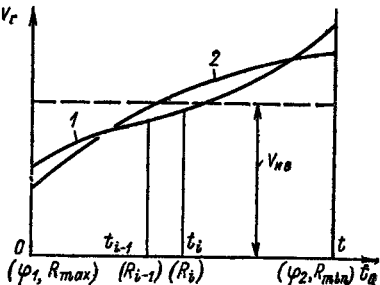


Рис. VI.5.16. График скорости горизонтального перемещения груза при установившемся движении привода МИВ

1 — для ШСУ при реечном или винтовом МИВ; 2 — для ПС при полиспастном или секторном МИВ

где  $M_G$  — грузовой неуравновешенный момент;  $M_H$  — неуравновешенный момент сил тяжести СУ;  $M_G$  и  $M_H$  принимают со своими знаками (положительные моменты действуют в сторону увеличения вылета);  $M_B$  — абсолютная величина момента, создаваемого действием ветровой нагрузки;  $M_\alpha$  — абсолютная величина момента, вызываемого отклонением грузовых канатов от вертикали на угол  $\alpha$  в плоскости качания стрелы.

Знак  $M$  указывает на направление момента. Формула (VI.5.9) соответствует уменьшению вылета (отклонение канатов и ветер в сторону увеличения вылета), формула (VI.5.10) — увеличению вылета (отклонение канатов и ветер в сторону уменьшения вылета).

Грузовой неуравновешенный момент  $M_G$  вычисляют по формулам в т. 1: (III.4.2) или (III.4.3) — для ШСУ с прямым хоботом; (III.4.8) — для ПС с уравнильным полиспастом; (VI.5.1) — для ПС с уравнильным блоком. При определении статической мощности двигателя момент  $M_G$  находят от эквивалентного веса  $G_0$  груза:  $G_0 = \varphi_0 G$ , где  $G$  — вес номинального груза;  $\varphi_0$  — коэффициент режима нагружения, принимаемый по данным статистики, а при их отсутствии — по формуле в т. 1 (I.2.4).

Неуравновешенный момент  $M_H$  вычисляют по уравнению (VI.5.3), момент  $M_B$  от ветровой нагрузки — по формуле

$$M_B = P_{B.с} h_{B.с} + P_{B.х} l_c \sin \varphi_x, \quad (\text{VI.5.11})$$

где  $P_{B.с}$  и  $P_{B.х}$  — ветровая нагрузка на стрелу и хобот;  $P_{T.х}$  можно считать приложенной в шарнире стрела—хобот. Ветровая нагрузка на груз учитывается в углах отклонения канатов от вертикали. Ветровые нагрузки вычисляют по указаниям в т. 1, п. 1.7; при определении статической мощности двигателя принимают динамическое давление ветра  $0,6q$ , где  $q$  рассчитывают по формуле в т. 1 (I.2.7) — см. табл. 1.2.11. Для плавучих и судовых кранов см. также работы [O.50, 31].

Момент  $M_\alpha$  от отклонения канатов находят для ШСУ по выражению в т. 1 (III.4.7); для ПС  $M_\alpha = G_0 l_c \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_x$  (см. рис. III.4.7, *з*); при определении статической нагрузки на двигатель угол отклонения  $\alpha$  для порталных кранов  $\alpha = \alpha_d$  (см. в т. 1 табл. 1.2.25) на всех вылетах; для кранов других типов  $\alpha = \alpha_1$  [см. формулу (I.2.31)].

Для плавучих и судовых кранов при расчете МИВ учитывают также моменты нагрузки  $T_i$  (см. рис. III.4.9 в т. 1) на элементы СУ от крена и дифферента.

Усилие  $U$  в тяговом звене МИВ (см. рис. VI.5.13) при моменте  $M$  по формуле (VI.5.9) или (VI.5.10) на стреле

$$U = M/r, \quad (\text{VI.5.12})$$

где  $r$  — плечо усилия  $U$  в рейке, винте, штоке либо стреловом полиспасте или радиус сектора МИВ.

Для полиспастного МИВ расчетное усилие  $S$  в стреловом канате с учетом КПД  $\eta_{\text{п}}$  полиспаста и  $\eta_{\text{н.б}}$  направляющих блоков равно

$$S = U / (m_{\text{с}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{н.б}}). \quad (\text{VI.5.13})$$

*Среднеквадратичная статическая мощность двигателя МИВ*

$$N_{\text{ск}} = U_{\text{ск}} v / \eta_0, \quad (\text{VI.5.14})$$

где  $U_{\text{ск}}$  — среднеквадратичное значение усилия  $U$  [см. формулу (VI.5.15)];  $v$  [см. выражение (VI.5.5)] — скорость рейки, винта, штока или стягивания обойм полиспаста; для секторного МИВ  $v = \omega r$ ;  $r$  — радиус сектора;  $\omega$  — по формуле (VI.5.8);  $\eta_0$  — общий КПД МИВ, вычисляемый в зависимости от структуры МИВ и КПД элементов МИВ между его двигателем и стрелой, с учетом потерь на трение в шарнирах СУ.

Значения КПД элементов см. в пп. V.3, V.5, определение потерь в уравнительных полиспастах и в шарнирах СУ — в работе [O.26]. Для предварительных расчетов  $\eta_0 = 0,8 \div 0,9$  [O.26].

Среднеквадратичное значение усилия  $U$  определяют на наиболее вероятном интервале вылетов, а при отсутствии данных — на всем диапазоне  $\Delta R$  изменения вылета по формуле

$$U_{\text{ск}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n U_i^2 \delta t_i}{\sum_{i=1}^n \delta t_i}}. \quad (\text{VI.5.15})$$

Время  $\delta t_i$  для участка между вылетами  $R_i$  и  $R_{i-1}$  находят по графику скорости  $v_r$  горизонтального перемещения груза (см. рис. VI.5.16) либо по перемещению тягового звена МИВ и его скорости.

*Максимальный момент  $M_{\text{max}}$  статических сил сопротивления* вычисляют по формуле (VI.5.16) или (VI.5.17):

$$M_{\text{max}} = (M_G + M_{\text{п}} + M_{\text{в}} + M_{\alpha})_{\text{max}}; \quad (\text{VI.5.16})$$

$$M_{\text{max}} = |M_G + M_{\text{п}} - M_{\text{в}} - M_{\alpha}|_{\text{max}}, \quad (\text{VI.5.17})$$

где момент  $M_G$  определяют при номинальном грузе  $G$ ; момент  $M_{\text{в}}$  — при нагрузках  $P_{\text{вII}}$  и динамическом давлении ветра  $q$  [см. формулу (I.2.7)] по табл. I.2.11 в т. 1; момент  $M_{\alpha}$  — при грузе  $G$  и угле  $\alpha_{\text{II}}$  [для порталных кранов по табл. I.2.25, для других кранов по формуле (I.2.30) в т. 1]. Максимумы правых частей в формулах (VI.5.16), (VI.5.17) определяют по вылету; например, для ШСУ порталных кранов наибольший момент по формуле (VI.5.16) имеет место обычно на вылете, соответствующем максимуму (см. рис. VI.5.1)  $M_G$  или узловой точке графика изменения грузоподъемности (см. рис. III.3.3, IV.4.3), по формуле (VI.5.17) — на наименьшем вылете.

*Максимальная статическая мощность двигателя МИВ* равна

$$N_{\text{max}} = U_{\text{max}} v / \eta_0, \quad (\text{VI.5.18})$$

где максимальное статическое усилие  $U_{\max}$  в тяговом звене

$$U_{\max} = M_{\max}/r \quad (\text{VI.5.19})$$

по аналогии с выражением (VI.5.12);  $M_{\max}$  — см. формулу (VI.5.16) или (VI.5.17).

Номинальную мощность двигателя МИВ находят как наибольшее из значений по формуле (VI.5.20) или (VI.5.21):

$$N_{\text{н}} = N_{\text{ск}}; \quad (\text{VI.5.20})$$

$$N_{\text{н}} = N_{\max}/\psi, \quad (\text{VI.5.21})$$

где  $N_{\text{ск}}$  — среднеквадратичная мощность по формуле (VI.5.14);  $N_{\max}$  — максимальная статическая мощность по формуле (VI.5.18);  $\psi$  — кратность среднего пускового момента двигателя (см. табл. VI.2.5).

Проверку двигателя по времени пуска выполняют по формуле

$$t_{\text{п}} = \frac{[J_{\text{су}} + 1,2(J_{\text{р}} + J_{\text{м}}) + J_0 + Qv_{\text{г}}^2/(\omega_{\text{дв}}^2\eta')]}{9,55 [M_{\text{ср}}^{\text{н}} - M\omega_{\text{с}}/(\omega_{\text{дв}}\eta')]} \quad (\text{VI.5.22})$$

Здесь  $J_{\text{су}}$  [см. выражение (VI.5.23)] — момент инерции СУ, приведенный к валу двигателя,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $J_{\text{р}}$ ,  $J_{\text{м}}$ ,  $J_0$  — моменты инерции ротора двигателя, тормозной муфты и махового колеса (если таковое имеется),  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $Q$  — масса груза,  $\text{кг}$ ;  $v_{\text{г}}$  — скорость горизонтального перемещения груза,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $n_{\text{дв}}$  и  $\omega_{\text{дв}}$  — частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ , и угловая скорость,  $\text{с}^{-1}$ , двигателя;  $M_{\text{ср}}^{\text{н}}$  — средний пусковой момент двигателя,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ;  $M$  — момент статических сопротивлений относительно оси качания стрелы,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ; учет гибкости подвеса см. в т. 1, разд. III; в п. VI.11.

Момент инерции  $J_{\text{су}}$  равен

$$J_{\text{су}} = (J_{\text{с}} + m_{\text{x}}l_{\text{с}}^2) \left(\frac{\omega_{\text{с}}}{\omega_{\text{дв}}}\right)^2 \frac{1}{\eta'} + m_{\text{пр}}f^2 \left(\frac{\omega_{\text{пр}}}{\omega_{\text{дв}}}\right)^2 \frac{1}{\eta''}, \quad (\text{VI.5.23})$$

где  $J_{\text{с}} \approx m_{\text{с}}l_{\text{с}}^2/3$  — момент инерции стрелы (более точные выражения см. в работе [3]);  $m_{\text{x}}$ ,  $m_{\text{с}}$  и  $m_{\text{пр}}$  — масса хобота, стрелы и противовеса;  $\omega_{\text{с}} = v_{\text{у}}/l_{\text{с}}$  и  $\omega_{\text{пр}} = v_{\text{пр}}/f$  — угловые скорости стрелы и противовеса при линейных скоростях  $v_{\text{у}}$  конца стрелы и  $v_{\text{пр}}$  ц. т. противовеса при установившемся движении МИВ на рассматриваемом вылете;  $f$  — см. рис. VI.5.10, а, б;  $\eta'$  и  $\eta''$  — КПД передач от вала двигателя к осям качания стрелы и противовеса.

Время пуска  $t_{\text{п}}$  [см. формулу (VI.5.22)] проверяют:

а) при  $M = M_{\max}$ , где  $M_{\max}$  рассчитывают по формуле (VI.5.16) или (VI.5.17); должно быть  $t_{\text{п}} \leq 5 \div 6$  с;

б) при  $M = M_{\min}$ , где  $M_{\min}$  — минимальный статический момент при отсутствии ветра и груза, т. е. при действии неуравновешенного момента  $M_{\text{н}}$  за вычетом момента сил трения в шарнирах; должно быть  $t_{\text{п}} \geq 1 \div 1,5$  с.

Проверку на нагрев см. в т. 1, разд. II, гл. 1.



Выбор тормоза выполняют по тормозному моменту  $M_T$  по условию

$$M_T \geq k_T M'_{\max} \eta_0 \omega_c / \omega_{\text{дв}} \quad (\text{VI.5.24})$$

Максимальный момент  $M'_{\max}$  принимают: в рабочем состоянии (запас торможения  $k_T$  не менее 1,5) как наибольшее из значений [O.51]

$$M'_{\max} = (M_G + M_H + M_{B \text{ II}})_{\max}, \quad (\text{VI.5.25})$$

$$M'_{\max} = |M_G + M_H - M_{B \text{ II}}|_{\max}; \quad (\text{VI.5.26})$$

в нерабочем состоянии (случай III нагрузок, запас торможения не менее 1,15 [O.59]) как наибольшее из значений

$$M'_{\max} = (M_H + M_{B \text{ III}})_{\max}, \quad (\text{VI.5.27})$$

$$M'_{\max} = |M_H - M_{B \text{ III}}|_{\max}. \quad (\text{VI.5.28})$$

При установке на МИВ двух тормозов для первого  $k_T \geq 1,1$ , для второго  $k_T \geq 1,25$  в рабочем состоянии [O.51].

Тормоз должен удерживать СУ в любом положении в нерабочем состоянии и при любых нагрузках рабочего состояния, т. е. условие (VI.5.24) должно выполняться при  $k_T > 1$  в следующих случаях:

$M'_{\max} = M_{\max}$  по формуле (VI.5.16) или (VI.5.17);

$M_{\max} = (\psi_{\text{II}} M_G + M_B + M_H)_{\max}$ , где  $\psi_{\text{II}}$  — коэффициент динамичности при работе механизма подъема (для порталных кранов по табл. I.2.22 в т. 1).

Время торможения  $t_T$ , с, определяют по формуле

$$t_T = \frac{[J'_{\text{СУ}} + 1,2(J_D + J_M) + J_0 + Q_0^2 \eta' / \omega_{\text{дв}}^2] n_{\text{дв}}}{9,55 (M_T - M \eta' \omega_c / \omega_{\text{дв}})}, \quad (\text{VI.5.29})$$

где  $J'_{\text{СУ}}$  находят по формуле (VI.5.23), но КПД  $\eta'$  и  $\eta''$  помещают не в знаменатель, а в числитель; остальные обозначения — по формуле (VI.5.22).

Время торможения проверяют:

а) при  $M = M_{\max}$ , где  $M_{\max}$  рассчитывают по формуле (VI.5.16) или (VI.5.17); должно быть  $t_T \leq 4 \div 5$  с;

б) при  $M = M_{\min}$  аналогично проверке  $t_n$  двигателя; должно быть  $t_T \geq 1 \div 1,5$  с.

**Поверочный расчет.** Должны быть известны жесткостные и инерционные параметры металлических конструкций и механизмов.

Уточненное определение нагрузок на элементы СУ и МИВ выполняют по составленным на основании расчетной схемы дифференциальным уравнениям движения, которые затем решают на ЭВМ. Обычно расчетную схему принимают в виде системы точечных масс, соединенных упругими связями (см. т. 1, п. I.17).

Для составления уравнений движения СУ и МИВ наиболее удобно использовать уравнения Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (\text{VI.5.30})$$

где  $T$  — кинетическая энергия системы;  $q_i$  — обобщенные координаты;  $Q_i$  — обобщенные силы.

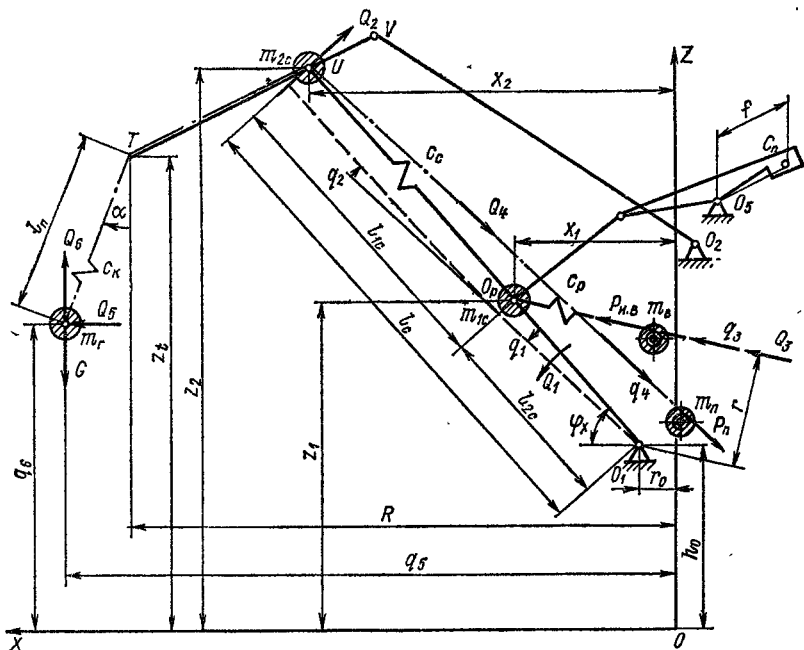


Рис. VI.5.17. Расчетная схема динамической модели ШСУ портального крана

Для потенциальных сил (сил тяжести, сил упругости) часто используют зависимость

$$Q_i = -\partial \Pi / \partial q_i, \quad (\text{VI.5.31})$$

где  $\Pi$  — потенциальная энергия системы.

В качестве примера рассмотрим динамическую модель ШСУ перегрузочного портального крана (рис. VI.5.17) [О.13, 9, 20], упростив ее для определения наибольших нагрузок на элементы СУ при работе МИВ и механизма подъема.

Обобщенные координаты:  $q_1$  — угол поворота участка  $O_1O_P$  стрелы, принимаемого жестким;  $q_2$  — угол поворота консоли  $UO_P$  стрелы при ее упругой деформации;  $q_3$  — перемещение привода МИВ, приведенное к рейке;  $q_4$  — перемещение привода механизма подъема, приведенное к грузовым канатам;  $q_5, q_6$  — координаты груза.

В расчетной схеме система представлена совокупностью дискретных масс ( $m_r, m_{1c}, m_{2c}, m_{п}, m_{в}$ ). Здесь  $m_r = Q$  — масса груза;

$$m_{1c} = [J_c + m_{пp} f^2 (\omega_{пp}/\omega_c)^2] / l_{2c}^2 - \quad (VI.5.32)$$

масса стрелового и уравнивающего устройства, приведенная к точке  $O_p$  [обозначения — как в формуле (VI.5.23)];

$$m_{2c} = m_x + 0,5m_o + 0,25m_c - \quad (VI.5.33)$$

масса стрелового устройства, приведенная к точке  $U$ , где  $m_x, m_o, m_c$  — массы хобота, оттяжки и стрелы [O.13, 17];

$$m_{п} = \frac{1,2 (J_p^n + J_m^n) \omega_{дв}^{п2}}{v_n^2}, \quad m_{в} = \frac{[1,2 (J_p^в + J_m^в) + J_0] \omega_{дв}^{в2}}{v_p^2} - \quad (VI.5.34)$$

массы механизма подъема и МИВ, приведенные соответственно к грузовым канатам и к рейке;  $J_p, J_m, J_0$  — моменты инерции роторов двигателей, тормозных муфт и маховика;  $\omega_{дв}$  — угловые скорости двигателей;  $v_n$  и  $v_p$  — скорости канатов и рейки МИВ.

Кинетическая энергия системы:

$$T = 0,5 [m_r (\dot{q}_5^2 + \dot{q}_6^2) + m_{1c} (\dot{x}_1^2 + \dot{z}_1^2) + m_{2c} (\dot{x}_2^2 + \dot{z}_2^2) + m_{в} \dot{q}_3^2 + m_{п} \dot{q}_4^2], \quad (VI.5.35)$$

причем координаты  $x_1, z_1$  массы  $m_{1c}$  и  $x_2, z_2$  массы  $m_{2c}$  зависят (см. рис. VI.5.17) от  $r_0, l_{1c}, l_{2c}, h_0, \varphi_x, r$  и обобщенных координат  $q_1 - q_3$ .

Обобщенные силы  $Q_1 - Q_6$ , соответствующие координатам  $q_1 - q_6$ :

$$Q_1 = -S_p r + M_G + M_\alpha + M_H; \quad (VI.5.36)$$

$$Q_2 = -S_c l_{1c} - (M_G + M_\alpha + M_c) l_{1c} / l_c; \quad (VI.5.37)$$

$$Q_3 = P_{и.в} + Q_1 / r + S_p; \quad (VI.5.38)$$

$$Q_4 = -S_R + P_{п}; \quad (VI.5.39)$$

$$Q_5 = G (q_5 - R) / (z_t - z_6); \quad (VI.5.40)$$

$$Q_6 = -G + S_R \cos \arctg [(q_5 - R) / (z_t - z_6)]. \quad (VI.5.41)$$

Здесь упругие усилия рейки, стрелы и канатов равны

$$S_p = r q_1 c_p, \quad (VI.5.42)$$

$$S_c = l_{1c} q_2 c_c, \quad (VI.5.43)$$

$$S_R = c_R \left[ z_t - (l_{п} - x_{п}) \cos \alpha - q_6 + \frac{M_G}{G} \left( q_2 \frac{l_{1c}}{l_c} - q_1 \right) \right]. \quad (VI.5.44)$$

В формулах (VI.5.36)–(VI.5.44):  $M_G$  — грузовой неуравновешенный момент [см. в т. 1 формулу (III.4.2) или III.4.3)];  $\alpha$  — угол отклонения канатов, равный

$$\alpha = \arctg [(q_5 - R) / (z_t - z_6)];$$

$M_\alpha$  — момент от отклонения канатов на угол  $\alpha$ ;  $M_H$  — неуравновешенный момент по формуле (VI.5.3);  $P_{и.в}$  и  $P_{п}$  — усилия

приводов МИВ и механизма подъема;  $c_p, c_c, c_k$  — приведенные коэффициенты жесткости МИВ (к рейке), СУ (к концу стрелы), механизма подъема (к грузовым канатам);  $o$  приведении жесткостей см. в т. 1, п. I.17.

Подставив в выражение (VI.5.30) и выполнив дифференцирование и преобразования, получим, опустив величины 2-го порядка малости:

а) для работы механизма подъема (МИВ заторможен) при грузе, висящем на вертикальных грузовых канатах,

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{11}\ddot{q}_1 + a_{12}\ddot{q}_2 = -rS_p + M_G + M_H; \\ a_{21}\ddot{q}_1 + a_{22}\ddot{q}_2 = -l_{1c}S_c - (M_G + M_c)l_{1c}/l_c; \\ m_{п}\ddot{q}_4 = -S_{п} + P_{п}; \\ m_r\ddot{q}_6 = S_k - G; \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{(VI.5.45)} \\ \text{(VI.5.46)} \\ \text{(VI.5.47)} \\ \text{(VI.5.48)} \end{array}$$

б) для работы МИВ (механизм подъема заторможен)

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{11}\ddot{q}_1 + a_{12}\ddot{q}_2 + a_{13}\ddot{q}_3 = -rS_p + M_G + M_{\alpha} + M_H; \\ a_{21}\ddot{q}_1 + a_{22}\ddot{q}_2 + a_{23}\ddot{q}_3 = -l_{1c}S_c - (M_G + M_{\alpha} + M_c)l_{1c}/l_c; \\ a_{31}\ddot{q}_1 + a_{32}\ddot{q}_2 + a_{33}\ddot{q}_3 = P_{н.в} - S_p + (M_G + M_{\alpha} + M_H)/r; \\ m_r\ddot{q}_5 = G(q_5 - R)/(z_t - z_6); \\ m_r\ddot{q}_6 = S_k \cos \arctg [(q_5 - R)/(z_t - z_6)] - G; \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{(VI.5.49)} \\ \text{(VI.5.50)} \\ \text{(VI.5.51)} \\ \text{(VI.5.52)} \\ \text{(VI.5.53)} \end{array}$$

где  $a_{11} = m_{1c}l_{2c}^2 + m_{2c}l_c^2$ ;  $a_{12} = a_{21} = -m_{2c}l_{1c}l_c$ ;  $a_{22} = m_{2c}l_c^2$ ;  $a_{13} = a_{11}/r = a_{31}$ ;  $a_{23} = a_{21}/r = a_{32}$ ;  $a_{33} = m_{в} + a_{11}/r^2$ .

Учет податливости других элементов крана, совместной работы нескольких механизмов, затухания колебаний, характеристик приводов и других факторов, не учтенных в этом примере, см. в работах [О.13, 20]. О динамических моделях для расчета нагрузок на МИВ и СУ порталных кранов см. также в работах [2, 9, 22].

Приближенно расчетное усилие в рейке МИВ определяют [9] как наибольшее из  $U_{\max}$  (VI.5.19) и  $U'_{\max}$  (VI.5.54):

$$U'_{\max} = 2\delta (P_T + U) \frac{m_{1c}^*}{m_{1c}^* + m_b} \sin \frac{\pi t_T}{T} + \\ + 2\delta (P_{н.в} - U) \frac{m_{1c}^*}{m_{1c}^* + m_b} + U, \quad \text{(VI.5.54)}$$

где  $U'_{\max}$  — наибольшее усилие в рейке при наложении колебаний от последовательных торможений и пусков на вылете  $R$  с наибольшей приведенной массой  $m_{1c}^*$  СУ;  $m_{1c}^*$  — масса СУ, приведенная к рейке;  $P_T$  — усилие в рейке от максимального тормозного момента;  $P_{н.в}$  — усилие в рейке от среднего пускового момента

двигателя;  $U = M/r$  — статическое усилие в рейке на вылете  $R$  от нормальных нагрузок рабочего состояния при моменте  $M$  [см. формулу (VI.5.19)] статических сил сопротивления;  $m_b$  — по формуле (VI.5.34);  $\delta = 0,85 \div 0,9$  (меньшие значения — при наличии демпфера) — коэффициент учета затухания колебаний;  $t_T$  — время торможения МИБ;  $T$  — период свободных колебаний СУ; при  $t_T \geq 0,5T$  принимают  $\sin \pi t_T/T = 1$ , тогда

$$U'_{\max} = 2\delta \frac{m_{ic}^*}{m_{ic}^* + m_b} (P_T + P_{и.в}) + U.$$

При имитационном моделировании эксплуатационных нагрузок на элементы МИБ и определении их статистических характеристик выполняют многократный расчет нагрузок на ЭВМ, изменяя исходные данные по методу случайных параметров [1] или применяя другие методы [9]. Динамическая модель при этом может быть упрощена [9].

Для определения перемещений жестких элементов СУ и груза и исследования процессов управления разработаны управленческие динамические модели, в которых не учитывают упругие деформации механизмов и металлических конструкций (см. работу [O.13]); учет действительной запасовки грузовых канатов стреловых кранов и пространственного подвеса груза см. в работах [13, 19] и в разд. IV, гл. 3, 4.

Динамический расчет СУ башенных кранов см. в ГОСТ 13994—81 и в работе [O.7]. Динамический расчет подъемной стрелы башенного крана при работе МИБ и заторможенном механизме подъема показывает, что с уменьшением вылета, которое сопровождается ростом длины подвеса груза вследствие перекачивания грузовых канатов, углы отклонения канатов от вертикали уменьшаются, а линейные амплитуды отклонений растут. Угол отклонения канатов от вертикали при этом может изменяться по вылету в 1,5—2 раза [27].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алейнер Л. А., Андрианов Е. Н., Брауде В. И. Моделирование эксплуатационных нагрузок в механизмах грузоподъемных машин//Тр. ЛИВТ. 1976. Вып. 155. С. 55—62.
2. Алейнер Л. А., Андрианов Е. Н. Определение нагрузок на механизмы портального крана КПП 16-32 с помощью АВМ//Тр. ЛИВТ. 1981. № 171. С. 63—72.
3. Бортяков Д. Е. Определение моментов инерции коробчатых элементов крановых стреловых устройств//Металлические конструкции кранов: Исследование конвейеров. Л: ЛПИ им. М. И. Калинина. 1985. С. 66—75. (Деп. в ЦНИИ-ТЭИтяжмаш 24.6.85. № 1515тм-85 Деп.)
4. Бортяков Д. Е., Серлин Л. Г. Автоматизированное проектирование схем шарнирно-сочлененных стреловых устройств портальных кранов на АРМ-М// Там же. С. 38—47.

5. Бортяков Д. Е., Серлин Л. Г. Автоматизированный синтез уравновешивающего устройства портального крана//Межвуз. сб. ЛПИ. 1987. С. 11—17.
6. Будрин С. Б., Быстров А. И. Определение параметров стреловых устройств с укороченным уравнительным полиспастом для портальных кранов//Краны, крановые металлоконструкции, устройства и механизмы. Владивосток, 1983. С. 38—43. (Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш. № 1196тм-Д83.)
7. Будрин С. Б., Гохберг М. М., Серлин Л. Г. Сравнение эффективности перспективных типов стреловых устройств монтажных портальных кранов//Владивосток: ДВПИ, 1983. 14 с. (Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 26.8.83. № 1145тм-Д83.)
8. Будрин С. Б. Исследование эффективности перспективных типов стреловых устройств портальных кранов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛПИ, 1977. 20 с.
9. Волков К. А. Определение эксплуатационных нагрузок в механизме изменения вылета уравновешенных стрел портовых портальных кранов//Тр. ЛИВТ. «Надежность судовых электроэнергетических установок и электродвижения». 1979. С. 94—101.
10. Глушко М. Ф., Пахомов И. Ф., Штейнберг Л. Б. К расчету параметров стреловых систем с горизонтальным перемещением груза на управляемом гуське//Строительные и дорожные машины. 1974. № 1. С. 6—7.
11. Глушко М. Ф., Пахомов И. Ф., Штейнберг Л. Б. Расчет стреловых систем самоходных кранов с горизонтальным перемещением груза на управляемом гуське//Строительные и дорожные машины. 1973. № 11. С. 8—10.
12. Гохберг М. М., Будрин С. Б., Серлин Л. Г. Эффективность применения перспективных типов стреловых устройств для монтажных портальных кранов//Новое в подъемно-транспортной технике. Тез. Всес. науч.-техн. конф. Горький, 1980. С. 82.
13. Гринюк В. И., Казаков Н. И., Орлов А. Н. Исследование нагрузок стреловых кранов от раскачивающегося на канатах груза//Динамика и прочность машин. Харьков: ХГУ, 1988. № 47.
14. Жермунский Б. И., Мисюра В. П. К синтезу уравновешивающих устройств портальных кранов методом статистических испытаний//Вестник машиностроения. 1978. № 10. С. 38—43.
15. Жермунский Б. И., Мисюра В. П. Оптимизация уравновешивающих устройств стреловых систем кранов//Вестник машиностроения. 1979. № 9. С. 36—39.
16. Зайцев Л. В., Улитенко И. П. Строительные стреловые самоходные краны. М.: Машиностроение, 1984. 256 с.
17. Звягинцев Н. В. Свободные колебания стрел портальных кранов//Тр. ЛИВТ. 1971. Вып. 128. С. 106—116.
18. Иванов Б. С., Серлин Л. Г. Оптимизация параметров шарнирно-сочлененного стрелового устройства с прямым хоботом для портальных кранов. Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1975. 16 с. (Деп. в НИИинформтяжмаш. 6.2.76. № 116).
19. Казаков Н. И. Уменьшение раскачиваний груза на пространственном канатном подвесе при работе механизма поворота стреловых кранов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛПИ, 1984. 14 с.
20. Карпов В. В. Разработка методов определения нагруженности металлоконструкций верхнего строения перегрузочных портальных кранов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛИВТ, 1987. 24 с.
21. Кипарский Г. Р. Однозвенные стреловые устройства кранов. Л.: Машиностроение, 1969. 113 с.
22. Коваленко П. А. Математическая модель грейферного портального крана//Тр. ТПИ. 1978. С. 26—33.
23. Ковин А. А., Мазовер И. С., Плавник Б. И. Перспективный ряд портальных кранов//Вестник машиностроения. 1974. № 3. С. 45—48.
24. Лебедев С. Ю., Низов А. И. Расчет уравновешенных стрел с уравнительными блоками//Исследование параметров, эксплуатация и ремонт ПТМ. Саратов, 1984. С. 8—13. (Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 31.8.84. № 1343тм-84 Деп.)

25. Лепшени И., Серлин Л. Г. Оптимальный синтез устройства для уравнивания стреловых систем порталных кранов//Тр. ЛПИ. 1975. № 347. С. 77—84.
26. Мисюра В. П., Шейнгатт В. Ю. К синтезу шарнирно-сочлененных укосин при автоматизированном проектировании порталных кранов//Вестник машиностроения. 1984. № 10. С. 35—37.
27. Михайлюк В. В., Черенков В. П. Динамика башенного крана при изменении вылета груза с помощью подъемной стрелы//Строительные и горные машины. Сб. науч. тр. М., 1978. С. 95—99.
28. Невзоров Л. А., Пазельский Г. Н., Романюха В. А. Справочник молодого машиниста башенных кранов. М.: Высшая школа, 1985. 192 с.
29. Невзоров Л. А. Расчет траектории перемещения груза башенного крана при изменении вылета стрелы//Строительные и дорожные машины. 1961. № 3. С. 18—22.
30. Плавник Б. И., Мазовер И. С. Современные конструкции порталных кранов за рубежом//Подъемно-транспортное оборудование. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1979. № 6-79-40. 50 с.
31. Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания (Речной Регистр РСФСР). М.: Транспорт, 1985. Т. 5. 327 с.
32. Пумпян А. М. Новый доковый кран//Подъемно-транспортное оборудование: Портальные краны. НИИинформтяжмаш, 1974. № 6-73-49. С. 1—4.
33. Серлин Л. Г. Преобразование координат блоков подъемного каната порталного крана с шарнирно-сочлененной укосиной при сохранении кривой грузового неуравновешенного момента//Тр. ЛПИ. 1972. № 321. С. 146—150.
34. Серлин Л. Г. Расчетный анализ и постановка задачи синтеза стрелового устройства порталного крана//Тр. ЛПИ. 1970. № 314. С. 180—190.
35. Серлин Л. Г., Тращенко В. Ю. Оптимальные параметры прямых стрел с уравнительным полиспастом для порталных кранов//Тр. ЛПИ. 1978. № 362. С. 33—38.
36. Тимошенко В. К., Дубовик С. А. К выбору параметров стрелоподъемного механизма//Строительные и дорожные машины. 1984. № 1. С. 27—29.
37. Тимошенко В. К. Зависимость формы уравнительного барабана от параметров изменения вылета кранов//Строительные и дорожные машины. 1976. № 11. С. 13—14.
38. Тимошенко В. К., Невзоров Л. А. О применении уравнительных полиспастов в строительных кранах//Строительные и дорожные машины. 1978. № 1. С. 20—21.
39. Чернышева В. В. Выбор оптимальных параметров стрел с уравнительным полиспастом//Исследование параметров, эксплуатация и ремонт ПТМ. Саратов, 1984. С. 2—8. (Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 31.8.84. № 1343тм-84 Деп.)
40. Юрухин Б. Н., Ермоленко В. Н., Маричев И. Д. Метод синтеза уравнивающего механизма при знакопеременном характере приведенного неуравновешенного момента//Исследование механизмов и металлических конструкций, Воронеж. политехн. ин-т, 1972. Вып. 3. С. 33—56.
41. Kościelny R. Optimierung des Ausgleichsystems von Wippausleger-Kranen//Fördern und Heben. 1982. N 11. S. 888—892, 897—898.
42. Mostowicz-Szulewski J., Szczybura M. Wyważanie masy nosiwa w żurawach wypadowych z wyrownawczym bebnem mechanizmu zmiany wysięgu//Przeglad mechanizmy. 1982. N 13. С. 20—22.
43. Schmöll K. Greiferkrane in Kanguruh-Bauart mit Parallelogram-Lenker//Hansa. 1970, N 3. S. 213—215.

## VI.16. Противоугонные устройства

Краны, передвигающиеся по рельсам на открытом воздухе, нужно оборудовать противоугонными устройствами (ПУ), обеспечивающими неподвижность крана при ветровой нагрузке  $P_{VIII}$  нерабочего состояния; на мостовых кранах можно не ставить ПУ, если удерживающая сила других средств (например, тормозов) не менее  $1,2P_{VIII}$  [О.51].

Конструкции ПУ весьма разнообразны [О.1, О.7, О.22, О.23, О.26, О.42, О.47, О.59, О.66, 3], некоторые типы конструкций ПУ даны на рис. VI.6.1—VI.6.3.

По принципу действия различают следующие ПУ: 1) фиксаторы, соединяющие кран с подкрановым основанием; 2) остановы, которые удерживают ходовые колеса или рамы тележек; 3) рельсовые захваты, зажимающие головку рельса. Привод ПУ может быть: ручным; полуавтоматическим, когда включение двигателя ПУ выполняет крановщик; автоматическим, когда двигатели ПУ включаются от анемометра, срабатывающего при скорости ветра, недопустимой для работы крана. Параметры настройки анемометра зависят от высоты, на которой он установлен. Конструкции анемометров см. в работе [3].

Башенные, порталные, козловые краны и мостовые перегружатели должны быть укреплены всеми имеющимися ПУ по окончании работы крана (для порталных кранов могут быть приняты другие меры против угона крана ветром) [О.51]. По Правилам Регистра СССР [О.50] и Речного Регистра РСФСР передвижные стреловые судовые, плавучие и доковые краны должны быть снабжены рельсовыми захватами или обратными роликами; передвижные краны должны иметь противоугонные приспособления.

*Фиксаторы* в простейшем случае имеют вид закладных пальцев (рис. VI.6.1, д); их применяют в качестве дополнительных ПУ на некоторых козловых и порталных кранах и мостовых перегружателях, работающих в зоне частых ураганов и оборудованных рельсовыми захватами [О.47]. Другие конструкции см. в работе [3].

*Остановы* храпового типа (рис. VI.6.1, а), установленные на холостых колесах, применены на некоторых порталных кранах. Домкратные остановы (рис. VI.6.1, б) имеют пару винт-гайка 2, 3 и нажимной башмак 1; такие ПУ при приведении в действие берут на себя часть веса крана, разгружая ходовые колеса; их довольно часто применяют на кранах мостового типа и редко — на порталных. Другие конструкции см. в работах [О.26, О.59, 3].

*Рельсовые захваты* — наиболее распространенный тип ПУ порталных [2], башенных, козловых [1], железнодорожных кранов



и мостовых перегружателей [О.42]. Конструкция рельсового захвата должна допускать закрепление крана на всем пути перемещения [О.51]. Клепальные захваты имеют ручной (рис. VI.6.1, в, г, VI.6.2) или машинный (рис. VI.6.2, VI.6.3) привод; в последнем случае обязательны приспособления для приведения ПУ

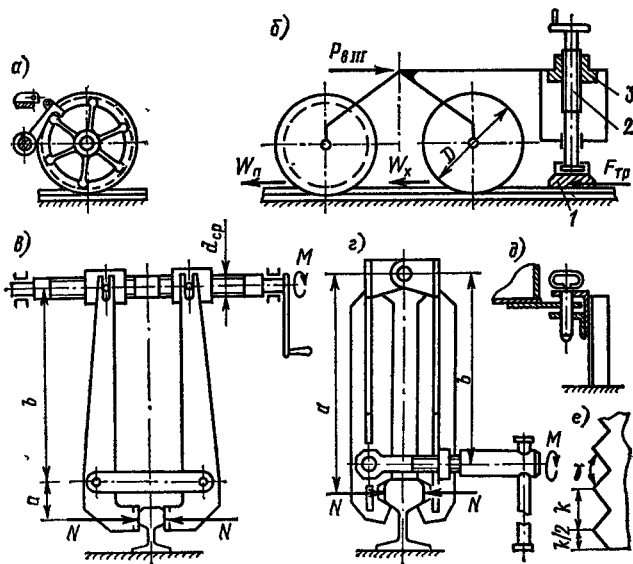
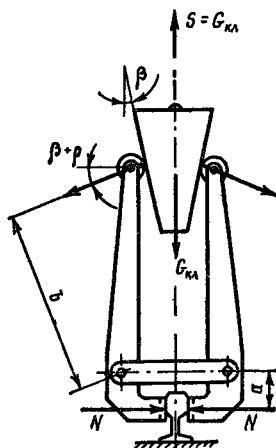


Рис. VI.6.1. Противоугонные устройства: а — останов храпового типа; б — домкратный останов; в, г — клепальные захваты с ручным приводом; д — фиксатор; е — профиль насечки губок

Рис. VI.6.2. Клепальной захват с грузовым клином



в действие также и вручную [О.51]. Правилами [О.51] предписано применение ПУ с машинным приводом на мостовых перегружателях и козловых кранах (для последних — требование ГОСТ 23940—79 и стандарта СЭВ 725—77). Ручные захваты на рис. VI.6.1, в могут иметь эксцентриковые губки [О.1]. Винт,

стягивающий рычаги захвата, расположен выше (рис. VI.6.1, а) или ниже (рис. VI.6.1, б) шарниров рычагов.

Клещевой захват с клином (рис. VI.6.2) действует при опускании клина, подвешенного на канате ручной или электрической лебедки [О.42]. В клещевом захвате с ползуном 3 с прорезьями (рис. VI.6.3) зажатие клещей 1 происходит при вращении винта 4 и движении вниз ползуна, вызывающем сжатие пружины 8; на рис. VI.6.3 захват показан с зажатыми клещами (ползун в нижнем положении) [2]. В эксцентриковых захватах рельсы зажимают

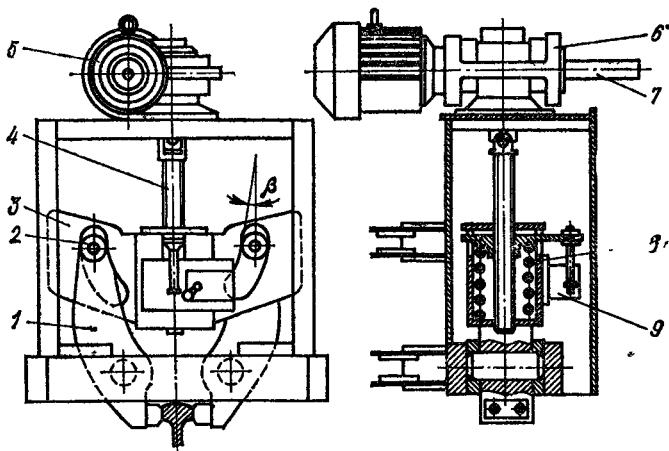


Рис. VI.6.3. Клещевой захват с ползуном с прорезьями и механическим приводом

1 — клещи; 2 — ролик; 3 — ползун; 4 — ходовой винт; 5 — двигатель; 6 — редуктор; 7 — вал ручного привода; 8 — пружина; 9 — концевой выключатель

два горизонтально расположенных эксцентрика, прижимаемые к нему пружинами или толкателями; конструкцию и расчет см. в работах [О.23, О.26].

Удерживающее усилие  $U$  (рис. VI.6.1, б), которое должны развивать все ПУ крана, должно быть не менее чем

$$U = nP_{в III} - G_{к} \omega_{min} - 2M_{т}/D, \quad (VI.6.1)$$

если соблюдается условие (VI.6.3); в противном случае

$$U = nP_{в III} - (G_{к} - G_{пр}) \omega_{min} - G_{пр} \mu_0. \quad (VI.6.2)$$

Условие (VI.6.3) сцепления приводных (т. е. тормозных) колес с рельсом при сдвиге крана ветром имеет вид

$$\omega_{min} G_{пр} + 2M_{т}/D \leq G_{пр} \mu_0. \quad (VI.6.3)$$

Здесь  $n = 1,2$  — коэффициент запаса [О.1, О.59, 3];  $P_{в III}$  — ветровая нагрузка на кран в нерабочем состоянии (см. т. 1, п. 1.7);  $G_{к}$  — вес порожнего крана;  $G_{пр}$  — нагрузка на приводные колеса крана;  $M_{т}$  — суммарный тормозной момент, приведенный к валу колеса диаметром  $D$ ;  $\mu_0$  — коэффициент сцепления колеса

с рельсом;  $w_{\min}$  — наименьший коэффициент сопротивления движению (при  $k_p = 1$ ); значения  $\mu_0$  и  $w$  см. в п. VI.8.

Есть предложение в формуле (VI.6.1) учитывать тормоза только при плавной остановке [О.1] или вообще не учитывать [1]. Плавная остановка достигается регулировкой тормозов, установкой маховика на быстроходном валу, ступенчатым торможением при многодвигательном приводе передвижения, применением электромагнитных порошковых тормозов; плавная остановка крана, имеющего скорость передвижения 0,5—1 м/с, соответствует времени торможения порядка 5 с [О.1].

Расчет клещевых захватов (рис. VI.6.1, в, г, VI.6.2, VI.6.3) выполняют по усилию  $N$  нажатия на рельс:

$$N = U/(2i\mu_1), \quad (\text{VI.6.4})$$

где  $U$  — по формуле (VI.6.1) или (VI.6.2);  $i$  — число захватов;  $\mu_1$  — коэффициент сцепления губок захвата с рельсом. Для незакаленных губок без насечки (стали 45, 50)  $\mu_1 = 0,12 \div 0,15$ . Для закаленных губок в виде гребенки с острой насечкой (стали 65Г, 60С2, У8А, У10А) при твердости  $\geq 55$  HRC  $\mu_1 = 0,3 \div 0,35$ , но нужно тщательно наблюдать за состоянием насечки, так как ее притупление до площадок шириной 0,15 мм дает значение  $\mu_1 = 0,15 \div 0,18$ .

Габаритную площадь рабочей поверхности губки назначают по допускаемому удельному давлению 300—400 МПа для закаленных, 100—150 МПа для незакаленных губок [О.1]. Рекомендуемый [О.1] профиль насечки губок — по рис. VI.6.1, е ( $k = 5 \div 6$  мм,  $\gamma = 90 \div 110^\circ$ ).

Ручные клещевые захваты должны иметь момент на оси винта (рис. VI.6.1, в, г)

$$M = Nad_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)/b, \quad (\text{VI.6.5})$$

где  $d_{cp}$  — средний диаметр резьбы;  $\alpha = 4 \div 5^\circ$  — угол подъема винта;  $\rho = 4 \div 6^\circ$  или  $\rho = 8 \div 9^\circ$  — угол трения при бронзовой или стальной гайке.

Вес клина (рис. VI.6.2), усилия винта и пружины (рис. VI.6.3)

$$G_{кл} = 2Na \sin(\beta + \rho)/(b\eta_p), \quad (\text{VI.6.6})$$

где  $\beta = 4 \div 8^\circ$ ;  $\rho$  — приведенный угол трения с учетом сопротивления роликов клещей;  $\rho \approx 1^\circ$  или  $\rho = 3^\circ$  при роликах на подшипниках качения или скольжения;  $a/b = 1/10$  (для рис. VI.6.2) и  $a/b = 1/4 \div 1/3$  (для рис. VI.6.3);  $\eta_p = 0,95$  — КПД шарниров.

О расчете ПУ см. также в работах [О.1, О.23, 1, 3].

## VI.17. Ограничители грузоподъемности и грузового момента

Ограничители грузоподъемности (ОГП) и грузового момента (ОГМ) следует ставить на стреловых, башенных и порталных кранах для автоматического отключения механизмов подъема и

изменения вылета в случае подъема груза свыше  $1,1Q$  (для порталных кранов свыше  $1,15Q$ ), где  $Q$  — номинальная грузоподъемность на данном вылете [0.51], а для судовых и плавучих кранов — при грузе, превышающем пробную нагрузку ( $1,25Q$  при  $Q < 20$  т;  $Q + 5$  т — при  $Q = 20 \div 50$  т;  $1,1Q$  при  $Q \geq 50$  т), если устойчивость крана зависит от положения груза на крюке [0.51].

ОГМ стрелового крана, имеющего несколько грузовых характеристик (см. разд. IV, гл. 5), должны обеспечивать работу по каждой из них [0.51]. Краны мостового типа следует оснащать ОГП, срабатывающими при  $1,25Q$ , если возможна перегрузка крана по технологии работы [0.51]. На кранах с гидроприводом функцию ограничителя может выполнять предохранительный клапан. После срабатывания ОГП или ОГМ должны быть возможны спуск груза или уменьшение вылета.

ОГП не должны реагировать на короткие динамические импульсы, что достигается с помощью гидро- или пневмодемпферов [8] или выдержкой времени срабатывания электрическим путем.

В стандарте СЭВ 725—77 для ОГП и ОГМ используют общий термин ОГП, предельная грузоподъемность всех кранов  $1,15Q$ . В Правилах [0.51] используют термины ОГП и ОГМ.

Конструкции ОГП и ОГМ разнообразны [0.23, 0.26, 0.40, 0.59, 0.66, 0.68, 3, 5, 8, 10—12, 14] и различаются:

1) по числу параметров, при недопустимом увеличении которых ограничитель срабатывает: один для ОГП (вес груза); два, три или четыре для ОГМ (вес груза, вылет, длина телескопической стрелы, весьма редко — угол наклона основания крана [16]);

2) по способу сравнения фактических параметров с предельными, в зависимости от которого ограничители бывают механическими (грузовыми, пружинными, торсионными, рычажными, эксцентриковыми), электромеханическими, с применением тензорезисторов и усилителей (в частности, электронных).

Все опоры и шарниры ограничителей целесообразно выполнять на подшипниках качения, что значительно повышает точность их срабатывания.

*Рычажные ОГП и ОГМ* срабатывают при повороте рычага 1 (рис. VI.6.4, VI.6.5) вокруг шарнира  $O$  под действием усилия  $N$  на блок  $A$ , установленный на рычаге, от натяжений  $S$  грузовых канатов, вызванных весом предельного груза.

В ОГП на рис. VI.6.4, *a* блок  $A$  — один из блоков полиспаста крана мостового типа;  $Na = Pb$ , где  $P$  — усилие пакета пружин 2; концевые выключатели 3 отключают механизм подъема при осадке пружин, соответствующей весу предельного груза [11].

В ограничителе на рис. VI.6.4, *б* порталного крана предельное равновесие имеет место при  $Na = G_{гр}bc/d$  (на больших вылетах, когда канат не касается блока  $E$ , а угол  $\omega < \omega_0$ ) или при  $N_0a_0 = G_{гр}bc/d$ , когда канат касается блока  $E$ . В первом случае натяжение  $S$ , вызывающее предельное значение  $Na$ , возрастает с уменьшением вылета и угла обхвата блока  $A$  канатом, что соот-

ветствует криволинейной ветви графика допустимой грузоподъемности (см. т. 1, рис. III.3.3; рис. IV.4.3). Касание канатом блока  $E$  (угол  $\omega_0$ ) соответствует узловой точке графика грузоподъемности; при дальнейшем уменьшении вылета (угол  $\omega^*$ ) угол обхвата блока  $A$  не изменяется и допустимая грузоподъемность остается постоянной (горизонтальная ветвь графика).

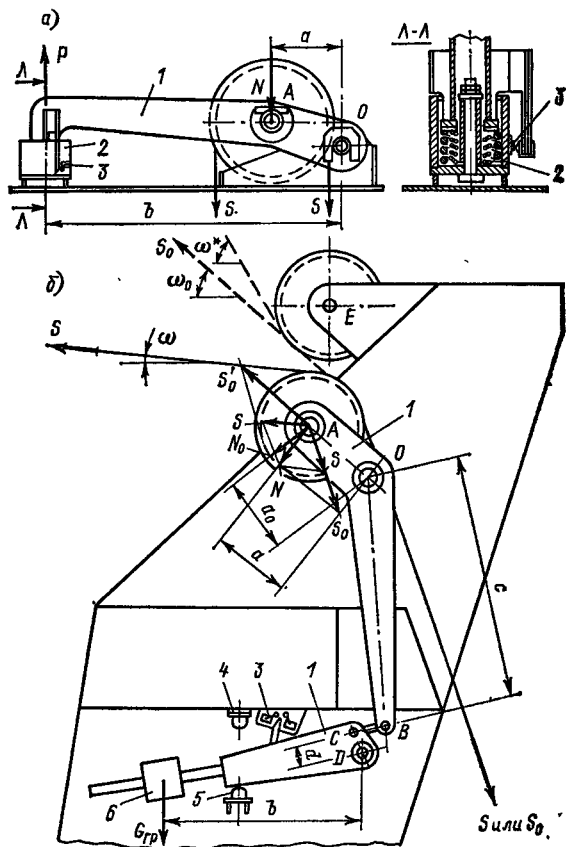


Рис. VI.6.4. Рычажные ограничители ОГП крана:  $a$  — мостового типа (ПО Жданов-тяжмаш [10]);  $b$  — портального  
 1 — рычаг; 2 — пружины;  
 3 — концевой выключатель;  
 4, 5 — упоры; 6 — груз ограничителя

В ОГП на рис. VI.6.5,  $a$  плавучего крана  $Na = Pb$ , где  $P$  — усилие на рычаг 1 от гидравлического датчика 2; электрические реле давления 3, 4 обеспечивают соответственно предельные грузоподъемности 100 т на вылетах  $R = 14 \div 20$  м и 60 т при  $R = 20 \div 26$  м [14]. Об ОГП с гидравлическими диафрагменными датчиками усилия см. в работе [8]. В ОГМ на рис. VI.6.5,  $b$  условие равновесия рычага  $5 Na = Pb$ , причём  $P = G_{гр}c/d$ ; предельная грузоподъемность плавно растет от 60 до 100 т при уменьшении вылета от 26 до 20 м благодаря изменению положения катка  $b$  и плеч  $b$  и  $d$  с помощью рычажной системы 9 и лекала на стреле крана [14].

Разновидностью рычажного ограничителя является торсионный ОГП (рис. VI.6.6) со скручиваемым торсионом в качестве уравновешивающего элемента [О.59, 10]; расчет см. в работе [15].

В эксцентриковом ОГП (рис. VI.6.7) порталного грейферного крана блоки замыкающего и поддерживающего канатов установ-

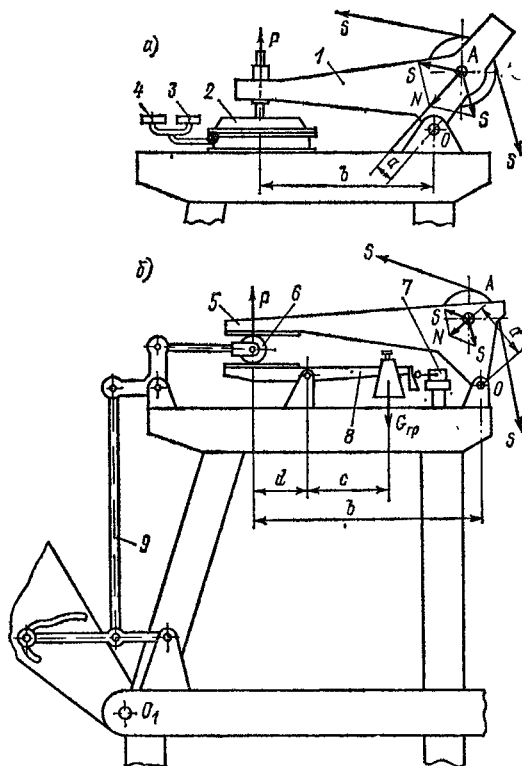


Рис. VI.6.5. Рычажные ограничители для плавучего крана «Черноморец»: а — ОГП; б — ОГМ  
1, 5, 6, 8, 9 — рычаги; 2 — гидравлический датчик усилия; 3, 4 — реле давления; 6 — каток; 7 — концевой выключатель

лены на эксцентриках 2 и 3 с эксцентриситетами  $e_a$  и  $e_n$ . Предельное равновесие рычага 4 с грузом  $G_{гр}$  будет при  $N_a e_a + N_n e_n = G_{гр} b$ , если сумма натяжений канатов  $S_n + S_a$  соответствует предельной грузоподъемности. В эксцентриковых ОГП мостовых кранов датчиком усилия является уравнительный блок на эксцентриковом валу [8]. Эксцентриковые ОГП компактнее рычажных.

Электромеханические ОГМ [5, 7—9] широко применяют на стреловых самоходных кранах. В ограничителе грузового момента ОГП-1 (рис. VI.6.8) датчик усилий ДУС измеряет усилия при

подъеме груза, датчик углов наклона стрелы ДУГ задает предельно допустимые усилия в зависимости от вылета. Сигналы ДУС и ДУГ сравнивают при помощи измерительного моста, в диаго-

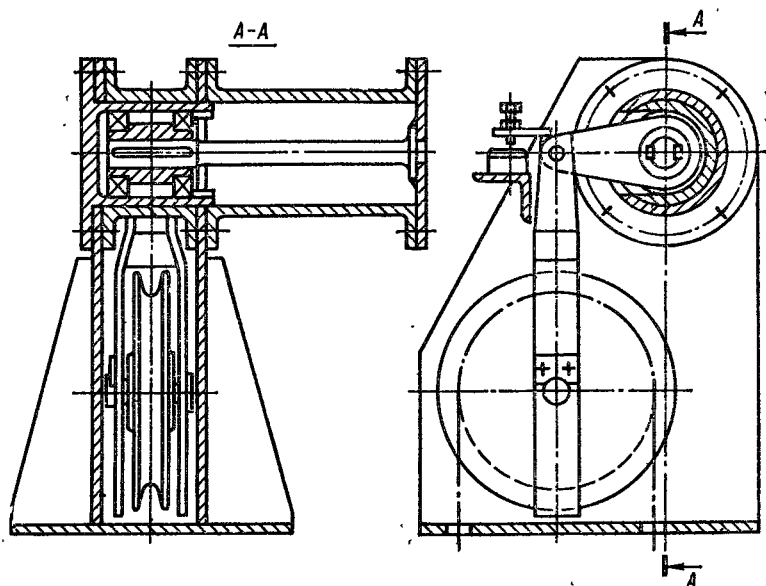


Рис. VI.6.6. Торсионный ОГП

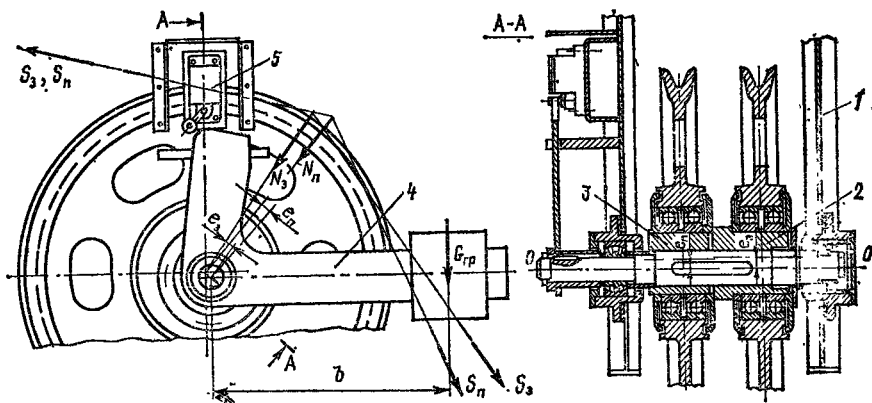


Рис. VI.6.7. Эксцентриковый ОГП портального грейферного крана

1 — металлоконструкция каркаса поворотной части крана; 2, 3 — эксцентрики; 4 — рычаг с грузом ограничителя; 5 — концевой выключатель

наль которого включены реле нагрузки *КТ* и амперметр *РА* для визуального контроля. Реле выдержки времени *КТ1* и *КТ2* исключают срабатывание ограничителя при кратковременных перегрузках.

Силоизмерительный элемент ДУС — упругое кольцо, растягиваемое усилиями в растяжках механизма наклона стрелы; деформация кольца преобразуется в угловое перемещение потенциометра. Датчик ДУГ установлен на оси качания стрелы, при наклоне стрелы вращается потенциометр ДУГ. Нулевая разность сигналов ДУС и ДУГ соответствует предельной нагрузке на данном вылете и срабатыванию ограничителя. Подстроечные сопротивления  $RP1$  и  $RP2$  используют при настройке ограничителя на любую из требуемых грузовых характеристик крана,

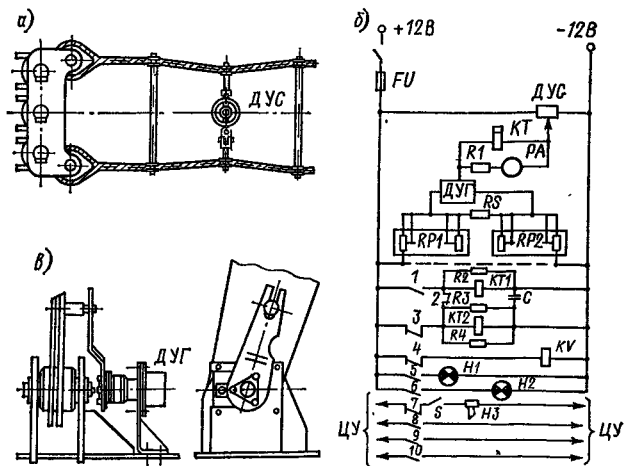


Рис. VI.6.8. Электромеханический ограничитель грузового момента ОГП-1: а — установка датчика усилий ДУС; б — принципиальная электросхема; в — установка датчика углов наклона стрелы ДУГ

$FU$  — плавкий предохранитель;  $KT$  — реле напряжения с выдержкой времени;  $R$  — резисторы;  $RP$  — потенциометры;  $RS$  — шунт;  $KV$  — промежуточное реле напряжения;  $H1$ ,  $H2$  — сигнальные лампы;  $H3$  — звуковой сигнал

настроечные данные ограничителей ОГП-1 Кишиневского завода «Электроточприбор» см. в работе [O.66]. ОГП 1 принципиально пригоден и для кранов мостового типа [6].

Ограничители грузового момента ОГБ-2 отличаются от ОГП-1 тем, что потенциометрические преобразователи заменены на бесконтактные [5]. Ограничитель грузового момента ОГБ-3 [5] применяется на гидравлических стреловых самоходных кранах с телескопическими стрелами и кроме ДУГ и ДУС содержит датчик длины стрелы.

В электронном ОГП (рис. VI.6.9) [13] датчик усилия 1 имеет тензорезисторы  $R1$ ,  $R4$ , наклеиваемые на упругий металлический элемент крана, и компенсационные тензорезисторы  $R2$ ,  $R3$ . Электрический сигнал от датчика усилий 1 через усилитель 2 подается на преобразователь 3, сглаживается и поступает в пороговое устройство 4, 5, которое сравнивает напряжение сигнала с эталонным напряжением от источника 7. При подъеме груза больше предельного или недопустимой величине динамических



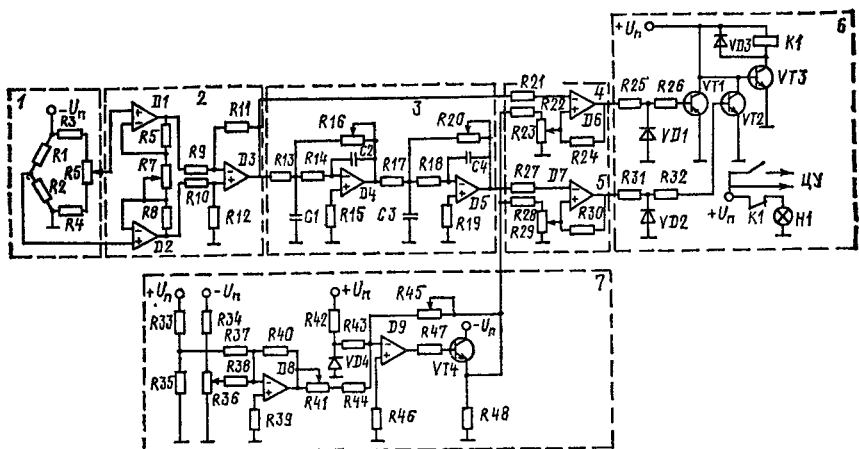


Рис. VI.6.9. Принципиальная электросхема электронного ОГП [12]

$D1-D9$  — микросхемы;  $R1-R48$  — резисторы;  $C1-C4$  — конденсаторы;  $VD1-VD4$  — диоды;  $VT1-VT4$  — транзисторы;  $K1$  — реле;  $H1$  — лампа

импульсов исполнительное устройство 6 отключает механизм подъема. Об электронных ОГП см. в работах [О.68, 12, 16]. О динамических расчетах ОГП см. в работах [О.23, 3, 5, 10].

## VI.18. Ограничители перекоса и указатели

*Ограничители перекоса* должны отключать механизмы передвижения мостовых перегружателей и козловых кранов при недопустимом забеге одной из опор, что возможно при различных сопротивлениях передвижению и механических характеристиках двигателей на опорах, больших пролетах, монтажных перекосах ходовых колес и т. д.

Ограничители перекоса срабатывают при заданной разности путей, проходимых противоположными опорами (указывается в техдокументации крана), либо при соответствующей упругой деформации пролетного строения или опор. Известные конструкции механических ограничителей [О.1, О.23, О.26, О.42, О.59, 3] сложны и недостаточно надежны, особенно при экстремальных динамических нагрузках, например, при наезде опоры на препятствие. Правилами [О.51] предписано рассчитывать козловые краны и мостовые перегружатели, не имеющие ограничителей перекоса, на максимально возможные перекосовые усилия при передвижении крана (см. пп. VI.6, VI.8).

Перспективными являются электрические ограничители перекоса, например, работающие от тензореле, датчики которого фиксируют деформацию элементов металлической конструкции (например, верхних частей поясов жесткой опоры) [О.1, 9].

*Указатели грузоподъемности* следует ставить на кранах с переменной (по вылету) грузоподъемностью, указатели наклона

крана — на нерельсовых стреловых кранах, указатели забега опор, открытого или закрытого положения грейфера, положения грузозахвата по высоте и вдоль пролета. — на кабельных кранах [О.51]. Указатели высоты подъема, вылета и положения тележки с канатной тягой обычно имеют стрелочный индикатор в кабине крановщика и механическую (трос, тяга) или электрическую (сельсины) передачу, связанную с тихоходным валом механизма или стрелой. Иностранные фирмы на козловых кранах и перегружателях применяют цифровую и световую индикацию положения груза. Широко используются бесконтактные датчики.

Конструкции указателей см., например, в работах [3, 5].

## VI.19. Механические системы для уменьшения раскачивания груза

Повышение производительности кранов может быть достигнуто за счет факторов, часть из которых относится к автоматизации управления (см. п. VI.2), а часть обеспечивается за счет механических систем для уменьшения раскачивания груза, классификация которых представлена на рис. VI.6.10 [28].

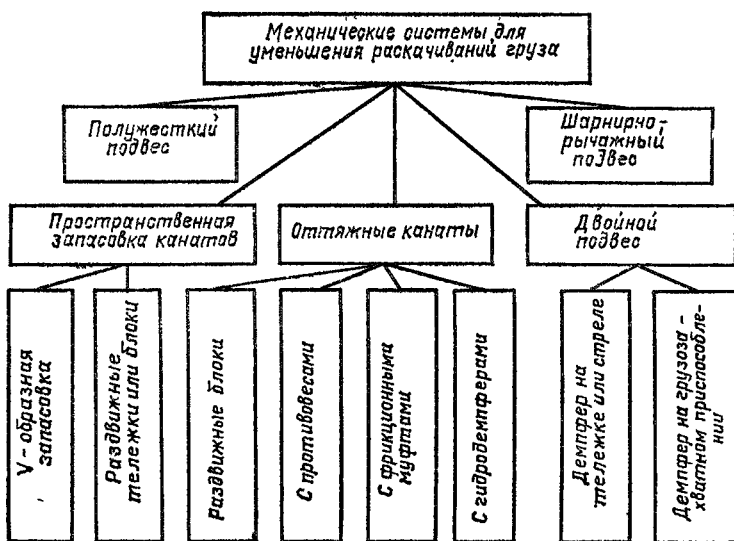


Рис. VI.6.10. Классификация механических систем для уменьшения раскачивания груза на гибком подвесе [28]

Промежуточные решения между жестким и гибким подвесами — полужесткий подвес, при котором грузозахватное устройство или груз фиксируется после подъема жесткими клиньями или упорами на металлоконструкции крана, и шарнирно-рычаж-

ный подвес, где ограничение раскачиваний груза в каком-либо направлении достигается за счет применения рычажной системы типа «нюрнбергских» ножниц (рис. VI.6.11, а) [О.28].

Одним из основных средств для предотвращения раскачиваний груза является пространственная запасовка канатов [21, 27, 31, 32, 34]. При этом стремятся запасовывать канаты в виде буквы V (рис. VI.6.11, в, VI.6.12, а). Такая V-образная запасовка эффективна лишь при значительных углах наклона канатов, которые часто ограничены конструктивными соображениями (например, компоновка тележки) и условиями взятия и отдачи груза (например, проход канатов в трюм судна); поэтому имеются схемы с раздвижными тележками или блоками, позволяющие регули-

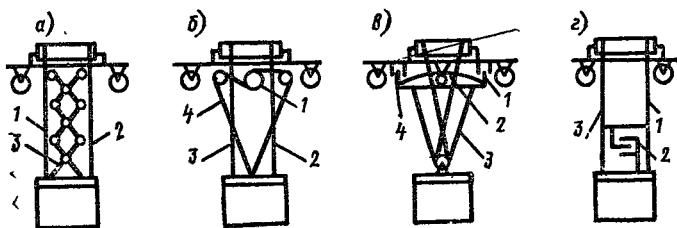


Рис. VI.6.11. Схемы подвесов груза: а — шарнирно-рычажный подвес (1, 2 — грузовые канаты; 3 — шарнирно-рычажная система); б — с оттяжными канатами (1 — барабан оттяжных канатов с демпфером; 2, 3 — грузовые канаты; 4 — оттяжные канаты); в — двойной подвес с демпфером на тележке (1, 4 — демпферы; 2 — коромысло; 3 — грузовые канаты); г — двойной подвес с демпфером на грузозахватном приспособлении (1, 3 — грузовые канаты; 2 — демпфер)

ровать угол наклона канатов. Решение задачи выбора оптимальных с позиции уменьшения раскачиваний груза размеров канатов подвесов позволяет простыми средствами добиться значительного эффекта [29].

Применяют схемы с дополнительными оттяжными канатами (рис. VI.6.11, б, VI.6.12, б) [19, 25, 32, 33], которые имеют много разновидностей: дополнительные канаты могут крепиться к подвижным противовесам, следящим барабанам или гидродемперам, раздвижным блокам; кроме ограничения раскачиваний они часто служат и для разворота груза.

Демпфирование колебаний груза возможно путем применения демпферов в схемах двойного подвеса груза; при этом демпфер устанавливают либо в подвижной точке подвеса груза на тележке (рис. VI.6.11, в) или стреле [24, 30], либо в грузозахватном приспособлении (рис. VI.6.11, г) [20]. Сила, демпфирующая колебания, наиболее часто создается применением схем со «связанными» блоками (рис. VI.6.12, в, г) [26].

Прогнозирование развития рассмотренных систем см. в работе [35], схемы подвесов груза для демпфирования колебаний — в работах [18, 21, 23, 30, 32].

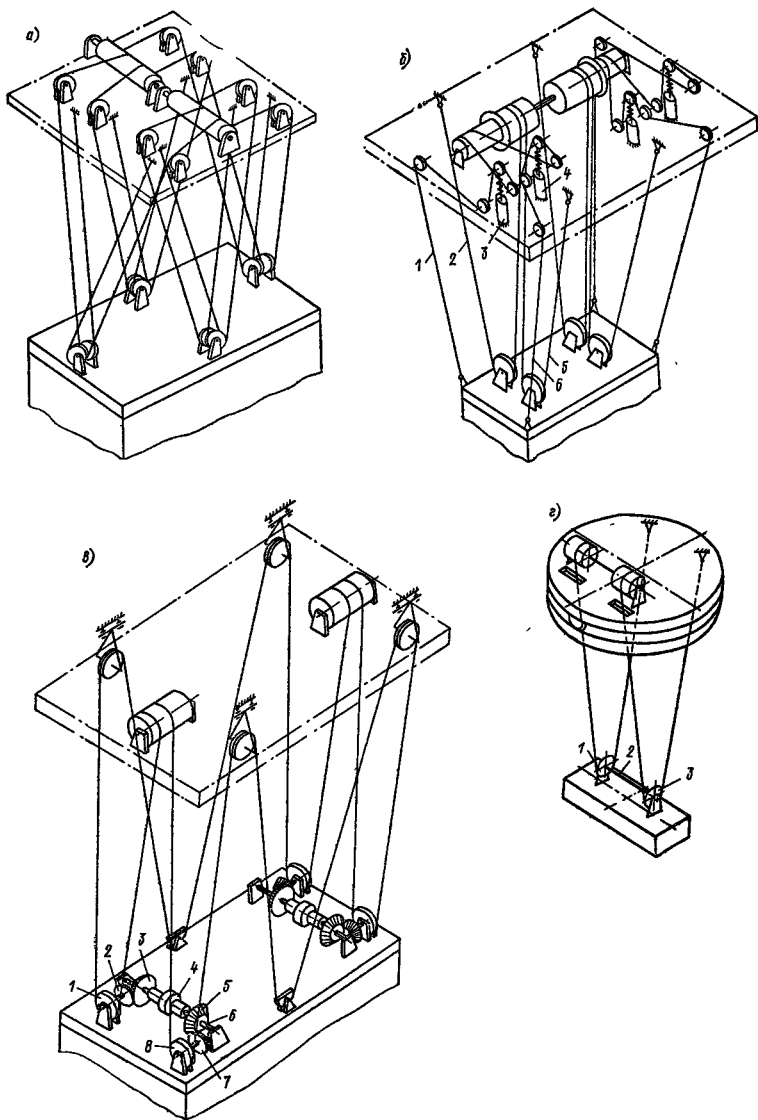


Рис. VI.6.12. Подвесы груза: а — с V-образной запасовкой грузовых канатов для уменьшения поперечных и крутильных колебаний; б — с оттяжными канатами и гидродемферами (1, б — оттяжные канаты; 2, б — грузовые канаты; 3, 4 — гидроцилиндры); в — со «связанными» блоками для демпфирования поперечных и крутильных колебаний (1, 8 — блоки, установленные на общих валах с коническими зубчатыми колесами 2, 7; 3, 5 — конические колеса, установленные на общем валу 6 с предохранительной муфтой 4); г — с общим валом для демпфирования крутильных колебаний (1, 3 — блоки, жестко сидящие на общем валу 2; на валу 2 можно устанавливать предохранительную муфту типа показанной на рис. VI.6.12, в)

## VI.20. Взвешивающие устройства

Крановые весы имеют весоизмерительный датчик и регистрирующее устройство. В простейшем случае весы представляют собой съемные пружинные или рычажные динамометры со шкалой, навешиваемые на крюк крана [О.26]. Погрешность измерения у пружинных весов  $\pm 0,5\%$  номинального веса.

В электромеханических крановых весах, встроенных в конструкцию крана [О.26, О.59, 38, 39], весоизмерительным датчиком служит канатный блок на подвижной оси (часто — блок ограничителя грузоподъемности), связанный с регистрирующим устройством в кабине крановщика сложной рычажной системой. Длительность взвешивания 10—20 с для успокоения колебаний, что снижает производительность крана. Погрешность измерения на весах современных типов 0,1% [40].

Все большее распространение получают электронные весы, отличающиеся высокой точностью, быстродействием, компактностью и удобством сопряжения с конструкцией крана. По принципу работы они аналогичны электронным ограничителям грузоподъемности (п. VI.17) и содержат весоизмерительный тензореzисторный датчик [36] либо датчик тока и напряжения статора двигателя подъема [8], электронные блоки с аналого-цифровыми и цифроаналоговыми преобразователями и регистрирующее устройство с цифровой индикацией. Элементной базой являются интегральные микросхемы. См. также работы [37, 40—43].

## VI.21. Устройства для централизованной смазки

Системы централизованной смазки гарантируют подачу смазки к каждой смазочной точке, что может быть проверено визуально по индикаторам. Централизованную консистентную смазку в кранах выполняют обычно с ручной подачей. Простейший способ — выведение группы пресс-масленок (ГОСТ 19853—74), связанных трубками с точками смазки, на отдельный щиток и смазка ручным шприцем (ГОСТ 3643—75\*).

Ручные смазочные двухмагистральные станции СДР нагнетают смазку к дозирующим питателям и обеспечивают подаваемый объем за один двойной ход не менее 6,9 см<sup>3</sup> при давлении 10 МПа, объеме резервуара не менее 2,5 л и массе 13 кг (ГОСТ 8630—82).

Для периодической подачи к поверхностям трения дозированных порций смазки применяют регулируемые питатели по ГОСТ 6911—71\*.

Обычно используют линейные сетчатые фильтры по ГОСТ 6918—81 с метрической или конической трубной резьбой.

Трубы стальные бесшовные диаметром  $d = 14$  мм (отводы) и 18 мм (магистрالی) и толщиной стенки 3 мм из стали 10 по

ГОСТ 8734—75\* могут иметь вышеуказанную резьбу и непосредственно соединяться с питателями, тройниками, фильтрами. Участки труб соединяют накидными гайками и сферическими или коническими штуцерами. Наименьший радиус загиба труб  $R = 3d$ .

Для подвода смазки к подвижным смазочным точкам применяют гибкий резиновый рукав высокого давления по ГОСТ 6286—73. Рукава соединяют с элементами системы цанговыми наконечниками *а* накидной гайкой или без таковой.

Для крепления труб служат скобы и подкладки.

Места установки станций должны обеспечивать свободу качания рукоятки и заправки. Питатели выбирают по числу близлежащих смазочных точек и устанавливают возможно ближе к ним.

## VI.22. Устройства для намотки кабеля и троллейный токоподвод

Электрические параметры элементов токоподвода и их расчет, выбор сечения кабельных и троллейных проводов см. в т. 1, п. II.8 [46, 47].

При токоподводе с помощью *кабельного барабана* мостовой магнитный кран приводится от основного двигателя через отключаемую цепную передачу и снабжен кабелеукладчиком (см. рис. VI.2.11). На порталных кранах в кабельном барабане закрепляют один конец кабеля, а второй соединяют с одной из штепсельных колонок, установленных вдоль кранового пути. Кабель наматывается на барабан при опускании противовеса, движущегося в шахте. Прогрессивным является применение кабельного барабана с рольганговым двигателем, включенным в сторону намотки кабеля и работающим в режиме противоключения при сматывании кабеля (см. Плавник Б. И., Брайн и н М. З., Офенгейм А. Р. Новый токоподвод/Инф. листок № 810—85. Ленингр. межотраслевой территориальный центр науч.-техн. инф. и пропаганды, 1985).

О кабельных барабанах с пружинным приводом и приводом от отдельного двигателя см. в работах [45, 46], расчет нагрузок на этот двигатель — в работе [44].

Токоприемники кабельных барабанов — типа ТКБ [46, 47]. Диаметр навивки кабеля должен быть не менее 20 его диаметров.

Токоподвод с *гибким кабелем* (шторная подвеска) (рис. VI.6.13) часто применяют для питания тележек кранов мостового типа и обязательно — при работе кранов в пожаро- и взрывоопасных средах. Гибкий кабель 4 закреплен на каретках 3 с роликами 2, катящимися по направляющей 1. Для исключения обрыва кабеля вместе с ним в каретках закреплен трос 5. Радиус изгиба кабеля должен быть не менее 100 мм, расстояние между каретками —

Рис. VI.6.13. Токопровод с гибким кабелем

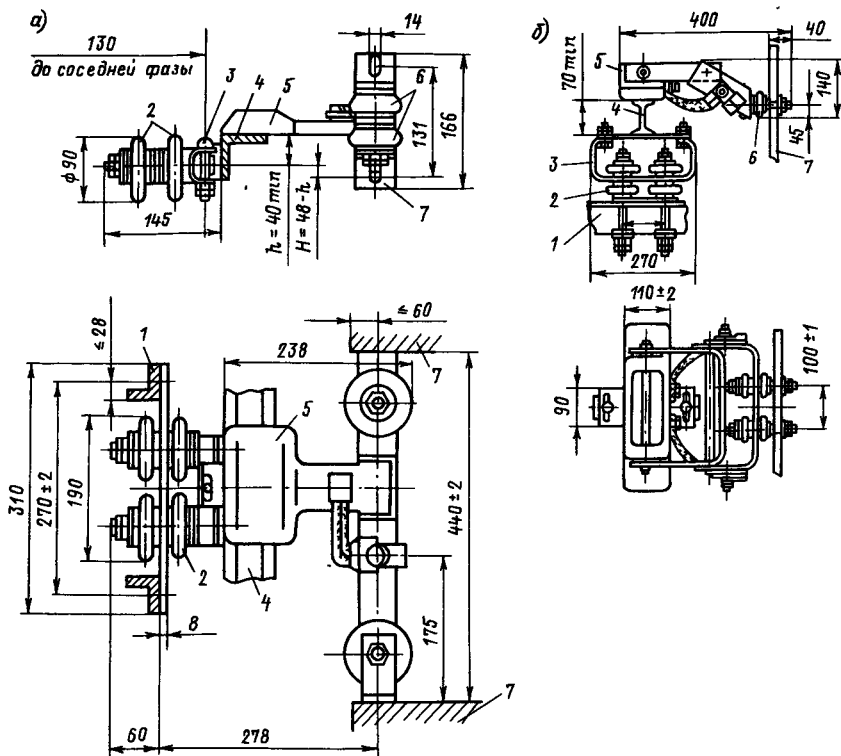
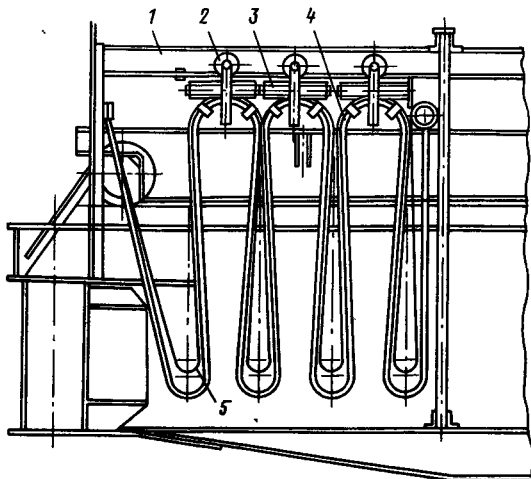


Рис. VI.6.14. Конструкции троллейного токопровода с жесткими троллями: а — с токоприемником в виде башмака; б — с установкой тролля на С-образном профиле  
1 — неподвижная конструкция; 2, 6 — изоляторы; 3 — держатель тролля; 4 — троллей; 5 — башмак; 7 — подвижная конструкция

не менее 2 м. О других конструкциях токопровода тележек мостовых кранов см. в п. VI.3. В современных конструкциях токопровода для питания грейферной тележки мостового перегружателя передвижение кареток осуществляется линейным двигателем, система регулирования обеспечивает определенную закономерность распределения тяговых усилий между каретками, провес кабеля между каретками — до 7 м [49]. На мостовых металлургических кранах применяют как кабельный, так и троллейный токопровод.

*Троллейный токопровод* с жесткими стальными троллеями используют с токоприемниками в виде башмаков (рис. VI.6.14, а) либо с установкой троллеев на С- или П-образных профилях (рис. VI.6.14, б). Конструкции токопровода см. также в работах [46, 47].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Противоугольные устройства*

1. Александрова Е. А., Абрамович И. И., Титаренко Л. В. Противоугольный захват для козловых кранов//Подъемно-транспортное оборудование: Реферат. инф. М.: НИИИнформтяжмаш. 1974. № 6-74-51. С. 17—20.
2. Брайнин М. З. Унифицированный противоугольный захват для порталных кранов//Подъемно-транспортное оборудование. М.: НИИинформтяжмаш, 1977. № 6-77-17. С. 4—6.
3. Ерофеев Н. И. Предохранительные и сигнализационные устройства кранов. М.: Машиностроение, 1980. 152 с.
4. Hebezeuge und Fördermittel. 1975. N 7; Mechanical Handling. 1975. N 12; Fördern und Heben. 1981. N 10.

### *Ограничители грузоподъемности и грузового момента, ограничители перекоса и указатели*

5. Зайцев Л. В., Полосин М. Д. Автомобильные краны. М.: Высшая школа, 1982. 208 с.
6. К вопросу о применении ограничителя грузоподъемности ОГП-1 в мостовых электрических кранах/В. Н. Березин, Н. И. Ивашков, В. С. Юнгеров, А. Ю. Шпигель//Тр. ВНИИПТмаш «Электропривод, автоматизация и надежность ПТМ». 1981. С. 121—133.
7. Козлов В. И. Рациональная установка датчика усилий ОГП-1 на стреловых кранах//Подъемно-транспортное оборудование. М.: НИИинформтяжмаш, 1977. № 6-77-20. С. 8—10.
8. Лизгунов В. Е., Бугреев Ю. В. Современные конструкции ограничителей грузоподъемности подъемно-транспортных машин//Подъемно-транспортное оборудование: Обзор. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1980. № 6-80-36. 61 с.
9. Литвак В. И. Электрические устройства автоматической аварийной защиты. М.: Машиностроение, 1980. 204 с.
10. Лобов Н. А., Заплатой В. П. Ограничители грузоподъемности мостовых кранов//Подъемно-транспортное оборудование: Обзорная инф. М.: НИИинформтяжмаш, 1974. № 6-74-25. 39 с.
11. Малышев Л. П., Челахова Е. Н. Ограничитель грузоподъемности со световой и звуковой сигнализацией//Подъемно-транспортное оборудование. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1979. № 6-79-11. С. 1—2.



12. Немешаев С. М. Модернизированный электронный ограничитель грузоподъемности порталных кранов//Механизация и автоматизация производства. 1980. № 7. С. 13.

13. Новак И. Т. Универсальный ограничитель грузоподъемности кранов//Подъемно-транспортное оборудование. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1982. № 6-82-10. С. 6—10.

14. Рудак Г. И., Мохов Ю. Н. Модернизация ограничителя грузоподъемности плавучих кранов//Судостроение. 1982. № 12. С. 10—11.

15. Хлестун В. С., Грушковский М. Р., Каменев Ю. А. Расчет ограничителя грузоподъемности торсионного типа с помощью номограммы. Краматорский индустр. ин-т, 1977. 8 с. (Деп. в УкрНИИТИ 5.11.77. № 861; РЖ «Промышленный транспорт». 1978. Реф. № 6В3 Деп.)

16. Hähm J., Schmidt-Mende P. Mikrorechner zur Lastmomentüberwachung bei Mobilkranen//VDJ-Berichte. 1981. N 421. S. 47—56.

17. Wehler H. Bedeutung der dynamische Kräfte für Überlastungsschutz an Kранen//Deutsche Hebe- und Fördertechnik. 1974. N 4. S. 73—77; N 5. S. 39—41. (Экспресс-инф. «Подъемно-транспортное машиностроение». 1974. Вып. 33. Реф. 268, 269.)

### *Механические системы для уменьшения раскачиваний груза*

18. Бирюков В. В. Специализированные краны мостового типа для штучных грузов//Подъемно-транспортное оборудование. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1980. № 33. 48 с.

19. Гаранин Н. П. Эффективное средство гашения колебаний груза на тросе//Речной транспорт. 1974. № 11. С. 40—41.

20. Гниломедов Г. И., Орлов А. Н. Исследование гибкой подвески грейфера порталных кранов и перегружателей//Тр. ЛИВТ. 1976. № 155. С. 31—38.

21. Грузозахватные устройства: Справочник/Ю. Т. Козлов, А. М. Обермейстер, Л. П. Протасов и др. М.: Транспорт, 1980. 223 с.

22. Казаков Н. И., Орлов А. Н. Влияние действительной схемы запасовки подъемных канатов на раскачивание груза при работе механизма вращения стреловых кранов//Вестник машиностроения. 1985. № 12. С. 25—28.

23. Контейнерная транспортная система/Под ред. А. Т. Дерibasа. М.: Транспорт, 1974. 432 с.

24. Ксюнин Г. П., Громенко С. И. Выбор параметров двухмаятникового подвеса, оптимального по затуханию колебаний транспортируемого груза//Тр. ТПИ. 1979. С. 122—127.

25. Лосев П. Г. Гашение колебаний груза на гибком подвесе//Механизация и автоматизация производства. 1977. № 1. С. 25—28.

26. Орлов А. Н. Исследование подвеса груза с устройством для демпфирования колебаний//Вестник машиностроения. 1980. № 10. С. 37—39.

27. Орлов А. Н. К расчету частот собственных колебаний грузов на пространственных полиспастных подвесах//Тр. ЛПИ. 1978. № 362. С. 85—93.

28. Орлов А. Н., Семенов В. П. Уменьшение раскачиваний груза на гибком подвесе при работе грузоподъемных кранов//Подъемно-транспортное оборудование. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1980. № 6-80-18. С. 1—4.

29. Орлов А. Н., Талахадзе Г. С. Автоматизированный выбор оптимальных размеров крановых канатных подвесов груза//Автоматизация проектирования в машиностроении. Л.: ЛПИ, 1987. С. 17—24.

30. Смехов А. А., Ерофеев Н. И. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами. М.: Машиностроение, 1975. 239 с.

31. Dražan F., Orlov A. N., Semenov V. P. Studie prostorové ho kladkостroje v závesu břemene//Akta polytechnika. 16 (II, 2). Práce ČVUT v Praze, 1983. S. 19—31.

32. Franke R. Über die Unterdrückung des Lastpendelns bei Laufkatzenkranen, insbesondere von Containerkranen: Diss. Dok.-Ing. München: TH, 1973. 176 S.

33. Hirano Yoshihiro. Гидравлическое устройство для предотвращения раскачивания грузов//Юацу гидзюцу. Hydraul. and Pneum. 1977. N 7. P. 61—63.
34. Jansen R. Ein Beitrag zur Untersuchung der Lastbewegungen an Container-Portalkranen: Diss. Dok.-Ing. Aachen: TH, 1972. 201 S.
35. Казаков Н., Орлов А. Прогнозиране развитието на начините на намалявана на разлюляването на товара при еластично окочване//Машиностроене. 1985. № 12. С. 541—542.

#### *Взвешивающие устройства*

36. Вербицкий Б. В., Кукуй А. С., Молчанов В. Б. Электронные крановые весы//Механизация и автоматизация производства. 1979. № 6. С. 17—18.
37. Berge H., Kompels A. Crane weighing//Sci. and Ind. (Ned.). 1976. N 7. P. 20—28. (ЭИ ПТМ, 1977. № 6. Реф. 44.)
38. Droscha H. Förderndwägen beim Hafenumschlag//Schiff und Hafen. 1973. N 5. S. 446—447.
39. Droscha H. Integration des Wägens in der Fördergang durch elektromechanische Kranwaagen//Deutsche Hebe- und Fördertechnik. 1973. N 8. S. 29—31.
40. Hängewaagen in verschiedener Ausführung//Deutsche Hebe- und Fördertechnik. 1986. 32. Juli. 25 S.
41. Load cells increase iron foundry handling efficiency//Fact. Equip. News. 1972. N 337. P. 3.
42. Pesage électronique sur pont roulant//Manutention, transport, distribution. 1977. N 2. P. 63—67.
43. Smith D. How electronic scales can be used for combining weighing and handling operations//Plant engineering. 1980. N 8. P. 121—124.

#### *Устройства для намотки кабеля и троллейный токоподвод*

44. Давидович М. Б. Асинхронный электропривод барабанов башенных кранов//Респ. межвед. науч.-техн. сб. «Электромашиностроение и электрооборудование». Киев, 1983. Вып. 37. С. 76—80.
45. Сиротюк Л. Г., Абрамович И. И. Кабельный барабан с приводом от линейного двигателя//Механизация и автоматизация производства. 1984. № 3. С. 25—26.
46. Шафилов З. Е. Экономия электроэнергии на базе совершенствования кранового токоподвода: Обзор//Подъемно-транспортное оборудование. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1985. Сер. 6. Вып. 6. 40 с.
47. Электрооборудование кранов/А. П. Богословский, Е. М. Певзнер, Н. Ф. Семерня и др. М.: Машиностроение, 1983. 310 с.
48. Horn H.-J., Off G. 10-kV-Leitungstrossen an Transtainerkränen Betriebserfahrungen bei der HHLA in Hamburg//Hansa. 1986. N 2. S. 15—16, 1278—1280, 1282.
49. Lenzkes D., Neuhaus H., Krügel W. Erste Anlage mit Linealmotoren auf Leistungswagen//Fördern und Heben. 1976. N 15. S. 1527—1529. (Экспресс-инф. «Подъемно-транспортное машиностроение». 1977. Вып. 14. Реф. 100.)

## VII

## Глава 1 Правила органов технического надзора

VII.1. Правила устройства и безопасной эксплуатации  
подъемных кранов Госгортехнадзора

Правила Госгортехнадзора [О.51] обязательны для предприятий всех министерств и ведомств. В Правилах даны указания по следующим вопросам, относящимся к технической эксплуатации и ремонту кранов: организация надзора и обслуживания (пп. 294—325), порядок регистрации (пп. 255—264); разрешение на пуск в работу (пп. 265—269); технические освидетельствования (пп. 270—293); разрешение на изготовление и ремонт кранов (пп. 39—55); материалы и сварка (пп. 56—87); нормы браковки стальных канатов (п. 278 и приложение 8).

*Технические освидетельствования*, предусматриваемые Правилами, делятся на полное, включающее осмотр, статическое и динамическое испытания, и частичное, проводимое без испытаний.

*Полному техническому освидетельствованию* подвергают вновь установленные краны и краны, находящиеся в эксплуатации (не реже одного раза в 3 года). Проходят также полное техническое освидетельствование (называемое в этом случае внеочередным) краны после переноса их на новое место работы, реконструкции и некоторых ремонтных работ.

*Статическое испытание* кранов ведется с нагрузкой, на 25 % превышающей их грузоподъемность.

*Динамическое испытание* крана производят грузом, превышающим на 10 % его грузоподъемность, в целях проверки действия механизмов и тормозов.

*Частичное освидетельствование* предусматривают не реже одного раза в 12 мес.

VII.2. Правила эксплуатации и ремонта  
грузоподъемных устройств морских судов,  
поднадзорных Регистру СССР

Правила [О.50] распространяются на судовые краны, верхние строения плавучих кранов и крановых судов, краны на плавучих доках и килекторах. В Правилах даны указания по следующим

вопросам технической эксплуатации и ремонта кранов: объем надзора Регистра (п. 1.3); материалы, термообработка и сварка (гл. 6); испытания, освидетельствования и осмотры (гл. 7); документы и маркировка (гл. 8); надзор за грузоподъемными устройствами в эксплуатации (гл. 9); испытания плавучих кранов (п. 10.3.1).

Правила предусматривают три вида освидетельствований: первоначальное, периодические и внеочередные.

*Первоначальное освидетельствование* сопровождается испытанием и полным освидетельствованием крана.

Все краны должны подвергаться *полному освидетельствованию* инспектором Регистра не реже одного раза в 12 мес. Освидетельствование называется полным, если наружный осмотр объекта дополняется другими приемами освидетельствования (замерами, дефектоскопией, проверкой действия, разборкой механизмов).

*Периодические испытания* проводят не реже чем один раз в пять лет. *Внеочередные освидетельствования* и испытания производят после замены, переоборудования или ремонта кранов, их механизмов или деталей, а также после аварий.

Кран испытывают сначала пробным грузом (табл. VII.1.1), который перемещается в крайние положения вылета, поворота и передвижения крана. Затем производят испытание рабочим грузом при работе механизмов с полными скоростями и предусмотренным совмещением движений. Одновременно проверяют действие тормозов и концевых выключателей.

Верхние строения серийных плавучих кранов (крановых судов), предназначенных для работы на волнении, сначала испытывают под нагрузкой рабочим грузом, затем — под пробной нагрузкой грузом, равным по массе 1,4 грузоподъемности крана и поднимаемым на полном вылете при положении стрелы вдоль судна, и, наконец, под пробной нагрузкой грузом, равным по массе 1,25 грузоподъемности крана и перемещаемым в крайние положения вылета, поворота и пути передвижения крана.

VII.1.1. Пробные нагрузки для грузоподъемных устройств на морских судах

Грузоподъемность крана, т	Пробная нагрузка, превышающая грузоподъемность крана
Менее 20	На 25 %
От 20 до 50	» 5 т
Более 50	» 10 %

### VII.3. Правила эксплуатации грузоподъемных устройств судов внутреннего плавания, поднадзорных Речному Регистру РСФСР

Правила [1, 2] распространяются на устройства для подъема и перемещения грузов грузоподъемностью 1000 кг и более, устанавливаемые на судах и других плавучих сооружениях, под-

надзорных Речному Регистру. В Правилах [1, ч. I, т. 1] приведены общие указания по надзору (п. 10.1), освидетельствованию, испытаниям (пп. 10.2—10.3) и запрещению эксплуатации подъемных устройств (п. 10.4).

*Освидетельствования кранов* делятся на следующие три вида: первоначальное (после постройки или капитального ремонта крана), очередные (в ходе очередных освидетельствований судна, приурочиваемых к его среднему или капитальному ремонту, т. е. проводимые через 4—6 лет), ежегодные.

При *первоначальном освидетельствовании* кран, предварительно испытанный изготовителем, предъявляют инспекции для окончательного испытания и освидетельствования. При *очередных освидетельствованиях* инспектор осматривает все узлы и ответственные детали грузоподъемного устройства в разобранном виде. На основании результатов осмотра инспектор представляет владельцу требования о необходимости ремонта. После выполнения этих требований кран подвергают ежегодному освидетельствованию. *Ежегодные освидетельствования* считаются контрольными и производятся организацией надзора в целях проверки выполнения предыдущих предписаний Регистра, действия всех механизмов, приборов и устройств.

Перед освидетельствованием проводят *испытания кранов*: статическое с пробной нагрузкой грузом, равным по массе 1,25 грузоподъемности крана, и динамическое с пробной нагрузкой грузом, равным по массе 1,1 грузоподъемности крана. *Динамическое испытание* выполняют после *статического испытания* двукратным подъемом и опусканием пробного груза на полной скорости. Проверяют также резкой остановкой груза работу тормозов. В Правилах имеются особые указания по испытаниям и маркировке съемных деталей кранов — крюковых подвесок, цепей грузовых канатов, а также содержатся требования к материалам, термообработке и сварке элементов грузоподъемных машин [2, ч. XVI, п. 6].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания (Речной Регистр РСФСР). Т. 1. М.: Транспорт, 1984. 360 с.
2. Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания (Речной Регистр РСФСР). Т. 5. М.: Транспорт, 1985. 327 с.

#### VII.4. Организация обслуживания и ремонта кранов на машиностроительных предприятиях

Организация эксплуатации, технического обслуживания и ремонта кранов регламентирована Единой системой планово-предупредительного ремонта и рациональной эксплуатации технологического оборудования машиностроительных предприятий [1].

*Техническое обслуживание* кранов осуществляется по графикам и выполняется крановщиками, дежурными слесарями и электро-слесарями; причем на техническое обслуживание каждой машины выделяются 15—20 мин в смену.

*Периодические освидетельствования* кранов производят в соответствии с графиком.

*Ремонты* механической и электрической частей кранов планируются раздельно. Для механической части кранов предусмотрены один вид технического обслуживания и две категории ремонта: текущий и капитальный.

Длительность ремонтного цикла крана в рабочих часах определяется по формуле  $T_{\text{ц}} = 14\,000\beta$ , где 14 000 соответствует ресурсу до капитального ремонта кранов наиболее тяжелого режима работы, а коэффициент  $\beta \geq 1$  (табл. VII.2.1) устанавливается в зависимости от группы режима работы крана.

##### VII.2.1. Значения коэффициента $\beta$

Объект	Режим работы	$\beta$
Мостовые краны с машинным приводом	2К, 3К (легкий)	2
	4К, 5К (средний)	1,75
	6К, 7К (тяжелый)	1,5
	8К (весьма тяжелый)	1
Кран-балки, лебедки, тельферы	2К (легкий)	2
Краны с ручным приводом	1К (ручной)	3

Ремонтный цикл включает восемь текущих и один капитальный ремонты.

Соотношение в рабочих часах объемов технического обслуживания, текущего и капитального ремонтов принято для механической части кранов таким же, как и для всего другого заводского оборудования, и составляет 1 : 7,2 : 41,3.

Техническое обслуживание и ремонты электрической части кранов планируются отдельно, причем длительность ремонтного

цикла исчисляется в календарных месяцах. Для электрической части соотношение в рабочих часах объемов текущего, среднего и капитального ремонтов составляет 1 : 5,8 : 12,5.

Плановые расчеты трудоемкости ремонтных работ выполняются исходя из категории сложности  $R$  ремонта (ремонтоусложности) и ремонтной единицы  $r$ . Для механического и электрического оборудования приняты соответственно обозначения  $R_m$  и  $R_e$ ,  $r_m$  и  $r_e$ . Категорией ремонтной сложности называется значение относительной ремонтной трудоемкости объекта. В качестве эталона для механизмов принята ремонтосложность токарно-винторезного станка 1К62, которому присвоена одиннадцатая категория ( $11R_m$ ). Эталоном для электрооборудования служит ремонтосложность асинхронного двигателя мощностью 0,6 кВт, которому присвоена первая категория ремонтосложности ( $1R_e$ ). Для мостовых кранов грузоподъемностью от 5 до 250 т ремонтосложность механической части составляет  $R_m = 9 \div 14$ , а электрической —  $R_e = 16 \div 50$ .

Трудоемкость ремонтных работ определяется в ремонтных единицах. Одна ремонтная единица механического оборудования принята равной трудоемкости капитального ремонта объекта первой категории ремонтосложности, составляющей 35 чел.-ч. В соответствии с этим же принципом ремонтная единица электрооборудования  $r_e = 15$  чел.-ч.

Штат слесарей и станочников определяют исходя из следующих нормативов межремонтного обслуживания оборудования кранов из расчета на человека в смену в ремонтных единицах: слесари  $200r_m$ ; станочники  $350r_m$ ; слесари-электрики  $500r_e$  на кранах тяжелого и весьма тяжелого режимов эксплуатации,  $650r_e$  на кранах легкого и среднего режимов эксплуатации.

Указанные нормативы исследовались во ВНИИПТмаше, в результате чего были разработаны рекомендации по длительности и периодичности технического обслуживания мостовых кранов грузоподъемностью 5—50 т [2], специальных мостовых кранов [5] и мостовых кранов грузоподъемностью 5—15 т [4].

В технических условиях на краны в ряде случаев нормируется удельная суммарная трудоемкость ремонта кранов до первого капитального ремонта и срок службы до списания, которые могут быть применены при планировании объемов ремонтных работ.

## VII.5. Организация обслуживания и ремонта строительных кранов

Техническая эксплуатация строительных кранов регламентирована Инструкцией по проведению планово-предупредительного ремонта строительных машин [6]. В строительных организациях крановое оборудование сосредотачивается в специализированных трестах (управлениях) механизации, осуществляющих монтаж,

техническую эксплуатацию и ремонт кранов (кроме капитального). В трестах имеются эксплуатационные базы и передвижные мастерские технической помощи. Капитальные ремонты кранов ведутся на специализированных ремонтных заводах.

Для кранов предусматриваются два вида технического обслуживания — ежесменное (ТО-1) и периодическое (ТО-2) — и две категории ремонта — текущий и капитальный. Длительность ремонтного цикла крана в рабочих часах определяется как  $T_{\text{ц}} = kT_{\text{н}}$ , где  $k$  — поправочный климатический коэффициент, равный единице во всех случаях, кроме работы крана на Крайнем Севере, когда  $k = 0,8 \div 0,9$ ;  $T_{\text{н}}$  — нормативная длительность ремонтного цикла, составляющая 9000—18 000 рабочих часов. Для кранов различных типоразмеров предусмотрены 10 структур ремонтного цикла, включающих 5—15 текущих ремонтов и 32—80 периодических технических обслуживаний в цикле.

Техническое обслуживание, текущий и капитальный ремонты кранов производят в зависимости от их типов и грузоподъемности соответственно через 120—300, 1200—1800, 9000—18 000 рабочих часов.

Соотношение трудоемкостей технического обслуживания, текущего и капитального ремонтов дифференцировано в зависимости от типов и грузоподъемностей кранов. Отношение трудоемкостей текущего и капитального ремонтов при этом составляет от 1 : 2,4 до 1 : 5,8. Средняя трудоемкость обслуживания, текущего и капитального ремонтов кранов в зависимости от их типов и грузоподъемностей принимается равной соответственно 20—90, 130—980, 800—3600 чел.-ч.

## VII.6. Организация обслуживания и ремонта кранов в портах

В морских портах техническое обслуживание и ремонт кранов регламентированы Правилами технической эксплуатации подъемно-транспортного оборудования морских портов. Технический надзор, осуществляемый портом, ведется в формах оперативного и периодического надзора.

Техническое обслуживание действующих кранов предусмотрено в объемах ТО-1 и ТО-2. В состав ТО-1 входят работы по обеспечению текущей работоспособности машин. Работы ТО-1 выполняются с ежесменной, ежесуточной и еженедельной периодичностью. Работы ежесменные осуществляются портовыми рабочими, управляющими машиной, а остальные — рабочими по обслуживанию и ремонту. Работы ТО-2 выполняются по графикам один раз в месяц рабочими по техническому обслуживанию и ремонту.

Плановый ремонт кранов включает ремонты текущие и капитальные. Как правило, капитальный ремонт ведется поузловым методом. Ремонтный цикл для всех кранов унифицирован и вклю-



чает пять текущих ремонтов и один капитальный. За основу планирования периодичности ремонта принят межремонтный ресурс крана (выраженный в тысячах тонн переработанного груза или машинных часах) между двумя очередными плановыми текущими ремонтами. Значения ресурсов для кранов при переработке штучных и навалочных грузов приведены в табл. VII.2.2.

VII.2.2. Межремонтные ресурсы кранов при переработке различных грузов

Номинальная грузоподъемность, т	Груз			
	Т	К	Т	К
<i>Портальные краны</i>				
5—6	$\frac{140—150}{4165}$	$\frac{840—900}{25\ 000}$	$\frac{210—290}{2700}$	$\frac{1260—1740}{16\ 200}$
	$\frac{185—205}{4165}$	$\frac{1080—1230}{25\ 000}$	$\frac{470—590}{2400}$	$\frac{2820—3540}{14\ 400}$
10	$\frac{225—255}{4165}$	$\frac{1350—1530}{25\ 000}$	$\frac{590—750}{2350}$	$\frac{3540—4500}{14\ 100}$
	$\frac{225—255}{4165}$	$\frac{1350—1530}{25\ 000}$	$\frac{590—750}{2350}$	$\frac{3540—4500}{14\ 100}$
<i>Мостовые краны</i>				
5	$\frac{60—70}{2400}$	$\frac{360—420}{14\ 400}$	$\frac{95—100}{1580}$	$\frac{570—660}{9480}$
	$\frac{80—90}{2660}$	$\frac{480—540}{15\ 960}$	$\frac{160—190}{1330}$	$\frac{960—1140}{7980}$
10	$\frac{80—90}{2660}$	$\frac{480—540}{15\ 960}$	$\frac{160—190}{1330}$	$\frac{960—1140}{7980}$
	$\frac{80—90}{2660}$	$\frac{480—540}{15\ 960}$	$\frac{160—190}{1330}$	$\frac{960—1140}{7980}$
<i>Плавающие краны</i>				
10—16	$\frac{120—170}{3600}$	$\frac{720—1020}{21\ 600}$	$\frac{350—470}{2330}$	$\frac{2100—2820}{13\ 980}$
	$\frac{—}{3600}$	$\frac{—}{21\ 600}$	$\frac{—}{2330}$	$\frac{—}{13\ 980}$
Свыше 16	$\frac{—}{3600}$	$\frac{—}{21\ 600}$	$\frac{—}{2330}$	$\frac{—}{13\ 980}$
	$\frac{—}{3600}$	$\frac{—}{21\ 600}$	$\frac{—}{2330}$	$\frac{—}{13\ 980}$
<p>Условные обозначения: Т и К — межремонтный ресурс между текущими и капитальными ремонтами соответственно.          Примечание. В числителе ресурс в тысячах тонн груза, в знаменателе — в рабочих часах.</p>				

Ремонтные работы в портах с навигационным режимом ведутся преимущественно зимой, а в портах с круглогодичной навигацией — в течение всего года.

В речных портах техническое обслуживание и ремонт кранов ведутся по Правилам технической эксплуатации перегрузочных машин речных портов [7]. Технический надзор осуществляется портом в формах оперативных и навигационных осмотров кранов. Навигационные осмотры проводятся комиссией во время навигации один раз в три месяца.

Техническое обслуживание в объеме ТО-1 возлагается на крановщиков и ремонтно-наладочные бригады. В ТО-2 включаются

ряд стандартных операций и работы по потребности, которые производятся ремонтно-наладочными бригадами. Периодичность работ ТО-2 определяется выражением  $t = 500\beta$ , где  $t$  — время в рабочих часах между двумя работами ТО-2;  $\beta$  — коэффициент, имеющий следующие значения: кран на грейферной работе —  $\beta = 0,75$ ; 50 % времени кран на грейферной работе —  $\beta = 1$ ; кран с крюком —  $\beta = 1,5$ .

Плановый ремонт кранов, работающих в навигационном режиме, ведется в межнавигационный период. Остальные краны ремонтируют круглогодично. Для кранов предусматривают ремонты текущий, средний и капитальный. Практически капитальные ремонты порталных кранов и перегружателей проводят поузловым методом, а самоходные стреловые краны ремонтируют на специализированных заводах. Средний ремонт производят раз в три года после двух очередных текущих ремонтов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Единая система плано-предупредительного ремонта и рациональной эксплуатации технологического оборудования машиностроительных предприятий. М.: Машиностроение, 1967. 591 с.
2. Зияев Д. И. Исследование ремонтосложности мостовых электрических кранов общего назначения грузоподъемностью 5—15 т//Тр. ВНИИПТмаш. 1972. Вып. 1. С. 12—26.
3. Зияев Д. И., Макарова А. Б. Техническое обслуживание кранов мостовых электрических общего назначения грузоподъемностью 5—50 т//Тр. ВНИИПТмаш «Исследования крановых механизмов и металлоконструкций». 1983. С. 142—153.
4. Зияев Д. И. Некоторые пути совершенствования технического обслуживания мостовых электрических кранов//Тр. ВНИИПТмаш «Крановые механизмы и металлоконструкции». 1984. С. 196—204.
5. Зияев Д. И. Структура ремонтного цикла специальных кранов//Тр. ВНИИПТмаш. 1971. Вып. 4. С. 63—72.
6. Инструкция по проведению плано-предупредительного ремонта строительных машин СН 207—68 (Госстрой СССР). М.: Стройиздат, 1969. 79 с.
7. Правила технической эксплуатации перегрузочных машин речных портов (Мирречфлот). Л.: Транспорт, 1983. 200 с.

## Глава 3

## Ремонт крановых механизмов

### VII.7. Формы организации ремонта крановых механизмов

Строительные краны башенные, самоходные стреловые и автомобильные проходят капитальный ремонт на специализированных предприятиях по типовым технологическим схемам с широким применением специальной технологической оснастки. В ряде случаев средние и текущие ремонты кранов этой группы осуществляются специализированными организациями.

Такие краны, как мостовые, перегружатели и порталные, ремонтируются эксплуатирующей организацией, т. е. на месте их установки силами и средствами владельца с ограниченными объемами разборки, выполнением ряда ремонтных работ непосредственно на кране и ограниченным применением специальной технологической оснастки. В таких условиях ведется капитальный ремонт преимущественно отдельных узлов и ремонтные работы в целом приобретают характер единичного ремонта.

Сведения об организации ремонта кранов на специализированных ремонтных предприятиях, а также его технологии приведены в работе [8].

Вопросы ремонта крановых механизмов рассмотрены ниже применительно к условиям производства единичных ремонтов, осуществляемых собственными силами и средствами предприятий и организаций-владельцев.

## VII.8. Соединения типа вал—ступица

Состояние посадок с натягом деталей на валах проверяют в сборе по звучанию соединения при остукивании. Только соединения, дающие звук нечистого тона, подлежат разборке. В случае разборки исправных соединений типа вал—ступица перед вторичной сборкой замеряют посадочные диаметры вала и отверстия, и если их разность не отвечает нормативам (табл. VII.3.1), посадка подлежит восстановлению.

Если при разборке соединения с натягом обнаружено изнашивание шпонки или шпоночного паза, натяг соединения вал — отверстие считается неудовлетворительным и посадка подлежит восстановлению. Посадки соединения вал — отверстие восстанавливают приемами напыления металла, наплавки или установки втулок в ступицы. Накатка поверхности вала для увеличения его диаметра не рекомендуется.

Поврежденный шпоночный паз допускается разделять до ближайшего размера, обеспечивающего правильность формы, но не выше следующего стандартного размера, причем шпонку можно изготовлять по месту. Допускается применение шпонок ступенчатого сечения, а также фрезеровка новых пазов со смещением на  $1/8$  окружности вала или ступицы. Производить сварку при ремонте шпоночных пазов не рекомендуется.

## VII.9. Подшипники

Значения радиальных зазоров (люфтов), при которых рекомендуется выбраковывать *подшипники качения* крановых механизмов, приведены в табл. VII.3.2. Состояние посадок проверяемых перед установкой подшипников должно соответствовать нормативам (табл. VII.3.3 и VII.3.4).

### VIII.3.1. Стандартные предельные и допускаемые после разборки натяги и зазоры соединений вал — ступица (мкм) [7]

Обозначение посадки		Номинальный диаметр валов, мм												
		60	65	80	100	120	140	160	180	200	200	225	250	280
по СТ СЭВ 144—75	по ОСТ	Выше до 65	Выше до 80	Выше до 100	Выше до 120	Выше до 140	Выше до 160	Выше до 180	Выше до 200	Выше до 200	Выше до 225	Выше до 250	Выше до 280	Выше до 315
$H_7/r_6$ (свыше 50 до 80 мм)	A/П <sub>р</sub>	-10	-10	-40	-50	-60	-70	-80	-80	-80	-90	-110	-120	-120
$H_7/s_8$ (свыше 80 мм)		-10	-10	-20	-30	-30	-40	-40	-40	-40	-50	-60	-60	-60
$H_9/u_8$ (свыше 40 до 80 мм)	A <sub>9</sub> /П <sub>р</sub> -1 <sub>3</sub>	-10	-30	-40	-30	-40	-50	-50	-50	-50	-60	-70	-80	-90
$H_9/s_7$ (свыше 80 мм)		-10	-10	-20	-10	-20	-20	-20	-20	-20	-30	-30	-40	-50
$H_7/r_6$	A/Г	+10/+20												
$H_7/m_6$	A/Г	+20/+30												
$H_7/k_6$	A/Г	+30/+50												
$H_7/k_6$	A/Н	+40/+60												
		+20/+30												
		+30/+40												
		+40/+60												
		+50/+70												

Примечания. 1. В числителе — наименьший натяг или наибольший зазор по СТ СЭВ, в знаменателе — их допускаемые значения после разборки соединения. 2. Численные значения стандартных натягов и зазоров округлены до 10 мкм. 3. Натяги указаны со знаком «-», зазоры — со знаком «+».

### VIII.3.2. Допускаемые (при среднем ремонте) радиальные зазоры в шарикоподшипниках (мкм) [7]

Внутренний диаметр подшипника	Первоначальный радиальный зазор	Место установки			Внутренний диаметр подшипника	Первоначальный радиальный зазор	Место установки		
		Редукторы	Открытые передачи, ходовые колеса, блоки	Шарниры стреловых систем			Редукторы	Открытые передачи, ходовые колеса, блоки	Шарниры стреловых систем
30—65	26—33	60	100	120	100—160	46—58	100	180	200
65—100	34—40	70	120	140	160—225	65—75	140	230	300

**VII.3.3. Натяги и зазоры соединений вал—кольца подшипников качения, предельные по принятому полю допуска вала и допускаемые при изнашивании соединения (мкм) [7]**

Номинальные диаметры внутренних колец, мм	$m_6$ (Т <sub>П</sub> )		$h_6$ (С <sub>П</sub> )		$g_6$ (Д <sub>П</sub> )	
	Натяги		Предельные зазоры и натяги	Допускаемые зазоры	Предельные зазоры и натяги	Допускаемые зазоры
	предельные	допускаемые				
Свыше 30 до 50	-10 -40	0	+15 -10	+20	+25 -5	+50
Свыше 50 до 80	-10 -45		+20 -15		+30 -5	
Свыше 80 до 120	-15 -55	-5	+20 -20	+40	+35 -10	+70
Свыше 120 до 180	-15 -65		+25 -25		+40 -10	
Свыше 180 до 250	-20 -80		+30 -30	+50	+45 -15	+90
Свыше 250 до 315	-20 -90		+30 -35		+50 -20	

Примечания. 1. Значения предельных зазоров и натягов округлены до 5 мкм. 2. Зазоры даны со знаком «+», натяги — со знаком «-».

**VII.3.4. Натяги и зазоры соединений кольцо—корпус подшипников качения, предельные по принятому полю допуска корпуса и допускаемые при изнашивании соединения (мкм) [7]**

Номинальные диаметры наружных колец, мм	$M_7$ (Т <sub>П</sub> )		$H_7$ (С <sub>П</sub> )		$G_7$ (Д <sub>П</sub> )	
	Натяги		Предельные натяги и зазоры	Зазоры		
	предельные	допускаемые		допускаемые	предельные	допускаемые
Свыше 50 до 80	-15 -30	0	0 +45	+50	+30 +10	+60
Свыше 80 до 120	-15 -35		0 +50		+70	
Свыше 120 до 150	-20 -40	-5	0 +60	+90	+70 +15	+120
Свыше 150 до 180	-25 -40		0 +65		+80 +15	
Свыше 180 до 250	-30 -45		0 +80	+110	+90 +15	+150
Свыше 250 до 315	-35 -50		0 +90		+105 +20	
Свыше 315 до 400	-40 -60	-10	0 +100	+110	+115 +20	+150

Примечания. 1. Значения предельных зазоров и натягов округлены до 5 мкм. 2. Зазоры даны со знаком «+», натяги — со знаком «-».

Посадки подшипников, контролируемые на узлах в сборе, а также внутренних колец на вращающихся осях и валах, наружных колец внутренних подшипников блоков, ходовых колес, паразитных зубчатых колес и барабанов считаются исправными, если кольцо и посадочная поверхность соединенной с ним детали не имеют следов проскальзывания. Посадки наружных колец подшипников вращающихся валов и осей и внутренних колец блоков и шарниров металлоконструкций считаются исправными, если они отвечают нормативам (табл. VII.3.3 и VII.3.4).

При зазорах, не превышающих 0,2 мм, посадка может быть восстановлена металлизацией колец, а при зазорах до 0,6 мм — металлизацией валов и корпусов.

### VII.3.5. Допускаемые масляные зазоры во втулках подшипников скольжения при среднем и текущем ремонтах [5]

Место установки подшипника	Принятый коэффициент увеличения первоначального зазора	Диаметр, мм				
		30—50	50—80	80—120	120—180	180—250
		Допускаемые зазоры, мм, при максимальных монтажных зазорах посадки $H_8/e_9$ , мм				
		0,15	0,18	0,21	0,24	0,29
Открытые зубчатые передачи	3	0,5	0,5	0,6	—	—
	6	1	1	1,2	—	—
Блоки и барабаны	4	0,6	0,7	0,8	1	1,2
	8	1,2	1,4	1,6	2	2,4
Ходовые и опорные колеса механизмов передвижения и поворота	4	—	0,7	0,8	1	1,2
	10	—	1,8	2	2,5	3
Шарнирные сочленения стреловых кинематических механизмов	6	—	1	1,3	1,5	1,8
	12	—	2	2,6	3	3,6
Центральные цапфы механизмов поворота	8	—	—	—	2	2,5
	12	—	—	—	3	3,5

Примечание. В числителе — значения при средних ремонтах, в знаменателе — при текущих.

Подшипники скольжения применяют преимущественно на тихоходных валах, в блоках, шарнирах стреловых систем в виде неразъемных втулок. Дефектация втулок ведется по состоянию их запрессовки в корпусах, значению масляного зазора и состоянию рабочих поверхностей. Рекомендуемые ремонтные нормативы допускаемого масляного зазора приведены в табл. VII.3.5.

## VII.10. Сферические подпятники и шариковые опорно-поворотные устройства

Для сферических подпятников, применяемых в пятах поворотных колонн кранов, требуется высокая точность установки оси колонны, чтобы угол  $\alpha$  конусности траектории последней (рис. VII.3.1) не вышел за пределы нормы. Увеличение угла  $\alpha$  сверх нормы для пят со сферическими подшипниками качения ведет к образованию усталостных трещин в сепараторах с последующим

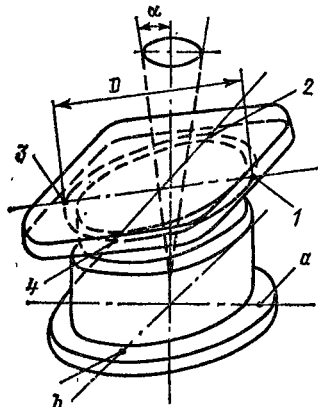


Рис. VII.3.1. Разметка на фланцах опорно-поворотной пяты точек 1—4 замера для определения прецессии оси поворотной колонны

полным разрушением подшипника, а для колонн, установленных на плоских подпятниках качения, опирающихся на сферические сегменты скольжения — к образованию задиров на трущихся поверхностях сегмента.

Угол  $\alpha$  проверяют на кране без груза при вылете стрелы, обеспечивающем почти равновесное состояние ее поворотной колонны относительно ее опор вращения. Предварительно на корпусе пяты намечают точки, между которыми будут производить замеры. Для этого на нижней поверхности поворотного фланца пяты по окружности некоторым диаметром  $D$  намечают на двух взаимно перпендикулярных диаметрах четыре точки 1—4 (см. рис. VII.3.1), а на поверхности опорного фланца пяты

под точками 1 и 2 (также на диаметре  $D$ ) — точки  $a$  и  $b$ .

Расстояние между верхними и нижними точками измеряют штангенциркулем с глубиномером или микроштихмасом. При первоначальном положении колонны между точками 1 и  $a$ , а также между точками 4 и  $b$  делают два замера, обозначаемые  $H_{1a}$  и  $H_{4b}$ . Затем колонна поворачивается на  $180^\circ$  и между точками 3 и  $a$ , а также между точками 2 и  $b$  производят еще два замера, обозначаемые  $H_{3a}$  и  $H_{2b}$ . Результаты замеров, а также абсолютные значения разностей  $\Delta_a = |H_{1a} - H_{3a}|$  и  $\Delta_b = |H_{4b} - H_{2b}|$  заносят в таблицу, форма которой приведена ниже.

Обозначение замера	Замер, мм	Обозначение замера	Замер, мм	$\Delta_a =  H_{1a} - H_{3a} $	$\Delta_b =  H_{4b} - H_{2b} $
$H_{1a}$		$H_{3a}$			—
$H_{2b}$		$H_{4b}$		—	

Угол  $\alpha$  между осями нижней и верхней частей пяты составляет

$$\operatorname{tg} \alpha \approx \alpha \approx \frac{\Delta_{\max} \sqrt{\frac{1}{1+k^2}} + \Delta_{\min} \sqrt{\frac{k^2}{1+k^2}}}{D},$$

где  $\Delta_{\max}$  и  $\Delta_{\min}$  — соответственно большее и меньшее из табличных значений  $\Delta a$  и  $\Delta b$ ;  $k = \Delta_{\min}/\Delta_{\max}$ ;  $D$  — диаметр окружности замеров, мм.

После сборки отремонтированной пяты со сферическим подпятником качения и регулировки положения колонны  $\operatorname{tg} \alpha$  не должен превышать 0,0005. При тех же условиях для пяты со сферическим сегментом скольжения  $\operatorname{tg} \alpha$  должен составлять не более 0,002 [6].

Направление оси колонны выверяют регулировкой положения опорных горизонтальных колес поворотного рельса отдельно по двум взаимно перпендикулярным направлениям, соответствующим осям замеров.

При дефектации на месте установки шариковые опорно-поворотные устройства подвергают нижеследующим проверкам и замерам. Наблюдают характер движения поворотной части крана при вращении по инерции для двух случаев: при нахождении центра тяжести поворотной части в пределах опорного контура погона и вне опорного контура (желательно — под действием наибольшего опрокидывающего момента). При этом на холостом ходу возможны местные повышения сопротивления, шумы и сотрясения поворотной части при повороте.

Суммарный износ беговых дорожек можно определить двумя замерами осевого люфта кольцевых элементов устройства в плоскости симметрии поворотной части крана при двух ее положениях (поворот на  $180^\circ$ ). На строительных кранах браковочным признаком износа канавок кольцевых элементов является значение осевого люфта, превышающее 4—5 мм.

При дефектации разобранных опорно-поворотных устройств проверяют состояние шаров и сепараторных сухарей, рабочих поверхностей дорожек качения. Дорожки качения с поверхностной твердостью 30—40 HRC<sub>0</sub> изнашиваются в форме отслаивания пленок, а при 56—62 HRC<sub>2</sub> — в виде точечного выкрашивания. Снижение поверхностной твердости канавок 215—240 HV свидетельствует о предельном износе термически усиленного слоя [5].

При капитальных ремонтах строительных кранов восстанавливают опорно-поворотные кольца с последующими автоматической наплавкой, проточкой и термообработкой по технологии, установленной на специализированных ремонтных постах. В условиях единичных ремонтов восстановление шариковых опорно-поворотных устройств нецелесообразно.



## VII.11. Зубчатые передачи

При дефектации зубьев термически неупрочненных (300 НВ) колес по толщине замеряют зубья с помощью штангензубомеров или боковой зазор — толщину смятой в зацеплении проволоки (рис. VII.3.2).

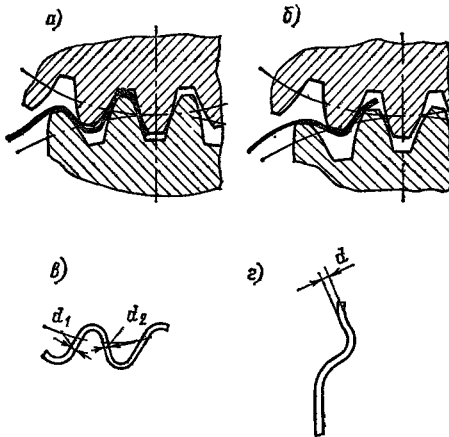


Рис. VII.3.2. Определение нормального бокового зазора  $f_n$  зубчатой пары мерной проволокой:  $a - f_n = d_1 + d_2$ ;  $b - f_n = d$ ;  $c -$  замеры деформации проволоки для случая  $a$ ;  $d -$  то же для случая  $b$

При определении толщины зуба штангензубомером требуется знать параметры передачи и, в частности, смещение основного контура. В ряде случаев более удобно выявлять суммарный износ зубьев пары по боковому зазору, для чего должен быть известен только нормальный модуль зубьев.

Применительно к мостовым кранам предельный износ зубьев зубчатых передач принимается: для механизмов подъема — до 15 % толщины и для механизмов передвижения — до 20 % [9].

Согласно нормативам, на краны, применяемые в морских портах, допускаемым износом зубьев передач по толщине в процентах

### VII.3.6. Допускаемый износ зубьев колес зубчатых передач по толщине или боковому зазору [7]

Крановые механизмы	Ремонты кранов			
	текущие		средние	
	Износ по толщине, %	Боковой зазор, мм	Износ по толщине, %	Боковой зазор, мм
<i>Редукторы зубчатые</i>				
Подъема	8	0,25т	5,5	0,17т
Остальные	11	0,35т	8	0,25т
<i>Открытые зубчатые передачи</i>				
Поворота, передвижения	20	0,65т	14	0,45т
Передвижения установочного в условиях влияния абразивных материалов	30	0,95т	20	0,65т

Примечания. 1. Дефектация по боковому зазору для открытых зубчатых передач применима только к передачам со строго фиксированным взаимным положением валов. 2. В нормативе на допускаемый боковой зазор гарантированный боковой зазор не учтен ввиду его малого влияния.

от первоначальной считается при текущих ремонтах 20/30 для механизмов подъема и 30/40 для остальных механизмов (значения в числителе — для первых и в знаменателе — для последующих пар). При капитальном ремонте допускаемый износ соответственно составляет 10/15 и 15/20. При капитальном ремонте строительных кранов для редукторов допускаемый износ зубьев по толщине не должен превышать 5 %, а для открытых передач — 10 % [8].

В табл. VII.3.6 приведены значения допускаемого износа зубьев передач по толщине и боковому зазору, дифференцированные в зависимости от типов передач и крановых механизмов, а типов в табл. VII.3.7 — допускаемые боковые зазоры для колес с различными нормальными модулями  $m$ .

Зубчатые колеса с термически упрочненными рабочими поверхностями (толщина упрочненного слоя 0,75—1,5 мм при  $m = 4 \div 8$  мм и 1,4—1,8 мм при  $m > 8$  мм) дефектуются в основном по выкрашиванию поверхностей или полному износу упрочненного слоя, а зубчатые колеса объемной закалки — по выкрашиванию и трещинам. Точечное выкрашивание и одиночные раковины не служат основанием для выбраковки колес с упрочненными поверхностями.

**VII.3.7. Допускаемые боковые зазоры (мм) в зацеплениях зубчатых редукторов [7]**

Модуль зуба, мм	Текущий ремонт		Средний и капитальный ремонты		Модуль зуба, мм	Текущий ремонт		Средний и капитальный ремонты	
	Механизм подъема	Остальные механизмы	Механизм подъема	Остальные механизмы		Механизм подъема	Остальные механизмы	Механизм подъема	Остальные механизмы
3	0,8	1	0,5	0,8	6	1,5	2	1	1,5
3,5	0,9	1,2	0,6	0,9	7	1,8	2,5	1,2	1,8
4	1	1,4	0,7	1	8	2	2,8	1,4	2
4,5	1	1,6	0,8	1	10	2,5	3,5	1,7	2,5
5	1,3	1,8	0,9	1,3	12	3	4	2	3

Примечание. Данные получены по табл. VII.3.6 с округлением результатов.

## VII.12. Гибкие муфты

Втулочно-пальцевые муфты при дефектации на месте установки проверяют на неподвижность посадки на валах, сохранность посадки пальцев (болтов), отсутствие следов ударов пальцев о металл и трещин в полумуфтах. Поврежденные посадочные поверхности под пальцы восстанавливают разверткой на больший диа-

**VII.3.8. Допускаемые при сборке взаимные смещения валов, соединенных втулочно-пальцевыми муфтами**

Диаметр $D$ меньшей из полумуфт, мм	Радиальное смещение $\Delta_r$ , мм	Перекос $\Delta_a$ , мм
До 200	0,4	1
210—300	0,5	1,5
310—400	0,6	2
410—500	0,7	2,5
510—600	0,8	3

Примечания. 1. Радиальное смещение определяют по формуле  $\Delta_r = 0,5 (a_1 - a_2)$ , а перекос — по формуле  $\Delta_a = b_1 - b_2$  (см. рис. VII.3.3). 2. Указанные значения перекосов соответствуют угловым смещениям 1/140—1/200.

метр, а трещины заваривают. Чугунные муфты с трещинами подлежат выбраковке.

При установке узлов (редукторов, электродвигателей) проверяют взаимное положение связываемых муфтами валов. Допускаемые радиальные и угловые смещения валов для втулочно-пальцевых муфт приведены в табл. VII.3.8 и на рис. VII.3.3.

*Зубчатые муфты* при дефектации на месте установки проверяют на сохранность посадки болтов, соединяющих обоймы, герметичность соединений и взаимное положение валов. При необходимости на месте же можно определить

по боковому зазору износ зубьев муфты по толщине.

Допускаемый износ зубьев зубчатых муфт, устанавливаемых на кранах, составляет до 30 % первоначальной их толщины (по

**VII.3.9. Зубчатые муфты. Толщина зубьев или боковые зазоры (мм) при нормативе допускаемого износа зубьев  $n = 20\%$  [7]**

Номера муфт	Модуль зуба	Проектная толщина зуба $S$			Установка штангензубомера по высоте зуба		Допускаемая толщина изношенного зуба $S'$ по штангензубомеру			Допускаемый боковой зазор $f$
		прямого		бочечного	втулки	обоймы	прямого		бочечного	
		Втулка и обойма	Втулка				Обойма	Втулка и обойма		
1, 2	2,5	3,65	3,73	3,65	2,5	2	2,9	3	2,9	1,5
3, 4, 5	3	4,35	4,49	4,35	3	2,4	3,5	3,6	3,5	1,7
6, 7, 8	4	5,83	6,01	5,83	4	3,2	4,7	4,8	4,7	2,4
9, 10	6	8,91	9,11	8,91	6	4,8	7,1	7,3	7,1	3,6
11, 12	8	11,92	12,2	11,92	8	6,4	9,5	10,1	9,5	4,8
13, 14, 15	10	14,91	15,27	14,91	10	8	11,9	12,3	11,9	6

Примечание. Если принятый норматив  $n'$ , %, допускаемого износа отличается от указанного в таблице, то допускаемая толщина изношенного зуба

$$S' = S \left( 1 - \frac{n'}{100} \right) \text{ и соответственно боковой зазор } f = 0,02n'S.$$

хорде делительной окружности), а для механизмов подъема — до 25 % (применительно к кранам, транспортирующим расплавленный металл, — до 15 %) [4, 9]. Износ зубьев определяют штангензубомером или щупом (по боковому зазору). В табл. VII.39 приведены значения допускаемого износа зубьев по толщине и боковому зазору исходя из 20 %-ного уменьшения толщины.

Рис. VII.3.3. Определение взаимного смещения валов, связанных втулочно-пальцевой муфтой. Замеры для расчета смещения:  $a_1$  и  $a_2$  — радиального;  $b_1$  и  $b_2$  — углового

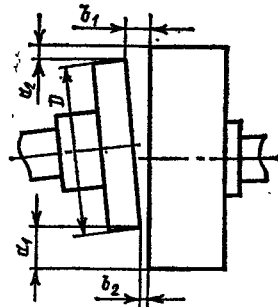
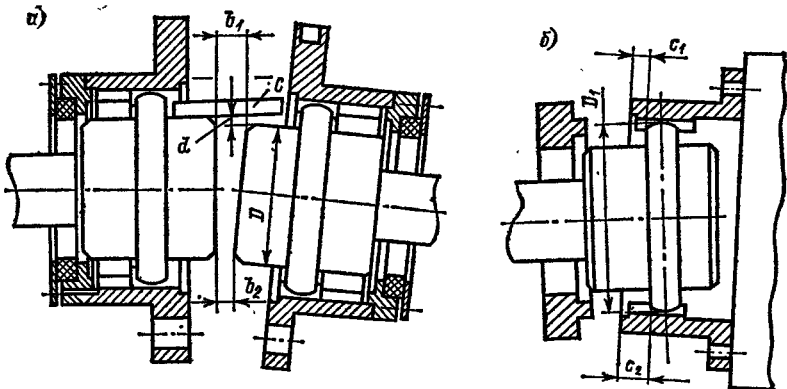


Рис. VII.3.4. Определение взаимного смещения валов, связанных зубчатой муфтой:  $a$  — типа МЗ;  $b$  — типа МЗП

Замеры для расчета смещения:  $d$  — радиального;  $b_1$  и  $b_2$  — углового;  $c_1$  и  $c_2$  — углового между осями полумуфты и промежуточного вала



Радиальное и угловое отклонения валов, соединяемых зубчатыми муфтами, замеряют при открытой обойме — по торцам втулок. Для муфт типа МЗ (рис. VII.3.4, а) радиальное смещение валов определяется зазором  $d$  между линейкой  $C$ , уложенной по образующей одной из втулок, и образующей другой втулки. Угловое смещение валов  $\alpha = (b_1 - b_2)/D$ . Для муфт этого типа радиальное смещение валов не должно превышать 1 мм, а угловое — 1/100. Для муфт типа МЗП (рис. VII.3.4, б) угол между каждым из соединяемых валов и промежуточным валом  $\alpha = (c_2 - c_1)/D_1$  не должен превышать 5/1000.

### VII.13. Тормоза автоматические

Для *тормозных шкивов* радиальное биеение при дефектации на месте установки  $\Delta \leq 0,002D$ , а для отремонтированного шкива  $\Delta \leq 0,0005D$ , где  $D$  — диаметр шкива. Канавки на поверхности

шкива глубиной свыше 0,5 мм и трещины в любых частях шкива подлежат устранению.

В стальных термически не обработанных шкивах обнаруженные трещины заваривают. Заварка трещин на термически обработанных поверхностях шкива без его предварительного отжига и следующей за сваркой термообработки не рекомендуется. Чугунные тормозные шкивы с трещинами ремонту не подлежат.

Для *главных пружин* допускается остаточная осадка до 10 % первоначальной длины. Пружину заменяют при ее искривлении, отклонении торцов пружины от перпендикулярности и продольной оси, сближении отдельных витков.

Допускаемый средний износ по толщине *тормозных накладок* составляет 0,4 первоначальной толщины при креплении на заклепках и 0,6 при креплении на клею.

Общий износ шарниров *рычажной системы тормоза* проверяют на месте установки при замкнутом тормозе. Предварительно регулировкой тяг штоков исполнительного прибора устанавливают так, чтобы он не доходил до нижнего положения на 8—10 % своего паспортного хода. При этом состоянии тормоз растормаживается и замеряется отход его колодок. Если отход колодок окажется меньше 60 % наибольшего паспортного при среднем ремонте или 30 % при текущем ремонте, то шарниры рычажной системы подлежат ремонту.

## VII.14. Блоки, барабаны, крюковые подвески

Блоки при дефектации на месте установки проверяют на легкость вращения, отсутствие трещин, отколов реборд и общих деформаций. Кроме того, по шаблонам проверяют профили канатных ручьев.

Диаметр канатных ручьев блоков в результате изнашивания не должен быть меньше значений, приведенных ниже.

Диаметр каната $d$ , мм . . . . .	От 14 до 28	От 28 до 35	Свыше 35
Диаметр канавки, мм . . . . .	$d + 1,5$	$d + 2,5$	$d + 4$

При проточке ободов блоков по ребордам и дну ручья (без применения наплавки) допускается уменьшение толщины стенок реборд для блоков чугунных — на 10 % и стальных — на 20 %. При проточке ручьев допускается уменьшение толщины обода под ручьем для блоков из стального литья на 25 %, фасонного проката — на 15 %, чугунных — на 10 %.

Блоки не подлежат ремонту в следующих случаях: износ стенок реборд чугунных блоков свыше 10 %, стальных — свыше 20 %; износ обода под дном ручья для ободов из стального литья более 40 %, из стального фасонного проката — свыше 30 %.

При ремонте стальных блоков применяют электросварку и электронаплавку. Твердость направленного слоя канатных ручьев должна быть не ниже 140—170 НВ. После ремонта блоки с окружной скоростью свыше 1 м/с рекомендуется подвергать статической балансировке.

Барабаны ремонтируют при повреждениях гребней канатных ручьев, срыве резьбы в канатных зажимах, трещинах во фланцах, изнашивании подшипников. Отдельные участки гребней на стальных барабанах восстанавливают электронаплавкой с последующей обработкой ручными шлифовальными машинами. Допускается заваривать любые трещины в барабанах, выполненных из стального проката. Трещины в барабанах из стального литья заваривают после проверки химического состава металла. При содержании углерода свыше 0,25 % заварку можно вести только по специальной технологии. Трещины в чугунных барабанах заваривают также по специальной технологии.

При дефектации крюковых подвесок проверяют отсутствие остаточных деформаций крюка, износ по высоте его вертикального сечения (допускаемый износ 10 % первоначальной высоты), отсутствие трещин в сечении крюка и на его хвостовике, исправность стопора гайки, состояние блоков, подшипников, оси и траверсы крюка, стопорных планок их болтов.

Для кранов, транспортирующих расплавленный и раскаленный металл, как правило, применяют дефектоскопическую проверку крюка и несущих щек подвески. Износ траверсы подвески по диаметру цапф допускается до 3 %.

## VII.15. Канаты

Браковка стальных канатов при ремонте крана, как и во всех других случаях, ведется по нормам Госгортехнадзора. Ниже приведены выдержки из норм браковки стальных канатов (см. приложение 8 к статье 278 Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов) [0.51].

Канаты грузоподъемных машин, предназначенных для подъема людей, а также транспортирующих расплавленный или раскаленный металл, взрывчатые, огнеопасные и ядовитые вещества, бракуют при вдвое меньшем числе обрывов проволок на одном шаге свивки, чем указано в табл. VII.3.10. При поверхностном изнашивании каната или коррозии проволок число обрывов на шаге свивки как признак браковки должно быть уменьшено в соответствии с данными табл. VII.3.11.

Конические муфты для концевого закрепления канатов заливают цинком или легкоплавкими сплавами. Цинк более распространен в связи с высокой надежностью соединения и относительной простотой производства работ. При заливке муфт цинком порядок изготовления соединения следующий (рис. VII.3.5): свободный конец каната, протянутого через муфту длиной  $L_1$

**VII.3.10. Число обрывов проволок на длине одного шага свивки каната, при котором канат должен быть забракован [0.51]**

Первоначальный коэффициент запаса прочности при установленном Правилami отношении $D : d$	Конструкция каната							
	$6 \times 19 = 114 + 1 \text{ о. с.}$		$6 \times 37 = 222 + 1 \text{ о. с.}$		$6 \times 61 = 366 + 1 \text{ о. с.}$		$18 \times 19 = 342 + 1 \text{ о. с.}$	
	Число обрывов проволок на длине одного шага свивки							
	крос-товой	односторонней	крос-товой	односторонней	крос-товой	односторонней	крос-товой	односторонней
До 6	12	6	22	11	36	18	36	18
Свыше 6 до 7	14	7	26	13	38	19	38	19
Свыше 7	16	8	30	15	40	20	40	20

Условные обозначения:  $D$  — диаметр барабана, мм;  $d$  — диаметр каната, мм; о. с. — органический сердечник.

**VII.3.11. Нормы браковки каната в зависимости от поверхностного изнашивания или коррозии [0.51]**

Уменьшение диаметра проволок в результате поверхностного изнашивания или коррозии, %	Число обрывов проволок на шаге свивки, в % от норм, указанных в табл. VII.3.10
10	85
15	75
20	70
25	60
30 и более	50

**VII.3.12. Определение температуры расплава по окраске сосновой лучины [0.51]**

Температура расплава, °С	Окраска и загорание лучины
400	Легкое пожелтение
450	Коричневая
500	Черная, воспламенение в отдельных точках
600	Мгновенное обугливание, вспыхивание целиком

распускают, а его сердцевину вырезают, причем концы проволок не загибают. Распущенные концы проволок промывают бензином, протравливают в 50 %-ном растворе соляной кислоты и затем промывают в кипящей воде. Ни проволоки, ни поверхность конической муфты лужению не подвергают. Непосредственно перед заливкой муфту подогревают пламенем паяльной лампы до 100 °С (проверка по вскипанию брызг воды).

Цинк марки ЦЗ (ГОСТ 3640—79) расплавляют в разливочной ложке. Температура его перед заливкой должна составлять 400—450 °С, причем границы диапазона температуры должны быть выдержаны по возможности точно. Температуру расплава определяют с помощью пирометра или по окраске сосновой лу-

чины, окунаемой в расплав (табл. VII.3.12). Поверхность расплава в разливочной ложке засыпают угольной пылью, после чего заливку металла ведут непрерывной струей до прекращения оседания расплава и сопровождают легкими ударами молотка по муфте.

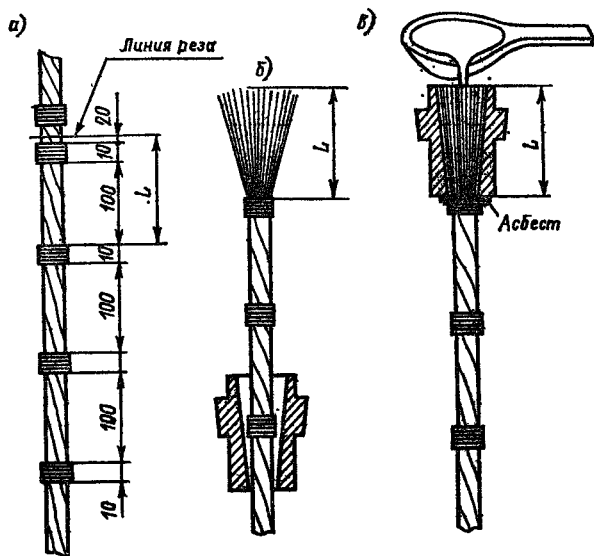


Рис. VII.3.5. Заливка каната в конической муфте цинковым расплавом: а — установка бензелей перед резкой каната; б — канат заведен в муфту, его проволоки на конце разведены и сердцевина вырезана; в — муфта установлена в положение заливки цинковым расплавом и герметизирована асбестом

После остывания соединения муфта может быть опущена (сбита) по канату и поверхность залитого конуса осмотрена для проверки качества заливки.

## VII.16. Ходовые колеса

Срок службы ходовых колес зависит от материалов и технологии изготовления, точности их установки и состояния путей. Основной формой изнашивания ходовых колес, как правило, определяющей необходимость их замены или ремонта, является уменьшение толщины реборд, в отдельных случаях сопровождаемое образованием трещин. Существенному повышению срока службы реборд способствует применение дисульфидомолибденовых смазочных стержней [3]. Для приводных ходовых колес характерно также изнашивание болтовых соединений с зубчатыми венцами.

Допускаемый износ реборд по толщине составляет 50 % первоначальной толщины. Диаметральный размер раковин выкрашивания на рабочих поверхностях колеса не должен превышать 10 мм [6], а допускаемое искривление образующей беговой



поверхности колеса — 2 мм для колес мостов и 1,5 мм для колес грузоподъемных тележек [10].

Реборды и поверхности качения колес восстанавливают по специальной технологии с применением самоупрочняющихся материалов [10]. Результаты исследования долговечности наплавленных крановых ходовых колес приведены в работе [2], а вопросы повышения износостойкости крановых ходовых колес рассмотрены в работах [9, 11].

Установка новых и отремонтированных ходовых колес на кран должна сопровождаться рядом контрольных измерений. Ходовые колеса, связанные между собой зубчатыми передачами, подбирают при их смене и после ремонта по длинам окружностей катания, причем расхождение длин не должно превышать 0,3 %. Допуски на установку ходовых колес мостовых кранов регламентированы ГОСТ 24378—80 и составляют: отклонение от вертикальной плоскости торцовых поверхностей колес и от общей плоскости торцов колес концевой балки или балансира не более  $0,002D$ , где  $D$  — диаметр колеса по гребням реборд; отклонение от параллельности общих плоскостей колес при пролете путей, не превышающем 22,5 м, не более 5 мм, при пролете свыше 22,5 м — не более 8 мм; отклонение пролета моста, не превышающего 22,5 м, не более 5 мм, свыше 22,5 м — не более 8 мм; отклонение длины базы крана не более 5 мм. Отклонение от вертикали торцевых поверхностей колес  $f \leq 2/1000D$ .

Влияние точности установки ходовых колес на срок их службы исследовано в работе [1]. Способы проведения замеров точности установки ходовых колес для мостовых кранов изложены в работе [6]. Сведения об устройствах и приборах для проверки установки ходовых колес приведены в работе [1].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аникеева Ф. Л. Влияние точности установки ходовых колес на их срок службы//Тр. ВНИИПТмаш. 1972. Вып. 1. С. 36—45.
2. Аникеева Ф. Л. Долговечность наплавленных крановых ходовых колес//Тр. ВНИИПТмаш. 1971. Вып. 4. С. 85—91.
3. Аникеева Ф. Л. Повышение износостойкости крановых ходовых колес и подкрановых рельсов при применении твердой смазки//Тр. ВНИИПТмаш. 1970. Вып. 6 (101). С. 79—85.
4. Веденеев А. Г. Техническое обслуживание и ремонт грузоподъемных кранов и съемных грузозахватных приспособлений. М.: Лесная промышленность, 1976. 240 с.
5. Вердников В. Г. Восстановление деталей опорно-поворотных кругов строительных башенных кранов. М.: Стройиздат, 1974. 71 с.
6. Григоренко А. Г., Сисин И. А., Сердюков В. М. Технический контроль при эксплуатации подкрановых сооружений. М.: Metallurgizdat, 1979. 272 с.
7. Механизмы грузоподъемных кранов: Требования к ремонту. РТМ 212.0143—86, Л.: Транспорт, 1988. 70 с.
8. Новиков И. В. Справочник по ремонту кранов на пневматическом ходу. М.: Стройиздат, 1975. 208 с.

9. Повышение прочности и долговечности крановых ходовых колес. М.: ЦНИИТЭИмаш, 1981. 21 с.
10. Ремонт и модернизация кранов машиностроительных заводов/Под ред. П. В. Петухова. М.: Машиностроение, 1972. 175 с.
11. Спицына И. О., Аникеева Ф. Л. Повышение износостойкости крановых ходовых колес//Краны и грузоподъемные машины. Сб. 6-74-8, М.: НИИИнформтяжмаш, 1974. С. 17—23.

### VII.17. Осмотр и дефектация элементов и соединений

При осмотрах металлоконструкций ведут поиск трещин в элементах и швах, проверяют неподвижность заклепочных и болтовых соединений, обращают внимание на возможные общие и местные деформации элементов и конструкции в целом.

Трещины, обнаруженные при осмотре, независимо от принимаемого решения относительно ремонта засверливают по концам для ограничения их дальнейшего развития. По возможности устанавливают причины; вызвавшие трещины (влияние местных концентраторов, низкое качество работ; случайные ударные нагрузки, низкотемпературная хрупкость и т. д.). Трещины, возникшие в низкотемпературных условиях, рассматриваются как трещины хладноломкости и подлежат заварке немедленно, независимо от того, будет ли в дальнейшем работать кран.

При дефектации стержней ферм по относительной стрелке остаточного прогиба можно принимать, что сжатые стержни теряют приблизительно 5 % несущей способности при прогибе 1/500, 10 % — при прогибе 1/300. Растянутые стержни при прогибе 1/150 по условиям работы практически не отличаются от прямых.

В табл. VII.4.1 приведены нормативы допускаемых остаточных деформаций элементов крановых металлоконструкций (по материалам «Методических указаний по проведению обследования металлоконструкций с целью возможности их дальнейшей эксплуатации», ВНИИПТмаш, 1984).

Заклепочные и болтовые соединения проверяют на плотность пакета путем остукивания заклепок и болтов, а также выборочной затяжки болтов. Кроме того, во время работы механизмов соединения проверяют на взаимную неподвижность элементов пакета. Соединения считаются неисправными при любых перемещениях элементов пакета, головок заклепок или болтов во время движе-

### VII.4.1. Дефектация металлоконструкций мостовых и крановых кранов по деформативным повреждениям

Места и характер деформативных повреждений	Допускаемые значения деформаций. Налагаемые эксплуатационные ограничения
Отрицательный остаточный прогиб главных балок	<p>Стрелки <math>f_{\sigma}</math> прогиба главных балок и <math>f_K</math> прогиба консолей при пролете балок <math>L_{\sigma}</math> и вылете консоли <math>L_K</math></p> <p>При <math>f_{\sigma} \leq 0,0022L_{\sigma}</math> эксплуатация допускается при условии проведения тщательных осмотров и нивелировок конструкции не реже одного раза в год</p> <p>При <math>0,0022L_{\sigma} &lt; f_{\sigma} \leq 0,0035L_{\sigma}</math> эксплуатация допускается при обязательных тщательных осмотрах не реже одного раза в четыре месяца</p> <p>При <math>f_{\sigma} &gt; 0,0035L_{\sigma}</math> или <math>f_K &gt; 0,006L_K</math> эксплуатация должна быть прекращена до проведения реконструкции, восстанавливающей строительный подъем при одновременном усилении балок</p>
Искривление главных балок в плане	<p>Стрелка искривления оси балки длиной <math>L</math> для однобалочных кранов с балками двутаврового сечения, не имеющими дополнительных ферм и несущих балок, <math>f \leq 0,002L_{\sigma}</math></p> <p>То же для одно-, двухбалочных и решетчатых конструкций <math>f \leq 0,005L_{\sigma}</math></p> <p>При положении подтележного рельса над вертикальной стенкой балки (пояса фермы) смещение оси рельса от оси стенки не должно превышать <math>2s</math>, где <math>s</math> — толщина стенки</p> <p>При расположении подтележного рельса вне зоны стенки допускаемая деформация определяется возможностью свободного передвижения тележки, но не должна превышать указанную выше величину</p>
Скручивание главных балок	<p>Скручивание (условно определяемое как наибольшее расстояние между проекциями на горизонтальную плоскость верхнего и нижнего поясов балки) для однобалочных кранов с балкой двутаврового сечения без ферм и несущих балок <math>f \leq 0,001L_{\sigma}</math></p> <p>То же для главных балок листовой и решетчатой конструкций <math>f \leq 0,002L_{\sigma}</math></p>
Искривление стержней решетчатых конструкций	<p>Стрелка прогиба оси стержня при его длине <math>l</math> по геометрической схеме. Для стержней вертикальных ферм <math>f \leq 0,0035l</math>, для стержней для горизонтальных ферм <math>f \leq 0,007l</math></p>
Местные деформации: полки и стенок коробчатых и двутавровых конструкций стержней открытого сечения, решетчатых конструкций стержней трубчатого сечения	<p>Стрелки местных выпучин и вмятин при толщине деформированной детали <math>s</math>. Для сжатых поясов <math>f \leq 2s</math>, для растянутых поясов и стрел <math>f \leq 3s</math></p> <p>Стрелка прогиба, вызванного местной деформацией на длине не выше 1,5 ширины полки, <math>f \leq 3s</math>, где <math>s</math> — толщина полки</p> <p>Стрелка прогиба вмятин длиной не более 0,6 диаметра трубы <math>f \leq 2</math>, где <math>s</math> — толщина стенки</p>

ний крана, а также при обнаружении трещин, выходящих из-под накладок. Для соединений на высокопрочных болтах признаками дефектности стыка служат отдельные разорвавшиеся болты, подвижность соединения, возможность дополнительной затяжки болтов нормативным моментом и повреждение гидроизоляции. В случаях разборки соединений на высокопрочных болтах вторично использовать болты не рекомендуется.

При обнаружении в нижних частях элементов замкнутых сечений выпучивания стенок или трещин проверяют сохранность сварных швов и проходимость дренажных отверстий.

## VII.18. Ремонтные материалы

При ремонте металлоконструкций кранов, инспектируемых Госгортехнадзором, требуется применять стали номенклатуры, приведенной в т. 1 настоящего справочника (см. табл. I.1.1— I.1.6), причем выбираемая марка стали по механическим характеристикам и категории поставки должна соответствовать или быть выше марки, примененной заводом — изготовителем крана.

При ремонте кранов, поднадзорных Регистру СССР или Речному Регистру РСФСР, следует учитывать, что металлоконструкции судовых и плавучих кранов должны отвечать требованиям классификации корпусных сталей, предусматривающей их подразделение на категории в зависимости от химического состава, механических свойств, степени раскисления и термообработки.

Согласно Правилам обеих указанных организаций сталь для изготовления и ремонта металлоконструкций кранов, предназначенных для работы при температуре выше  $-20^{\circ}\text{C}$ , должна быть не ниже категории В, но при толщине до 12,5 мм допускается применять сталь категории А.

Для ручной сварки ремонтируемых крановых металлоконструкций в зависимости от марок свариваемых сталей и требований к пластичности шва применяют нижеследующих типов электроды по ГОСТ 9466—75.

Типы электрода . . .	Э42, Э42А	Э46, Э46А,	Э50, Э50А
Марки стали . . . .	ВСт3	09Г2, 09Г2Д	15ХСНД, 09Г2С, 09Г2СД, 10ХСНД

Для сварки угловых швов служат электроды типов Э42, Э46 и Э50, а для сварки стыковых швов и, в частности, в замкнутом контуре — электроды Э42А, Э46А и Э50А. Наиболее широко при ремонте используют электроды марок УОНИ 13/45, УОНИ 13/45А, УОНИ 13/55 и УОНИ 13/55А, а для вертикальных швов при сварке сверху вниз — АНО-9.

## VII.19. Ремонт клепаных и болтовых соединений

В клепаных соединениях при появлении признаков подвижности элементов пакета проверяют плотность постановки заклепок и дефектные заменяют на новые того же или большего диаметра

в зависимости от состояния отверстий. Заклепки могут быть также заменены болтами по ГОСТ 7817—80, устанавливаемыми в отверстия, развернутые до номинального диаметра болта с полем допуска  $H_{11}$ , что для отверстий диаметром 10—18 мм соответствует  $+0,11/0$  мм, а для отверстий диаметром 18—30 мм  $+0,13/0$  мм.

Возможна частичная или полная замена заклепок высокопрочными болтами. В таких соединениях болты и заклепки должны располагаться симметрично относительно оси действия нагрузки, а зачистку поверхностей контакта производят только под шайбами болтов.

При обнаружении выходящих из-под накладок трещин в элементах, соединенных болтами, стык подвергают ревизии под всеми накладками. После заварки трещин плотность посадки болтов всего стыка должна быть восстановлена.

В соединениях на болтах повышенной точности, установленных в отверстиях из-под развертки, при обминании болтов или отверстий болты заменяют на большие или ставят высокопрочные болты.

## VII.20. Ремонтные сварные соединения

При разработке конструкции ремонтных сварных соединений, вставок и других элементов металлоконструкций следует избегать решений, способствующих снижению циклической прочности соединений, в связи с чем неприемлемы резкие переходы сечений, сходящиеся под углом менее  $60^\circ$  сварные швы, сближение соседних швов менее чем на 50 мм, вставные элементы поясов и стенок длиной менее 200 мм, относительное смещение в стержнях и балках поперечных швов поясов и стенок менее чем на 150 мм, смещение поперечных швов относительно диафрагм менее 50 мм.

*Стыковые соединения* представляют собой основной вид ремонтных сварных соединений для листов и сварных профилей, выполняют их в виде швов двусторонних или односторонних на остающейся подкладке по ГОСТ 5264—80. В некоторых случаях применяются также односторонние стыковые швы, дублируемые накладками.

При ремонте разгруженных от постоянных нагрузок конструкций швы двухсторонние и на остающихся подкладках обеспечивают высокую циклическую прочность соединений. Ремонтные стыковые швы, выходящие на кромки листов, следует продолжать на выводные планки и зашлифовывать со всех доступных сторон вровень с основным металлом.

При ремонте металлоконструкций кранов режимов 6К и более тяжелых следует по возможности применять не угловые, а стыковые швы.

Сварка встык прокатных уголковых профилей не допускается, а их сварные соединения на накладках используют преимуще-

ственно для вспомогательных конструкций. Для расчетных угловых элементов ремонтную стыковку, как правило, осуществляют накладками на болтах или заклепках.

*Сварные соединения на накладках* применяют при ремонте металлоконструкций на месте установки при невозможности полностью снять нагрузки от собственной массы или ограниченности заданных сроков ремонта. Накладки служат также в качестве

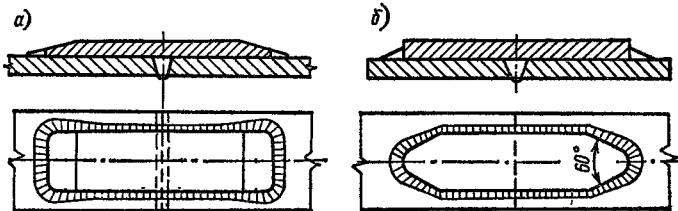


Рис. VII.4.1. Сварные соединения на накладках со скосами: *а* — по высоте; *б* — в плане

дополнительного усиления односторонних стыковых швов, а также при невозможности контроля шва физическими методами в тех случаях, когда их обязательность регламентирована.

Накладки существенно снижают циклическую прочность соединения, в связи с чем следует применять накладки наименьшей возможной по расчету толщины, угловые швы с наименьшими катетами, а швы лобовые — с отношением катетов 1 : 2 и последующей шлифовкой последних. На рис. VII.4.1 приведены рекомендуемые конструкции накладок.

## VII.21. Ликвидация трещин

При обнаружении трещины определяют границы ее распространения с обеих стороны элемента, после чего по ее концам просверливают отверстия. Независимо от принятого метода ремонта, эти отверстия в дальнейшем оставляют незасверленными. Кромки трещины подготавливают под сварку воздушно-дуговой или газовой резкой. При положительной температуре можно вырубать кромки пневматическим зубилом.

На рис. VII.4.2 приведены формы кромок, применяемые при заварке трещин. Кромки форм, показанных на рис. VII.4.2, *а*, *б*, получают газовой резкой, а на рис. VII.4.2, *в* — рубкой пневматическим зубилом [4], что осуществимо лишь не в непосредственной близости сварных швов.

Трещины заваривают двусторонними или односторонними на подкладке стыковыми швами. В тех случаях, когда трещина выходит на кромку элемента, шов выносят на выводную планку. Ремонтные стыковые швы рекомендуется зашлифовывать со всех доступных сторон (включая кромки листов) вровень с основным металлом.

Заварка стыковыми швами трещин в прокатных фасонных профилях возможна лишь при условии, что трещина не выходит за пределы одной стенки или полки и допускает засверловку конца примыкающего к обушке сечения. Заварка трещин стыковым швом в поясах сварных двутавровых балок возможна, если трещина не достигает поясного шва и также допускает засверловку. Если трещина выходит на поясной шов и далее на стенку, то ремонт ведется, как показано на рис. VII.4.3.

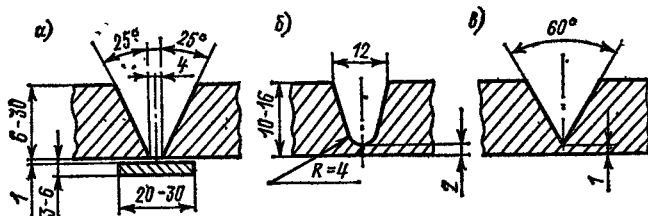


Рис. VII.4.2. Формы кромок под швы для заварки трещин в листах: *а* — для одностороннего шва на остающейся подкладке; *б* — для одностороннего шва, перекрываемого накладкой; *в* — для двустороннего или одностороннего шва, перекрываемого накладкой

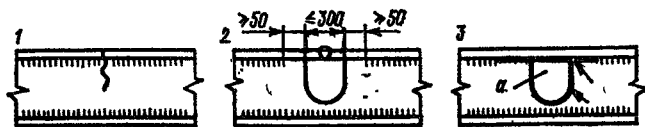


Рис. VII.4.3. Устранение трещин в сварных стержнях двутаврового сечения 1 — положение трещины; 2 — часть стенки вырезана, трещина в поясе заварена; 3 — установлена и приварена вставка *а* и восстановлен поясной шов

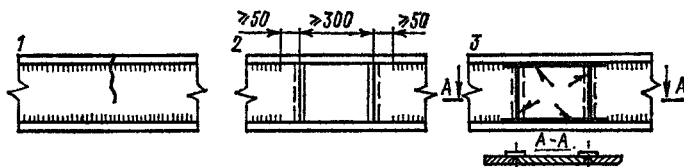


Рис. VII.4.4. Устранение трещин в сварных стержнях двустенчатого сечения 1 — положение трещины; 2 — стенка вырезана, пояс заварен, установлены подкладки по вертикальным кромкам стенки; 3 — установлена вставка стенки, заварены вертикальные, а затем горизонтальные швы

При заварке трещин в поясах двустенчатых стержней и балок, не имеющих внутренних продольных ребер жесткости, предварительно снимают часть стенки, достаточную для доступа в полость, шов пояса делают двусторонним или односторонним на подкладке, а вставку стенки приваривают односторонними швами на подкладках (рис. VII.4.4). Трещины в двустенчатых балках, находящиеся в пределах пояса или стенки, но не вблизи ребер жесткости, могут быть вырезаны с последующей вваркой вставки, как это показано на рис. VII.4.5. Соотношение размеров вставки по главным осям должно допускать ее установку на место с заранее прихваченной подкладкой.

Ремонт широких двустенчатых балок (включая сплошностенчатые конструкции крановых стрел), получивших значительные поперечные трещины и восстанавливаемых в демонтированном состоянии, ведется стыковыми швами.

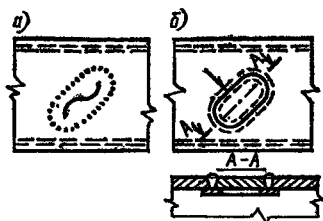


Рис. VII.4.5. Устранение трещин в сварных стержнях двустенчатого сечения установкой вставки; а — положение трещины и разметка под вырезку; б — заварка

Накладки применяют для главных балок мостовых кранов, ремонтируемых на месте установки в неразгруженном состоянии (рис. VII.4.6, а, б). Ремонт металлоконструкций мостовых кранов подробно изложен в работах [0.36, 4].

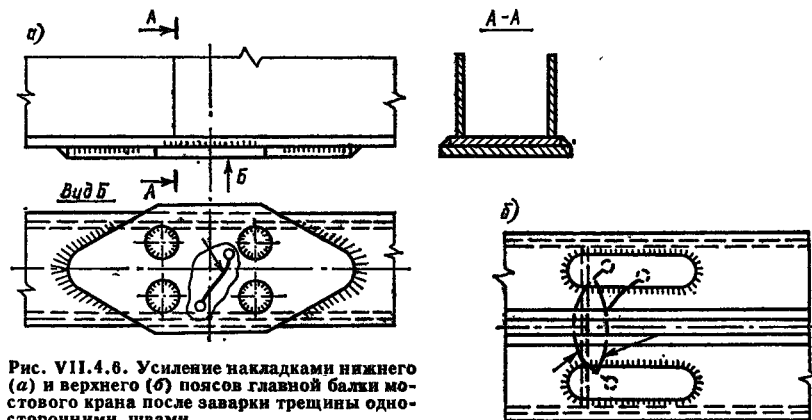


Рис. VII.4.6. Усиление накладками нижнего (а) и верхнего (б) поясов главной балки мостового крана после заварки трещины односторонними швами

При эксплуатации мостовых кранов нередко наблюдается снижение строительного подъема главных балок. Вопросы, связанные с изменением строительного подъема балок мостов, рассмотрены в работах [0.36, 1]. Некоторые данные по ремонту металлоконструкций порталных кранов приведены в работах [4, 5].

## VII.22. Восстановление сплошностенчатых сварных конструкций

Балочные двустенчатые конструкции, подвергшиеся местным деформациям или разрушениям, восстанавливают вваркой новых секций (панелей). Такие секции изготовляют в виде пространственных полностью законченных узлов или собирают на месте установки из плоских элементов.



Конструкция соединительного стыка и порядок работ при стыковке зависят от того, предполагается ли производить сварку в замкнутых объемах или она планируется как наружная. На

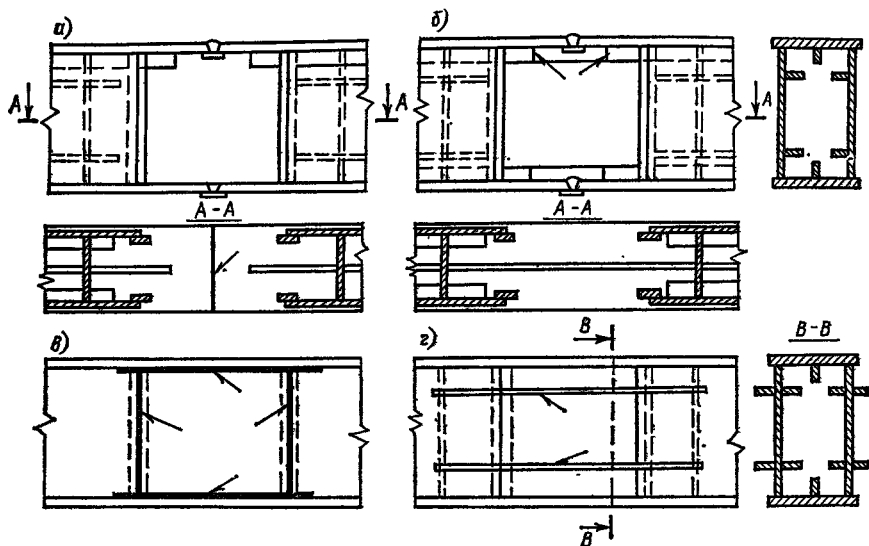


Рис. VII.4.7. Ремонтный стык двустенчатой балки: а — секции состыкованы, заварены стыковые швы поясов; б — установлены вставки продольных ребер; в — установлены и приварены вставки обеих стенок; г — установлены снаружи и приварены секции продольных ребер жесткости стенок

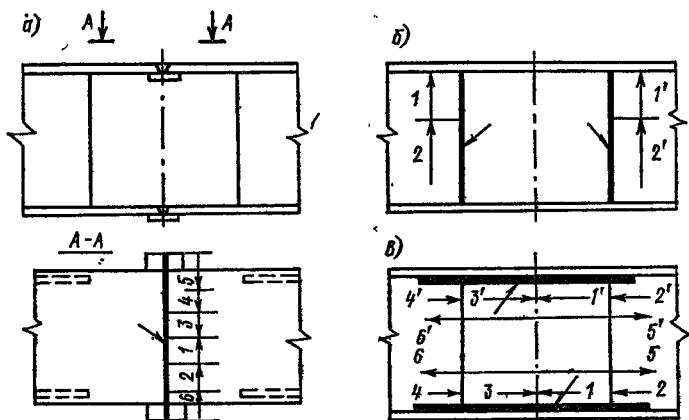


Рис. VII.4.8. Порядок наложения швов в ремонтном стыке двустенчатой балки: а — швов поясов; б — швов вертикальных стенок; в — швов горизонтальных стенок. Цифры означают последовательность наложения слоев и участков швов

рис. VII.4.7 показана последовательность сборки и сварки ремонтного стыка двустенчатой балки (стрелы) без применения сварочных работ в замкнутых объемах, что вынуждает ставить

часть продольных ребер жесткости в зоне стыка на наружных поверхностях конструкции. На рис. VII.4.8, а представлена последовательность заварки швов стыка двумя сварщиками.

## ОПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гохберг М. М., Ворожцов А. Г. Причины образования остаточных прогибов пролетных балок мостовых металлургических кранов//Металлургия и горнорудная промышленность. 1986. № 3. С. 54—55.
2. Поссе К. К., Прохоров В. Н., Вершинский А. В. Виды деформации балок крановых мостов в процессе эксплуатации и методы, их предотвращающие. М.: НИИинформтяжмаш, 1977. 58 с.
3. Розенштейн Б. М. Изменение строительного подъема металлоконструкций мостовых кранов//Тр. ВНИИПТмаш. 1969. Вып. 3. С. 55—71.
4. Соколов Л. И. Ремонт металлоконструкций металлургических кранов. М.: Металлургия, 1982. 84 с.
5. Техника перегрузочная портовая. Указания по ремонту металлических конструкций грузоподъемных кранов. РТМ 212.0093—79. Указания по техническим осмотрам и деформации металлоконструкций порталных кранов. РТМ 212.0110—82. Л., Транспорт, 1983. 103 с.

## Глава 5

## Смазочные материалы и гидравлические жидкости крановых механизмов

---

### VII.23. Смазочные материалы

Для кранов, выпускаемых отечественной промышленностью, заводы-изготовители указывают номенклатуру смазочных материалов и режимы смазки. Поставщики кранов, поступающих по импорту, в рекомендациях по смазке указывают зарубежные марки нефтепродуктов, в некоторых случаях — со ссылками на смазочные материалы, выпускаемые в Советском Союзе.

В связи с особенностями ведомственной номенклатуры смазочных материалов, унифицированной номенклатурой снабжения предприятий, а также спецификой производственного режима организациям — владельцам кранов приходится отступать от точного выполнения рекомендаций поставщиков оборудования. Возможность некоторых отклонений в номенклатуре смазочных материалов обусловлена тем, что для большинства узлов и агрегатов крановых механизмов (за исключением двигателей внутреннего сгорания и гидроприводов) допустима известная широта выбора марок таких материалов. Учитывая значительную тру-

доемкость смазочных работ на кранах, при оценке рекомендуемых смазочных материалов и их заменах следует отдавать предпочтение материалам с возможно длительным сроком службы, а для кранов, работающих на открытом воздухе, — всесезонным (с учетом климатического района).

В зависимости от требований, предъявляемых к смазочным материалам, узлы и детали крановых механизмов делятся на следующие основные группы: редукторы и зубчатые муфты, открытые передачи, подшипники качения и скольжения, реборды ходовых колес, рельсы и направляющие, канаты. В соответствии с требованиями к гидравлическим жидкостям могут быть выделены: гидравлические приводы, электрогидротолкатели, гидравлические тормоза и демпферы электрической аппаратуры.

Для редукторов зубчатых, эксплуатируемых при умеренной температуре (0—30 °С), требуются масла с вязкостью порядка  $\nu_{50} = 50 \div 70$  сСт, а при температуре до 60 °С (горячие цеха) — с  $\nu_{100} = 10 \div 15$  сСт. При низкой температуре в зоне, составляющей —(20÷40) °С, для редукторов применимы трансмиссионные масла и как заменители при температуре не ниже —(15÷20) °С — некоторые зимние автомобильные масла. Существенные особенности трансмиссионных масел по ГОСТ 23652—79 — их всесезонность, длительные сроки службы и высокая нагрузочная способность.

Для редукторов специальных металлургических кранов применяют трансмиссионные масла по ГОСТ 23652—79 и трансмиссионные масла для промышленного оборудования (ТУ 38-101-529—75). Для редукторов цеховых кранов, работающих при температуре от 10 до 30 °С, используют индустриальные масла по ГОСТ 20799—75. Срок службы индустриальных масел в зубчатых редукторах составляет около 1000 ч работы редуктора. Для масел трансмиссионных срок службы может быть значительно увеличен.

Зубчатые муфты по рекомендации ГОСТ 50006—83\* заполняют нижеследующими смазочными материалами:

Температура, °С	От —15 до —40	От —15 до 20	20—80	80—120
Марка смазочных материалов . . . . .	ТСп-10	МТ-8п	ИТП-300 и ИГП-380	ИПП-200 и ИТП-300

Масла заменяют через 2000—3000 рабочих часов. Для зубчатых муфт, установленных на первых валах передач, применяют масла, а на последних — консистентные смазки с присадкой дисульфид-молибдена. В табл. VII.5.1 приведены характеристики масел, применяемых для редукторов.

При выборе марок смазок для подшипников в первую очередь учитывают температурный интервал работы подшипника, возможность образования задиров на трущихся поверхностях, усло-

VII.5.1. Масла, применимые для зубчатых редукторов кранов

Марка	Стандарт или технические условия	Вязкость		Температура застывания, °С	Условия применения
		кинематическая, сСт	динамическая, П		
Трансмиссионное ТСт-10	ГОСТ 23652—79, ОКП-02-5361-20100	При 100 °С не менее 10	При —35 °С 3000	—40	Зимние для климатического района У и всевозможные для района ХЛ
		При 100 °С 14,5	При —20 °С 1000		
Трансмиссионное ТСт-14	ГОСТ 23652—79, ОКП-02-5361-0400	При 100 °С 15	При —15 °С 1800	—20	Всеобщие при температуре до —30 °С
Трансмиссионное ТАП-158	ГОСТ 23652—79, ОКП-02-5361-0700	При 100 °С 8	—	—25	
Моторное М-8А	ГОСТ 10541—78, ОКП-02-25324	При 50 °С 28—33	—	—15	Зимние при температуре до —30 °С
Индустриальное И 30А	ГОСТ 20799—75	При 50 °С 35—45	—	—15	
Индустриальное И 40А		При 50 °С 47—55	—	—20	Для кранов, установленных в цехах. Всеобщие при температуре до —5 °С
Индустриальное И 50А	ГОСТ 6411—76	При 100 °С 32—50	—	17	Для кранов горячих цехов
Цилиндровое тяжелое 38					

вия защиты трущихся поверхностей от коррозии, желательную длительность периодов между смазочными операциями.

Для кранов, работающих на открытом воздухе, температурный интервал может быть определен по ГОСТ 16350—80. Для кранов, установленных в холодных цехах, учитывают температурный режим окружающего воздуха, а в горячих цехах — температуру корпусов подшипников, а также поверхностей в периоды кратковременного теплового облучения. Необходимость учета остальных факторов устанавливают по конструктивным данным подшипников и на основе эксплуатационной практики.

В умеренном климате (до  $-40^{\circ}\text{C}$ ) одной из наиболее распространенных и экономичных смазок для крановых подшипников всех типов, включая подшипники электродвигателей, а также открытых зубчатых передач, является многоцелевая смазка литол 24. В условиях холодного климата (температура ниже  $-40^{\circ}\text{C}$ ) для крановых подшипников применяют смазки низкотемпературной группы, преимущественно низкоплавкие. В горячих цехах для крановых подшипников используют смазки термостойкие и индустриальные по возможности тех же марок, что и для остального оборудования цехов.

Для подшипников качения предпочтительны всепогодные смазки из числа обладающих хорошим антикоррозионным действием и длительным сроком службы, а для подшипников канатных блоков, работающих при низких температурах, — смазки с низким показателем вязкости.

Для подшипников скольжения, работающих при температуре до  $50^{\circ}\text{C}$ , в тех случаях, когда они нуждаются в частом пополнении смазки (для обеспечения герметичности), применяют смазки общего назначения (солидолы). В остальных случаях рекомендуются смазки других групп, приведенных в табл. VII.5.2.

Для шарниров и опорных сегментов скольжения подпятников, работающих при ограниченных углах поворота, а также для шаровых шарниров с парами «сталь по стали» применяют смазки, содержащие дисульфид молибдена [2, 4].

Рельсы кранов смазывают в зависимости от температуры воздуха солидолами или графитной смазкой. Реборды ходовых колес металлургических кранов смазывают с помощью графитных стержней (ТУ 32ЦТ 558—74). Для механизмов кранов данного типа, работающих в условиях определенного климатического района, характеристики современных смазок позволяют в большинстве случаев ограничиться одной-двумя марками всепогодных смазок, обеспечивающими достаточно длительные периоды между смазочными операциями.

В табл. VII.5.2 приведены марки смазок, пригодные для крановых подшипников, открытых зубчатых передач, направляющих и канатов. Эти марки отобраны в основном из ассортимента смазок, рекомендованного для широкого применения [3], и все, за исключением отмеченных звездочкой, входят в номенклатуру Госнаб

VII.5.2. Пластические смазки, применяемые для крановых механизмов

Марки смазок. Стандарты или технические условия	Предел прочности, Па	Вязкость, Па·с	Температурный интервал применения, °С	Область использования и эксплуатационные особенности смазки
<i>Смазки общего назначения</i>				
Пресс солидол С. ГОСТ 4366—76 Солидол С. ГОСТ 4366—76	При 20 °С 70—200	При —30 °С 500—2000	От —30 до 50	Для подшипников, открытых передач, направляющих. Прокачиваются солидолом. Нагреватели: пресс-солидолом С до —30 °С, солидолом С до —20 °С. Требуется относительно частая смена. Несовместима с литиевыми смазками (литолом 24). Вытесняются из употребления смазками более высококачественными
	При 20 °С 300—700	При —30 °С 1500—3000	От —20 до 65	
Графитная. ГОСТ 333—80	То же	При —15 °С 1400—2000	От —20 до 60	Для грубых механизмов и канатов. Графит теряет смазочную способность при низких температурах
	<i>Многоцелевые смазки</i>			
Литол 24. ГОСТ 21150—75	При 20 °С 500—1000, при 80 °С 200	При —30 °С 800—1500	От —40 (—55) до 110—130	Всесезонная для всех узлов трения и подшипников качения в условиях умеренного климата. Применяется в горячих цехах при температуре подшипников до 130 °С. Пригодна для подшипников электродвигателей. Хорошие механическая стабильность и консервирующие свойства. Несовместима с солидолом С
	<i>Морозостойкие низкокачественные смазки</i>			
МС-70. ГОСТ 9762—76	При 20 °С 400—800, при 80 °С 0	При —50 °С 1500—2500, при 20 °С 25—60	От —50 до 65	Всесезонная для холодного климата. Применяется для всех узлов трения. Высокие водостойкость и консервирующие свойства. Защитная способность от воздействия морской воды

Марки смазок. Стандарты или технические условия	Предел прочности, Па	Вязкость, Па·с	Температурный интервал применения, °С	Область использования и эксплуатационные особенности смазки
ГОИ-54л. ГОСТ 3276—74	При 20 °С 200—600, при 80 °С 0	При —50 °С 1500—2500, при —20 °С 25—60	От —40 до 50	Всесезонная для всех узлов трения и всех климатических зон. Высокие водостойкость и антикоррозионные свойства. Низкая механическая стабильность
<i>Морозостойкие тугоплавкие смазки</i>				
Лита. ОСТ 38.01295—83	При 20 °С 550—750, при 80 °С 100—150	При —50 °С 1500—2500, при 20 °С 85—115	От —50 до 100	Всесезонная для всех узлов трения и всех климатических зон. Высокие водостойкость и антикоррозионные свойства. Совместима с литолом 24. Несовместима с солидолом С
Зимол* ТУ 38.УССР 2-01-285—82	При 20 °С 300—1000, при 80 °С 200	При —50 °С 1500—2500, при 20 °С 80—170	От —50 до 130	Для всех узлов трения в условиях особо холодного климата. Высокие противозадирные и антикоррозионные свойства. Химическая стабильность
<i>Термостойкие смазки</i>				
Униол 1*. 2-01-150—78	При 20 °С 200—500	При —50 °С 1000—2000, при 80 °С 7—30	От —30 (—40) до 150 (200)	Для условий горячих цехов. Высокие противозадирные свойства и стойкость в горячей воде. Склонность к самоупрочнению. При смене старую смазку следует удалять
<i>Промысловые металлургические смазки</i>				
Униол 2. ГОСТ 23510—79	При 20 °С 410, при 80 °С 100—300	При —15 °С 700, при 50 °С 25	От —10 (—30) до 160	Для систем централизованной смазки всех узлов трения в горячих цехах. Высокие противозадирные свойства

Марки смазок. Стандарты или технические условия	Предел прочности, Па	Вязкость, Па·с	Температурный интервал применения, °С	Область использования и эксплуатационные особенности смазки
<i>Смазки для электрических машин</i>				
ВНИИП242, ГОСТ 20421—75	При 20 °С 500—1200, при 80 °С 100	При —20 °С 1800	От —30 (—40) до 100 (110)	Для электрических машин (электродвигателей). Обеспечивает длительность периодов между смазочными операциями. Содержит дисульфид молибдена. Водостойкая
<i>Смазки канатные общего назначения</i>				
Канатная 39У, ТУ 38.УССР 2-01-335—80	—	При 0 °С 2000, при 100 °С 32 мм <sup>2</sup> /с	От —25 до 50	Всесезонные для поверхностного покрытия канатов в эксплуатации. Торсколы
Торскол 35Э*, ТУ 38.УССР 2-01-214—80	—	При 0 °С 250—360, при 100 °С 85 мм <sup>2</sup> /с	От —35 до 50	
<i>Смазки дисульфидмолибденовые</i>				
Паста ВНИИП-232*, ГОСТ 14068—79	При 20 °С 1800, при 80 °С 500	При —30 °С 1900—3000, при 50 °С 20	До 300 (400)	Применяют при монтаже пар трения скольжения. Эксплуатационная смазка шаровых шарниров (сталь по стали) и винтовых пар. Для подшипников качения и скольжения. Обладают высокими противозадирными свойствами
Лимол*, ТУ 38.УССР 2-01-146—80	При 20 °С 250, при 80 °С 170	При —30 °С 3000, при 50 °С 25	До 120 (350)	



СССР. В тех случаях, когда в таблице указана несовместимость данной марки смазки с другими, при переходе на ее применение подшипник должен быть очищен от старой смазки.

## VII.24. Гидравлические жидкости

Электрогидротолкатели в зависимости от требований, предъявляемых к рабочей жидкости, делятся на две группы: толкатели с двигателем, охлаждаемым воздухом (толкатели двухштоковые и с двигателем, отделенным от рабочей полости цилиндра), и толкатели с двигателем, погруженным в рабочую жидкость.

Вязкость рабочей жидкости толкателя по условиям времени его срабатывания при низшей температуре не должна быть выше 300 сСт, а при высшей — ниже 3 сСт. Требования к параметрам рабочей жидкости электрогидротолкателей с двигателями в рабочей полости цилиндра предъявляются те же, что и к трансформаторным маслам. Требования к рабочей жидкости электрогидротолкателей с электродвигателем вне рабочей полости цилиндра те же, но с исключением требований к диэлектрическим показателям. Для электрогидравлических толкателей, работающих в диапазоне температуры от 50 до  $-20^{\circ}\text{C}$ , применяют трансформаторные масла, от 50 до  $-30^{\circ}\text{C}$  — жидкость АМГ-10 и от 20 до  $-40^{\circ}\text{C}$  — жидкость ПЭС-ЗД (ТУ 6-02-688—76). Жидкости для толкателей с электродвигателем в полости цилиндра заменяют один раз в 3—4 мес, а для остальных — один раз в 8—10 мес. В табл. VII.5.3 приведены характеристики гидравлических жидкостей.

Гидростатические приводы в зависимости от типа установленных насосов устойчиво работают при следующих значениях кинематической вязкости рабочей жидкости: 150—1400 сСт для шестеренчатых насосов, 60—800 сСт для пластинчатых, 30—500 сСт для аксиальных.

Предельно допускаемая кинематическая вязкость рабочей жидкости при низких температурах не должна превышать следующих значений: для насосов шестеренчатых 4500—5000 сСт; пластинчатых — 3500—4500 сСт; аксиальных — 1800—2000 сСт. При умеренных температурах применяют индустриальное масло И-2А. В районах холодного климата можно использовать жидкости АМГ-10 и ВМГЗ-3.

Гидротормозные жидкости, применяемые для устройств управления открытыми педальными тормозами крановых механизмов поворота и передвижения, изготавливают на основе авиакасторового масла или глицерина и тяжелых спиртов. Эти жидкости не допускаются смешивать между собой, и при их замене необходима предварительная промывка системы.

Кинематическая вязкость гидротормозных жидкостей составляет 6—12 сСт при  $50^{\circ}\text{C}$ , 2,5 сСт при  $100^{\circ}\text{C}$  и не более 1500 сСт

**VII.5.3. Масла и гидравлические жидкости, применяемые в гидростатических приводах кранов**

Марка смазки	ГОСТ или ТУ	Кинематическая вязкость, сСт	Температура застывания, °С	Условия применения
Трансформаторное: ТК	ГОСТ 982—80	При 50 °С 9,6 при 20 °С 30	—45	Электрогидротолкатели, до —30 °С
Т-750		При 50 °С 8, при —30 °С 1600	—55	Электрогидротолкатели, до —40 °С
МВП	ГОСТ 1805—76	При 50 °С 6,5—8	—60	Демпферы электрических реле, (—60)—110 °С
АМГ-10	ГОСТ 6794—75	При 50 °С 10, при —50 °С 1250	—70	Электрогидротолкатели, до —50 °С
ВМГЗ	ТУ 38-1-196—68	При 50 °С не менее 10, при —50 °С не более 1250	—60	То же
ПЭС-ЗД	ТУ 6-02-688—76			Электрогидротолкатели, от 20 до —40 °С

при —40 °С. Температура застывания жидкостей, предназначенных для работы в климатических условиях ХЛ, не выше —60 °С.

На кранах, так же как и на автотранспорте, применяются ГТК-22М по ТУ 6.01.785—75; «Нева» по ТУ 09.550—73; ГТ по ТУ МХП 3750—53; ГТН по ТУ 6-09-550—73 (см. п. V.6).

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Гедык П., Соломатников М. Смазка металлургического оборудования М.: Металлургия, 1971. 376 с.
2. Пучина Л. Дисульфид молибдена. Киев.: Наукова думка, 1968. 42 с.
3. Сяницян В. В. Пластичные смазки в СССР. М.: Химия, 1984. 190 с.
4. Твердые смазочные покрытия. М.: Наука, 1977. 40 с.
5. Товарные нефтепродукты: Свойства и применение: Справочник/Под ред. В. М. Школьниковой. М.: Химия, 1978. 470 с.

Предисловие . . . . .	5
<b>Раздел IV. ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ КРАНОВ . . . . .</b>	<b>6</b>
<b>Глава 1. Простейшие подъемные устройства (Н. Н. Кулькова) . . . . .</b>	<b>—</b>
IV.1. Домкраты, лебедки и шпили . . . . .	—
IV.2. Тали и подвесные тележки . . . . .	7
<b>Глава 2. Мостовые краны . . . . .</b>	<b>22</b>
IV.3. Общие сведения (Н. Н. Кулькова) . . . . .	—
IV.4. Мостовые краны с ручным приводом (Н. Н. Кулькова) . . . . .	24
IV.5. Мостовые краны общего назначения с электрическим приводом (Н. Н. Кулькова) . . . . .	—
IV.6. Мостовые краны специального назначения (С. А. Соколов) . . . . .	38
Список литературы . . . . .	81
<b>Глава 3. Консольные и козловые краны, мостовые перегружатели и кабельные краны (Н. Н. Кулькова) . . . . .</b>	<b>82</b>
IV.7. Консольные и козловые краны, мостовые перегружатели . . . . .	—
IV.8. Кабельные краны . . . . .	97
Список литературы . . . . .	105
<b>Глава 4. Портальные, контейнерные и башенные краны . . . . .</b>	<b>—</b>
IV.9. Портальные краны (И. С. Мазовер) . . . . .	—
IV.10. Контейнерные краны (А. А. Ковин) . . . . .	120
IV.11. Башенные краны (Л. А. Невзоров) . . . . .	125
Список литературы . . . . .	137
<b>Глава 5. Стреловые самоходные краны (А. Н. Орлов) . . . . .</b>	<b>139</b>
IV.12. Общие сведения . . . . .	—
IV.13. Железнодорожные краны . . . . .	143
IV.14. Краны на пневмоколесном ходу . . . . .	146
IV.15. Гусеничные краны и краны на тракторах . . . . .	156
Список литературы . . . . .	161
<b>Глава 6. Судовые и плавучие краны (Л. Г. Серлин) . . . . .</b>	<b>162</b>
IV.16. Судовые краны . . . . .	—
IV.17. Плавучие краны . . . . .	166
Список литературы . . . . .	178
<b>Раздел V. ДЕТАЛИ И УЗЛЫ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ . . . . .</b>	<b>180</b>
<b>Глава 1. Детали и узлы крановых передач . . . . .</b>	<b>—</b>
V.1. Зубчатые, червячные и цепочные передачи (Б. И. Плавник) . . . . .	—
V.2. Валы, оси, их соединения и опоры (А. А. Ковин) . . . . .	227
V.3. Коэффициенты полезного действия (А. А. Ковин) . . . . .	237
Список литературы . . . . .	238
<b>Глава 2. Специальные крановые детали и узлы . . . . .</b>	<b>240</b>
V.4. Стальные канаты и грузовые цепи (И. С. Мазовер) . . . . .	—
V.5. Блоки, барабаны, звездочки, полиспасты (А. А. Ковин) . . . . .	357

V.6. Остановы и тормоза (М. П. Александров)	271
V.7. Муфты (А. А. Ковин)	305
V.8. Ходовые колеса, катки, шары и рельсы (М. М. Гохберг, И. С. Мазовер)	311
V.9. Буфера, амортизаторы (И. С. Мазовер)	327
Список литературы	331
<b>Глава 3. Грузозахватные устройства</b>	<b>334</b>
V.10. Крюки, пелли, подвески (А. А. Ковин)	—
V.11. Захватные устройства для штучных грузов (Л. Г. Серлин)	346
V.12. Захватные устройства для сыпучих и кусковых грузов (Л. Г. Серлин)	354
Список литературы	364
<b>Раздел VI. КРАНОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ</b>	<b>366</b>
<b>Глава 1. Оптимальное проектирование механизмов</b>	<b>—</b>
VI.1. Принципы оптимального проектирования механизмов (Л. Г. Серлин)	—
VI.2. Принципы оптимального управления механизмами (А. Н. Орлов)	368
Список литературы	373
<b>Глава 2. Механизмы подъема (Л. Г. Серлин)</b>	<b>375</b>
VI.3. Подъемные лебедки кранов крюковых, магнитных и со специальными захватами	—
VI.4. Подъемные лебедки электрических грейферных кранов	389
VI.5. Расчет механизмов подъема	394
Список литературы	404
<b>Глава 3. Механизмы передвижения</b>	<b>406</b>
VI.6. Механизмы передвижения на рельсовом и канатном путях (А. Н. Орлов, Л. Г. Серлин)	—
VI.7. Механизмы передвижения безрельсового хода (А. Н. Орлов)	415
VI.8. Расчет механизмов передвижения (А. Н. Орлов)	420
Список литературы	433
<b>Глава 4. Механизмы вращения и опорно-поворотные устройства (А. Н. Орлов)</b>	<b>435</b>
VI.9. Опорно-поворотные устройства	—
VI.10. Механизмы вращения	449
VI.11. Расчет механизмов вращения	452
VI.12. Фундаменты поворотных кранов	464
Список литературы	466
<b>Глава 5. Стреловые устройства и механизмы изменения вылета (Л. Г. Серлин)</b>	<b>467</b>
VI.13. Стреловые устройства с горизонтальным перемещением груза	—
VI.14. Механизмы изменения вылета	483
VI.15. Расчет механизмов изменения вылета	487
Список литературы	495
<b>Глава 6. Вспомогательные устройства</b>	<b>499</b>
VI.16. Противоугольные устройства (Л. Г. Серлин)	—
VI.17. Ограничители грузоподъемности и грузового момента (Л. Г. Серлин)	501
VI.18. Ограничители перекоса и указатели (Л. Г. Серлин)	507
VI.19. Механические системы для уменьшения раскачивания груза (А. Н. Орлов)	508

VI.20. Взвешивающие устройства (Л. Г. Серлин) . . . . .	511
VI.21. Устройства для централизованной смазки (Л. Г. Серлин) . . . . .	—
VI.22. Устройства для намотки кабеля и троллейный токоподвод (Л. Г. Серлин) . . . . .	512
Список литературы . . . . .	514
<b>Раздел VII. ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ КРАНОВ (П. А. Самойлович) . . . . .</b>	<b>517</b>
<b>Глава 1. Правила органов технического надзора . . . . .</b>	<b>—</b>
VII.1. Правила устройства и безопасной эксплуатации подъемных кранов Госгортехнадзора . . . . .	—
VII.2. Правила эксплуатации и ремонта грузоподъемных устройств морских судов, поднадзорных Регистру СССР . . . . .	—
VII.3. Правила эксплуатации грузоподъемных устройств судов внутреннего плавания, поднадзорных Речному Регистру РСФСР . . . . .	518
Список литературы . . . . .	519
<b>Глава 2. Организация технического обслуживания и ремонта кранов . . . . .</b>	<b>520</b>
VII.4. Организация обслуживания и ремонта кранов на машиностроительных предприятиях . . . . .	—
VII.5. Организация обслуживания и ремонта строительных кранов . . . . .	521
VII.6. Организация обслуживания и ремонта кранов в портах . . . . .	522
Список литературы . . . . .	524
<b>Глава 3. Ремонт крановых механизмов . . . . .</b>	<b>—</b>
VII.7. Формы организации ремонта крановых механизмов . . . . .	—
VII.8. Соединения типа вал—ступица . . . . .	525
VII.9. Подшипники . . . . .	—
VII.10. Сферические подпятники и шариковые опорно-поворотные устройства . . . . .	529
VII.11. Зубчатые передачи . . . . .	531
VII.12. Гибкие муфты . . . . .	532
VII.13. Тормоза автоматические . . . . .	534
VII.14. Блоки, барабаны, крюковые подвески . . . . .	535
VII.15. Канаты . . . . .	536
VII.16. Ходовые колеса . . . . .	538
Список литературы . . . . .	539
<b>Глава 4. Ремонт крановых металлических конструкций . . . . .</b>	<b>540</b>
VII.17. Осмотр и дефектация элементов и соединений . . . . .	—
VII.18. Ремонтные материалы . . . . .	542
VII.19. Ремонт клепаных и болтовых соединений . . . . .	—
VII.20. Ремонтные сварные соединения . . . . .	543
VII.21. Ликвидация трещин . . . . .	544
VII.22. Восстановление сплошностенчатых сварных конструкций . . . . .	546
Список литературы . . . . .	548
<b>Глава 5. Смазочные материалы и гидравлические жидкости крановых механизмов . . . . .</b>	<b>—</b>
VII.23. Смазочные материалы . . . . .	—
VII.24. Гидравлические жидкости . . . . .	555
Список литературы . . . . .	556

Александров Михаил Павлович,  
Гохберг Михаил Михайлович,  
Ковин Артур Александрович и др.

## СПРАВОЧНИК ПО КРАНАМ

Т о м 2

Характеристики и конструктивные схемы кранов.  
Крановые механизмы, их детали и узлы.  
Техническая эксплуатация кранов

Редактор *В. И. Важенко*  
Переплет художника *П. П. Николаева*  
Художественный редактор *Н. В. Зимаков*  
Технический редактор *П. В. Шиканова*  
Корректоры *Н. Б. Старостина, З. С. Романова*

ИБ № 4805

Сдано в набор 11.11.87. Подписано в печать 22.08.88. М-33313. Формат 60×90<sup>1/16</sup>.  
Бумага кв.-журнальная № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 35,0  
Усл. кр.-отт. 35,0. Уч.-изд. л. 37,9. Тираж 80000 экз. (2-й з-д 40001—80000).  
Заказ 543. Цена 2 р. 20 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машинстроение»,  
107076, Москва, Стромынский пер., 4.

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени  
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой  
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР  
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли.  
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.