

no

ИРАНАМ

СПРАВОЧНИК ПО КРАНАМ

ИЗДАНИЕ 2-е,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Под редакцией
профессора доктора технических наук
А. И. Дукельского

ТОМ I

ОБЩИЕ РАСЧЕТЫ, МАТЕРИАЛЫ, ПРИВОДЫ,
МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ



НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА
ИКИЗ им. Г. И. Ломоносова

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
- ЛЕНИНГРАД 1971

77738

Оглавление

Предисловие.....	7
------------------	---

Раздел первый

Материалы, расчетные нагрузки.

Допускаемые напряжения и общие расчеты кранов.

Глава 1. Характеристики материалов.....	9
1. Стали для металлических конструкций (д-р тех. Наук М. М. Гохберг).....	9
2. Легкие сплавы для металлических конструкций (д-р тех. Наук М. М. Гохберг).....	11
3. Металлы для деталей крановых механизмов (канд. тех. Наук А. Г. Ланг).....	16
4. Неметаллические материалы (канд. тех. Наук А. Г. Ланг).....	26
Глава 2. Нагрузки.....	33
5. Режимы работы и расчетные случаи нагрузок.....	33
6. Нагрузки весовые и технологические.....	36
7. Нагрузки от ветра , снега и гололеда.....	37
8. Нагрузки от сил инерции и качания груза на канатах.....	40
9. Нагрузки от качки судна.....	45
10. Нагрузки сейсмические, от температурных воздействий, от взрывной волны и от ударов буферов.....	47
11. Нагрузки монтажные и транспортные.....	47
Глава 3. Общие положения расчетов на прочность и выносливость	49
12. Расчеты на прочность.....	49
13. Расчеты на выносливость.....	50
14. Запасы прочности.....	56
Глава 4. Расчет механизмов на прочность и выносливость.....	57
15. Распределение нагрузок в звеньях механизмов.....	57
16. Расчетные нагрузки.....	64
Глава 5. Расчет металлических конструкций на прочность и выносливость.....	65
17. Расчет по методу допускаемых напряжений.....	66
18. Расчет по методу предельных состояний.....	96
Глава 6. Общие расчеты кранов.....	100
19. Расчет производительности кранов, выбор грузоподъемностей и скоростей движения.....	100
20. Устойчивость и остойчивость кранов.....	103
21. Давление на опоры рельсового хода.....	110
22. Давление на опоры безрельсового хода.....	114

Раздел второй

Приводы крановых механизмов

Глава 1. Электрический привод.....	119
1. Крановый электропривод.....	119

2.Конструктивное выполнение двигателей и общие требования к ним.....	119
3.Двигатели трехфазного тока.....	125
4.Двигатели постоянного тока.....	137
5.Выбор мощности двигателя.....	148
6.Управление кранами.....	155
7.Аппаратура.....	158
8.Установка электрооборудования.....	175
9.Токоподвод.....	176
Глава 2. Тепловой, гидравлический, пневматический и ручной приводы.....	183
10. Приводы с двигателями внутреннего сгорания.....	183
11. Гидравлический привод.....	184
12. Ручной привод.....	205
Глава 3. Приборы управления.....	206
13. Рычажное управление.....	206
14. Гидравлическое и воздушное управления.....	207
<i>Раздел третий</i>	
Металлические конструкции	
Глава 1. Основные указания по расчету и конструированию.....	215
1.Сортамент и образование сечений.....	215
2.Соединения, стыки и опорные части.....	219
3.Расчет элементов металлических конструкций на осевую силу.....	238
4.Расчет элементов металлических конструкций на поперечную силу.....	252
Глава 2. Мосты.....	301
5.Металлические конструкции мостовых кранов.....	301
6.Металлические конструкции козловых кранов и мостовых перегружателей.....	317
Глава 3. Порталы и башни.....	330
7.Порталы порталных кранов.....	330
8.Башни башенных и молотовидных кранов.....	342
9.Металлические конструкции кабельных кранов.....	347
Глава 4. Стрелы, колонны и мачты.....	352
10. Стрелы и колонны порталных и плавучих кранов.....	352
11. Стрелы и колонны башенных и молотовидных кранов.....	368
12. Стрелы и мачты стреловых и мачтовых кранов.....	370
Глава 5. Кабины.....	373
13. Кабины управления.....	373
14. Кабины механизмов.....	381
Глава 6. Подкрановые пути.....	382
15. Подкрановые пути зданий и эстакад.....	382
16. Наземные подкрановые пути.....	386
Общая литература.....	396

ПРЕДИСЛОВИЕ

Справочник выпускается в двух томах, включающих следующие разделы.

Первый том

Первый раздел. Расчетные нагрузки, допускаемые напряжения, материалы и общие расчеты кранов.

Второй раздел. Приводы крановых механизмов.

Третий раздел. Металлические конструкции, кабины и подкрановые пути.

Второй том

Четвертый раздел. Характеристики и конструктивные схемы кранов.

Пятый раздел. Детали и узлы крановых механизмов.

Шестой раздел. Крановые механизмы.

Седьмой раздел. Техническая эксплуатация кранов.

Во втором издании материал справочника существенно переработан и обновлен. Четвертый раздел сокращен за счет уменьшения числа таблиц характеристик кранов с учетом наличия каталогов. Из седьмого раздела исключен монтаж кранов, так как по этому вопросу имеется особый справочник. Сокращен также второй раздел, из которого исключен ряд каталожных материалов. С другой стороны, увеличены объемы первого и третьего разделов.

Как и в первом издании, материал справочника ввиду многообразия типов кранов представлен в обобщенном виде.

В связи с этим в соответствующих главах механизмы и металлоконструкции сгруппированы по признаку конструктивных форм, а не типов кранов.

Данные о деталях и узлах крановых передач ввиду наличия капитальных справочников по деталям машин излагаются в краткой форме, причем главное внимание уделяется особенностям их расчета, определяемым спецификой работы кранов.

Сведения по приводам крановых механизмов ограничены материалами, необходимыми для инженеров-механиков, занимающихся проектированием и эксплуатацией кранов.

Особое внимание уделено вопросам, связанным с расчетными нагрузками и запасами прочности, учитывающим специфику работы крановых установок. При этом в основу расчетов положен дифференциальный метод, наиболее конкретно учитывающий факторы, влияющие на прочность и выносливость деталей и конструкций.

МАТЕРИАЛЫ, РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ, ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ОБЩИЕ РАСЧЕТЫ КРАНОВ

ГЛАВА I

ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ

1. СТАЛИ ДЛЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ

Стали по ГОСТу 380—60 * в зависимости от назначения и гарантируемых характеристик подразделяются на группу А, поставляемую по механическим свойствам группы В, поставляемую по химическому составу, и группу В, поставляемую по механическим свойствам и с отдельными требованиями по химическому составу, и могут изготавливаться как мартеновским (в обозначении стали буква М), так и конверторным (в обозначении стали буква К) способом.

При заказе сталей группы А по ГОСТу 380—60 * для расчетных элементов крановых клепаных конструкций накладывается требование дополнительных гарантий по испытаниям на загиб, по пределу текучести, по химическому составу и по ударной вязкости соответственно п. 2, 3, 8 упомянутого ГОСТа. При заказе сталей группы В по ГОСТу 380—60 * для элементов крановых сварных конструкций требования о дополнительных гарантиях по п. 2. 5. 2, п. 2. 6. 4 и п. 2. 6. 5 указаны в табл. 1.1.

В основу обозначения марок низколегированных сталей положен их химический состав. Число, стоящее впереди буквенных обозначений соответствует среднему количеству углерода в сотых долях процента. Отдельные компоненты, входящие в состав сталей, имеют следующие обозначения: марганец — Г, кремний — С, хром — Х, никель — Н, медь — Д. Цифры после букв указывают процентное содержание соответствующего элемента в целых единицах. Если количество какого-либо компонента составляет менее 0,3%, то такой компонент в обозначение стали не вносится.

Для правильного выбора марки стали и ее качества [для углеродистых сталей применение спокойной (сп), полуспокойной (пс) или кипящей (кп) стали] следует учитывать опасность хрупкого разрушения [1, 0.42]. Для появления хрупкой трещины определяющими являются обстоятельства, снижающие пластичность, а именно: трехосное напряженное состояние (по этой причине наибольшая толщина проката в сварных элементах из углеродистой стали не должна превышать 50 мм, из низколегированной — 40 мм [5]), низкая температура и ударная нагрузка. Есть предложения по выбору марки стали расчетным путем в зависимости от толщины материала и температуры эксплуатации [0.13, 0.59].

В табл. 1.1 приведены рекомендуемые ВНИИПТмашем марки сталей для крановых мостовых и козловых кранов и для кран-балок. Для строительных башенных и стреловых кранов имеются разработанные ВНИИстройдормашем рекомендации по выбору марок сталей, в числе которых предусматриваются: сталь марки 18Гпс по ЧМТУ 1-47—67 с дополнительными требованиями по ГОСТу 380—60 * п. 2. 5. 2, а, д, з, и при толщине листа и профиля 10—30 мм для расчетных элементов конструкций при температуре эксплуатации до минус 40°C; сталь 20 по ГОСТу 1050—60 * с дополнительными требованиями по ГОСТу 380—60 * п. 2. 5. 2, а, д, з, и (ударная вязкость проверяется для металла толщиной 10 мм и более) при толщине стенки до 25 мм включительно и температуре эксплуатации до минус 40°C.

А. И. Дукельский

1.1. Стали, рекомендуемые для крановых металлических конструкций для мостовых и козловых кранов крюкового исполнения, опорных и подвесных кран-балок (по данным ВНИИПТмаш)

Для других типов кранов выбор марок мартовских углеродистых и низколегированных сталей можно производить по данным табл. 1.1; применение конверторных сталей допустимо при наличии соответствующих указаний в технических условиях на эти краны.

Материалы заклепок, болтов и электродов для металлических конструкций приведены в табл. 1.2, а механические свойства и химический состав применяемых для конструкций сталей в табл. 1.3 и 1.4.

2. ЛЕГКИЕ СПЛАВЫ ДЛЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ

Из легких сплавов наиболее распространены алюминиевые. По сравнению со сталью алюминиевые сплавы обладают следующими положительными свойствами: 1) приблизительно в три раза меньший, чем у стали удельный вес; 2) высокая коррозионная стойкость, не требующая в обычных условиях покраски конструкций; 3) ударная вязкость алюминиевых сплавов не снижается при понижении температуры, что увеличивает надежность алюминиевых конструкций при работе в условиях низких температур; 4) хорошая пластичность и обрабатываемость, позволяющая получать прессованием поперечные сечения профилей практически любой формы.

К недостаткам этих сплавов следует отнести: 1) относительно большую стоимость основного металла и сварки, требующей применения инертных газов; 2) почти в три раза меньшее значение модуля продольной упругости, что влияет на увеличение упругих деформаций и уменьшает критические напряжения при расчетах устойчивости стержней и балок; 3) возможность местной коррозии при контакте со сталью, что требует специальных изолирующих покрытий и прокладок в местах соединений разнородных материалов; 4) почти в два раза большее значение коэффициента линейного расширения, приводящее к большим температурным деформациям, при сварке; 5) низкие значения предела выносливости σ_{-1} основного металла (у сталей, приведенных в табл. 1.1, отношение $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b} \approx 0,35$, а у алюминиевых сплавов, приведенных в табл. 1.5, $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b} \approx 0,14$).

Основные марки алюминиевых сплавов, рекомендуемых для крановых металлических конструкций, приведены в табл. 1.5.

Применение для крановых конструкций алюминиевых сплавов является одним из наиболее эффективных путей снижения их веса. Отечественные алюминиевые сплавы непрерывно совершенствуются и в дальнейшем можно ожидать повышения их механических свойств. В связи с резким возрастанием в ближайшее время объема производства алюминиевых сплавов последует снижение их стоимости.

К настоящему времени имеется достаточно большое количество примеров выпущенных крановых алюминиевых конструкций [0.13].

В стреловых кранах из алюминиевых сплавов изготавливаются стрелы и блоки на концах стрел. Применение алюминия в этих кранах позволяет или увеличить вылет стрелы при данной грузоподъемности, или, не изменяя вылета, увеличить грузоподъемность, или, сохраняя вылет и грузоподъемность, существенно снизить вес крана как за счет уменьшения веса стрелы, так и за счет уменьшения веса противовеса.

В мостовых кранах применение алюминиевых сплавов позволяет уменьшить нагрузку на подкрановые пути и фундаменты или, сохраняя давление на колеса у кранового моста алюминиевой конструкции то же, что и у стального моста, — повысить грузоподъемность крана. Последнее имеет особо важное значение в тех случаях, когда при расширении производства в существующем здании надо поставить кран большей грузоподъемности.

ГОСТ и дополнительные требования	Марка стали	Толщина проката в мм	Области применения	Минимальная температура эксплуатации в °С	Стоимость листовой стали в % от стоимости стали марки ВМ Ст. Зпс [4]
380 60*, группа А и Б	Ст. Зпс (кипящей плавки)	—	Площадки, настилы, лестницы, перила, ограждения, обшивки кабин, кожухи, ящики и прочие нерасчетные и неотчетные элементы, не участвующие в работе конструкций	Не ограничивается	86
380 -60*, группа В, п. 2. 5. 2, а, в, д, п. 2. 6. 4 и п. 2. 6. 5	ВМ Ст. Зпс; ВК Ст. Зпс; (полуспокойной плавки)	До 10	Расчетные и вспомогательные элементы несущих сварных и клепаных конструкций мостов и тележек кранов	-30	100
380-60* группа В, п. 2. 5. 2, а, в, г, д, з, и, п. 2. 6. 4 и п. 2. 6. 5		10-25			
380-60*, группа В, п. 2. 5. 2, а, в, г, д, п. 2. 6. 4 и п. 2. 6. 5		До 10			
380-60*, группа В, п. 2. 5. 2, а, в, г, д, з, и, п. 2. 6. 4 и п. 2. 6. 5	10-25				
6713-53	М16С	10-30			
5058-65	09Г2С; 09Г2	До 20	-50	122	
	10Г2С1; 10ХСНД; 15ХСНД	20-40	-50	122 158 125	
	10Г2С1 (термообработанная)	До 40	-65	—	

Примечание. Применение углеродистых сталей при грузоподъемностях свыше 125 тс и больших (ненормированных) пролетах ВНИИПТмаш считает экономически нецелесообразным.

1.2. Материалы заклепок и болтов, электроды, электродная проволока и флюсы

Тип конструкций и материалы	Марки материалов закл. и болтов и флюсов	Марки материалов закл. и болтов и флюсов	Марки материалов закл. и болтов и флюсов	Минимальная температура эксплуатации						
				до -40° С	до -50° С	до -60° С	до -70° С			
Углеродистые горячие стали	Ст. 3 ГОСТ 1050-60*	Сталь 20, ГОСТ 1050-60*	Сталь 35, ГОСТ 1050-60*	Э-42А ¹ , УОНИ-13/45, СМ-11, УП-1/45, УП-2/45 и т. п.	Св-08А, Св-10МХ	АН-348-А, ОСЦ-45, АП-60	Марка сварочной проволоки ²	Тип и марка электродов ¹	Марка флюса ³	Марка сварочной проволоки ²
	09Г2, ГОСТ 5058-65	09Г2, 14Г2, 15ХНДЛ, ГОСТ 5058-65	40Х, ГОСТ 4513-61* Гайки и болты закалены до твердости НВ 247-302, шкала — до НВ 268-285	Э-50А, УОНИ-13/55, ДСК-50, УП-1/55, УП-2/55 и т. п.	Св-08А, Св-10МХ	АН-348-А, ОСЦ-45	Э-50А, УОНИ-13/45, СМ-11, УП-1/45, УП-2/45 и т. п.	Э-50А, УОНИ-13/55, ДСК-50, УП-1/55, УП-2/55 и т. п.	Э-50А, УОНИ-13/45, СМ-11, УП-1/45, УП-2/45 и т. п.	АН-348-А, ОСЦ-45, АП-60
Низколегированные горячие стали	09Г2, ГОСТ 5058-65	09Г2, 14Г2, 15ХНДЛ, ГОСТ 5058-65	40Х, ГОСТ 4513-61* Гайки и болты закалены до твердости НВ 247-302, шкала — до НВ 268-285	Э-50А, УОНИ-13/55, ДСК-50, УП-1/55, УП-2/55 и т. п.	Св-08А, Св-10МХ	АН-348-А, ОСЦ-45	Э-50А, УОНИ-13/45, СМ-11, УП-1/45, УП-2/45 и т. п.	Э-50А, УОНИ-13/55, ДСК-50, УП-1/55, УП-2/55 и т. п.	Э-50А, УОНИ-13/45, СМ-11, УП-1/45, УП-2/45 и т. п.	АН-348-А, ОСЦ-45, АП-60
Углеродистые горячие стали	Ст. 3 закл. ГОСТ 499-70	Сталь 20, ГОСТ 1050-60*, Ст. 4, ГОСТ 380-60*	—	Э-42 и Э-46; МР-3, АНО-3 и т. п.	Св-08А	АН-348-А	Э-42; УОНИ-13/45 и т. п.	Э-42; УОНИ-13/45 и т. п.	Св-08А	АН-348-А

Примечание. Для полуавтоматической сварки углеродистых и низколегированных сталей в среде углекислого газа применяется сварочная проволока марки Св-08ГЭС по ГОСТу 2246-70 и углекислый газ по ГОСТу 8050-64.

* Поставляются по ГОСТам 9467-60 и 9466-60.
 * Поставляются по ГОСТу 2246-70.
 * Флюсы АН-348-А и ОСЦ-45 поставляются по ГОСТу 9087-69, флюсы АН-60 и АН-22 — по Ту Института электросварки им. Е. О. Патона.
 * Для сварки полуспокойной стали толщиной до 5 мм включительно допускается применение электродов типов Э-42 и Э-46.

1.3. Механические свойства и химический состав углеродистых сталей, применяемых для металлических конструкций

ГОСТ	Марка	Минимальное значение предела текучести (кгс/мм ²) по разрядам катаной ст.			Временное сопротивление разрыву в кгс/мм ² σ _в	Относительное удлинение в % не менее	Минимальные значения ударной вязкости (кгс·ж/см ²) в состоянии поставки при температуре *	Предельная выносливость при сизметричном изгибе в кгс/мм ² σ ₋₁	Содержание элементов в % ^а				
		1	2	3					C	Si	Mn	P	S
60-65	Ст. 0	—	—	—	≥ 32	18	—	—	—	—	—	0,070	0,060
	Ст. 2	22	20	19	31-42	26	—	—	—	0,09-0,15	0,25-0,50	0,045	0,055
	Ст. 3кп	24	22*	21	38-47	23-21	27-25	12,6	12,6	0,14-0,22	0,30-0,60	0,015	0,055
	Ст. 3	24	23	22	38-47	23-21	27-25	7,4; 10*	12,6	0,14-0,22	0,10-0,65	0,015	0,055
67-70	Ст. 4	26	25	24	42-52	21-19	25-23	6,4; 8*	—	0,18-0,27	0,05-0,15; 0,12-0,30*	0,045	0,055
	Ст. 3 ГОСТ	24	—	—	38	22	7,4; 10*	8,5; 4*	—	0,14-0,22	0,15-0,30	0,045	0,050
67-70	МПС	23	—	—	38	22	—	3,5; 4*	12,6	0,12-0,20	0,12-0,25	0,010	0,045

1 1-й разряд, фасонная сталь толщиной до 15 мм включительно; 1-й разряд, листовая сталь толщиной от 4 до 22 мм включительно;
 2-й разряд, фасонная сталь толщиной свыше 15 до 30 мм включительно; 2-й разряд, листовая сталь толщиной свыше 20 до 40 мм включительно;
 3-й разряд, фасонная сталь толщиной свыше 30 мм; 3-й разряд, листовая сталь толщиной свыше 40 до 60 мм включительно.
 * Для гладкого образца с прокатной поверхностью; в ГОСТе этих данных нет. Данные кафедры ЦТМ ЛПИ.
 * Для марганцевой и кобальтовой стали.
 * Для фасонной стали толщиной 10-15 мм поперек прокатки.
 * Только для листовой стали ВМСт, 3 и ВКСт, 3 толщиной 10-25 мм.
 * В числителе — данные для полуспокойной, а в знаменателе — для спокойной стали.
 * Для сталей ВМСт, 8кп, ВКСт, 8кп σ_т ≥ 23 кгс/мм².
 * По требованию заказчика.
 * По требованию заказчика в стали должны быть обеспечены: содержание S ≤ 0,05%; суммарное содержание Cr, Ni и Cu ≤ 0,60%; содержание мышьяка ≤ 0,004%; фосфор на загиб на 180° в холодном состоянии.

1.4. Механические свойства и химический состав низколегированных сталей по ГОСТу 5058—65*, применяемых для металлических конструкций

Марки стали	Толщина проката в мм	Механические свойства						Химический состав ² в %						
		при растяжении			Ударная вязкость ¹ в кс·м/см ²			C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	
		временное сопротивление ³ в кс/мм ²	предел текучести ⁴ в кс/мм ²	относительное удлинение ⁵ в %	при +20°С		при -70°С							
					разрывное ⁶ в кс/мм ²	предел текучести ⁴ в кс/мм ²	относительное удлинение ⁵ в %							предел выносливости при циклическом нагружении ⁷ в кс/мм ²
09Г2	4-20	45	31	21	—	—	≤ 0,12	0,17—0,37	1,40—1,80	0,30	0,30	0,30	не более	
	21—32	45	30	21	3	4	≤ 0,12	0,17—0,37	1,40—1,80	0,30	0,30	0,30		
09Г2С	4-10	50	35	21	—	—	≤ 0,12	0,50—0,80	1,30—1,70	0,30	0,30	0,30	не более	
	11—20	48	33	21	6	3,5	≤ 0,12	0,50—0,80	1,30—1,70	0,30	0,30	0,30		
	21—32	47	31	21	6	3,5	≤ 0,12	0,50—0,80	1,30—1,70	0,30	0,30	0,30		
	33—60	46	29	21	6	3,5	≤ 0,12	0,50—0,80	1,30—1,70	0,30	0,30	0,30		
10Г2С1	4-10	52	38	21	—	—	≤ 0,12	0,90—1,20	1,30—1,65	0,30	0,30	0,30	не более	
	11—20	51	36	21	5	3	≤ 0,12	0,90—1,20	1,30—1,65	0,30	0,30	0,30		
10Г2С1 термобработанная ¹	21—32	50	35	21	6	3	≤ 0,12	0,90—1,20	1,30—1,65	0,30	0,30	0,30	не более	
	33—60	48	34	21	6	3	≤ 0,12	0,90—1,20	1,30—1,65	0,30	0,30	0,30		
15ХСНД	4-32	50	35	21	—	—	0,12—0,18	0,40—0,70	0,10—0,70	0,60—0,90	0,30—0,60	0,20—0,40	не более	
	4-10	54	40	19	—	—	≤ 0,12	0,80—1,10	0,50—0,80	0,60—0,90	0,50—0,80	0,40—0,65		
10ХСНД	11—15	54	40	19	—	—	≤ 0,12	0,80—1,10	0,50—0,80	0,60—0,90	0,50—0,80	0,40—0,65	не более	
	16—32	54	40	19	—	—	≤ 0,12	0,80—1,10	0,50—0,80	0,60—0,90	0,50—0,80	0,40—0,65		
	33—40	52	40	19	—	—	≤ 0,12	0,80—1,10	0,50—0,80	0,60—0,90	0,50—0,80	0,40—0,65		
	4-10	54	40	19	—	—	≤ 0,12	0,80—1,10	0,50—0,80	0,60—0,90	0,50—0,80	0,40—0,65		

¹ Приведены в таблице технические требования по ЧМТУДЦИИЦМ 551—61 распространяются на толстолистовую сталь.
² Для гладкого образца с прокатной поверхностью. Данные кафедры ПТМ ЛПИ. В ГОСТе этих данных нет.
³ Содержание фосфора должно быть не более 0,033% (для сталей 10Г2С1 термобработанной 0,040%), серы — не более 0,040%.

1.5. Механические свойства и химический состав алюминиевых сплавов, рекомендуемых для крановых металлических конструкций

Система сплава	Марка сплава	Механические свойства ¹				Химический состав в %					
		предел текучести ² в кс/мм ²	предел выносливости при циклическом нагружении ³ в кс/мм ²	время ⁴ в кс/мм ²	предел текучести ² в кс/мм ²	предел выносливости при циклическом нагружении ³ в кс/мм ²	относительное удлинение ⁵ в %	Химический состав в %			
								Cu	Mg	Mn	Zn
Al + Mg ^{1,2}	АМг6-М	32	16	4,5	15	—	6,0	0,7	—	—	2,64
		38	18	5,3	12	—	6,1	0,7	—	—	2,65
Al + Zn + Mg ^{1,2}	В92-Т	40	24	5,6	15	—	3,75	0,8	—	—	2,72
		40	30	5,6	10	—	1,5	0,6	—	—	2,78

¹ Термическая неупрочняемая сплавов термическая обработка — отжиг.
² Термически упрочняемые сплавы: термическая обработка — закалка и естественное старение.
³ Сплавы для сварных конструкций.
⁴ Сплавы для клепаемых и болтовых конструкций.
⁵ Модуль продольной упругости 70 000 кс/см², модуль сдвига 270 000 кс/см², коэффициент Пуассона 0,3, коэффициент линейного расширения 0,00023.
⁶ При деформациях растяжения — сжатия на базе 2 · 10⁶ циклов. Данные кафедры ПТМ ЛПИ.

3. МЕТАЛЛЫ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

1.6. Стали для деталей механизмов (поковки, прокат, штамповки)

Марка, ГОСТ	Назначение (примеры)	Свариваемость	Термическая обработка	Сечение поковки или проката в мм	Механические свойства						Твердость НВ	Стойкость матрицы на % от стойкости стали марки Ст. 3кл	Источники *	Примечания
					Временное сопротивление	Предел текучести	Относительное удлинение	Относительное сужение	Ударная вязкость кед. м/см ²	Вязкость по Шарпову				
Ст. 0, 380—60*	Кожухи механизмов из листа толщиной до 5 мм, распорные втулки, кольца, шайбы, закладные крышки редукторов и подшипников и другие детали, не несущие значительных нагрузок	Хорошая	—	—	32	—	22	—	—	—	93	1	Заменили: МСт. 0, Ст. 2кл, Ст. 3кл, ГОСТ 380—60*	
Ст. 3кл, 380—60*	Кованые подлинники и крышки, приварные втулки, платки, покупные болты, гайки и шайбы, гайки, штампуемые из листа, сварные барабаны, блоки	Хорошая	—	≤ 10 40—100 100	38—40 41—43 44—47	28 29 21	27 26 25	—	7—9	110—130	100	1	Заменили: МСт. 4кл, ГОСТ 380—60*; Сталь 20, ГОСТ 1050—60*	
МСт. 4кл, 380—60*	Пластинчатые крюки, вилки и щеки подвесок, сварные цепи, барабаны, коуши, крышки боксов, платки	Хорошая	—	4—20 10—40 40—60	38—40 41—43 44—47	24 23 22	27 26 25	—	7—10	110—130	114	1	Заменили: — сталь 20, ГОСТ 1050—60*	
Ст. 4кл, 380—60*	Гайки, крючки, болты и шпильки; привариваемые детали, от которых требуется повышенная прочность со сталью Ст. 3 прочность и твердость	Хорошая	H	≤ 40 40—100 > 100	42—52	26 25 24	25—23	—	6—8	115—150	114	1	Заменили: — сталь 30, ГОСТ 1050—60*	

77738

Ст. 5кл, 380—60*	Валы механизмов передвигающих и поворотных, полууфунты, квадратные рельсы, болты, работающие на срез в муфтах, венцах и ступицах барабанов	Удовлетворительная	H	≤ 40 40—100 100—250	50—62	28 27 26	21—19	—	—	120—170	114	1	Заменили: — сталь 40, ГОСТ 1050—60*
Ст. 6кл, 380—60*	То же, что для стали марки Ст. 5, а также шпильки, шпонки нестандартные, гайки круглые с закаленным шлицами, ходовые колеса, катки поворотных устройств	Ограниченная	H	≤ 40 40—100 100—350	60—72	31 30 30	16—14	—	—	150—200	114	1	Заменили: сталь 45, ГОСТ 1050—60* и сталь 50, ГОСТ 1050—60*
Сталь 20, 1050—60*	Кованые крюки и лелли, вилки и щеки подвесок, серьги, траверсы и другие детали, которые подвергаются высоким напряжениям, но должны быть вязкими; трубы бесшовные. Может применяться для цементуемых деталей	Хорошая	H	40 ≤ 80	42	28	25 23	55 50	—	111—156	129	1	Заменили: для холодно-тянутых труб неответственного назначения сталь 10, ГОСТ 1050—60*; для резьбовых для деталей Ст. 4кл, Ст. 5кл, Ст. 6кл, Ст. 3кл, Ст. 4кл, Ст. 5кл, Ст. 6кл, Ст. 25, ГОСТ 1050—60*
35, 1050—60*	Валы механизмов передвигающих и поворота; болты, работающие на срез в муфтах, венцах и ступицах барабанов	Удовлетворительная	H	80 ≤ 80	54 54	32 32	20 18	43 40	7	≤ 157	129	1	Сталь может подвергаться повышенной закалке ТВЧ и газом
40, 1050—60*	Валы всех механизмов, ответственные болты, втулки и полууфунты зубчатых муфт	Ограниченная	H	80 ≤ 80	58 53	34 31	19 17	45 40	6	≤ 207	129	1	Сталь может подвергаться повышенной закалке ТВЧ и газом

Марка, ГОСТ	Назначение (примеры)	Свариваемость ¹	Термическая обработка	Сечение поковки или проката в мм	Механические свойства						Твердость HB	Стойкость матрицы в % от стойкости литой марки Ст. 3кп	Примечания
					Предел текучести	Предел прочности	Относительное удлинение	Относительное сужение	Ударная вязкость	Твердость HB			
45, 1050—60*	То же, что для стали 40, а также крюковые траверсы, зубчатые колеса, валы-шестерни, тормозные шкивы, ходовые колеса и катки, опорно-поворотных устройств цапк, пальцы муфт и тормозов	Ограниченная	Н	V 50 80	61 59	36	15 14	10 35	3	171—217	12%	2	Сталь может подвергаться закалке ТВЧ и газом. Заменители: сталь 50, ГОСТ 1050—60*, Ст. 3кп, ГОСТ 3 0—60*
50Г, 1050—60*	Детали, подверженные интенсивному истиранию, динский трепан, шестерни, валы-шестерни, рьяльсы опорно-поворотных устройств со сварными креплениями	Плохая	Н	V 80 80	66 66	10 40	13 11	40 35	4 3	197—255	15%	2	—
65Г, 1050—60*	Шайбы пружинные, ходовые колеса, рьяльсы опорно-поворотных устройств с болтами кр. плещем	Плохая	Н 3иО	80 10	75	44	9	30	—	221—242 402—144	340	2	—
40Х, 4340—61	Тяжело нагруженные валы, валы-шестерни, червяки, звездочки, стержневые повороты и поперечные валы, болты, предварительные напайки, соединительные приращенные соединения	Плохая	3иО	≤ 25 25—50 50—80 80—100 100—160	100 88 88 80 75	80 70 67 60 56	15 10 10 12 11	45 — 35 42 10	6 6 5 5	291—311 286—302 282—302 235—277 223—262	165	2	Может подвергаться поверхностной закалке ТВЧ и газом. Заменитель — сталь 45Х, 40ХН ГОСТ 4545—61

34ХН3М, ЛУММН, 20—4—51, (НМЗ им. В. И. Дег- лина)	Тяжело нагруженные валы-шестерни большого диаметра	—	3иО	> 160	88	67	—	—	—	262—302	—	2	—
1Х13, 5632—61	Крепёж и различные детали заземления для кранов в тропическом исполнении	Ограниченная	3иО	≤ 30 30/60	75 60	55 42	12 20	55 60	8 9	210—250 190—210	—	2 1	Заменители: 2Х13, 3Х13, ГОСТ 5632—61
ШХ15, 01—60	Кольца стандартных подшипников качения	—	3иО	—	—	—	—	—	—	HRC 58—63	220	2	—
60С2, 14989—69	Пружина торсионная навивки, (прутки Ø 8 мм и выше), тарельчатые пружины, кольца пружинные	—	3иО	≤ 50	130	120	6	25	—	HRC 40—47	206	2	Заменители: 60С2А, 55С2, 60С2Н2А, ГОСТ 14989—69
П, 3389—60	Пружина холодной навивки (пруток Ø до 6 мм)	—	—	0,7 2,0 4,0 6,0	215—260 140—210 150—175 135—160	—	—	—	—	—	200	2	—

¹ Свариваемость: хорошая — без подогрева и отпуски; удовлетворительная — предварительный или сопутствующий подогрев до 100—300° и отпуск; ограниченная — предварительный подогрев до 300—400° и отпуск; плохая — предварительный подогрев до 350—650° и отпуск.

² Термическая обработка: Н — нормализация; 3иО — закалка и отпуск (улучшение).

³ Для сталей марок 40, 45, 50Г, 65Г допускается снижение временного сопротивления на 2%, ошлеиваемой поверхности относительного удлинения на 2%.

⁴ Ударная вязкость сталей по ГОСТу 1050—60* проверяется на закаленных образцах.

⁵ Механические свойства по соответствующему ГОСТу, твердость по данным завода ПТО им. Кирова; 2 — механические свойства по данным завода ПТО им. Кирова.

1.7. Стали для деталей механизмов (отливки)

Марка, ГОСТ	Назначение	Свариваемость ¹	Термическая обработка			Временное сопротивление разрыву		Относительное удлинение в %	Ударная вязкость в кгс·м/см ²	Твердость НВ (по данным завода ПТО им. Кирова)	Стоимость отливок в % от ст. 3 кп	Примечания
			характер ²	температура нагрева	охлаждающая среда	в кгс/мм ²	предел текучести при растяжении					
25Л1, 977—65	Отливки для свариваемых деталей	Хорошая	Н	880—900	Воздух	45	24	19	4	124—151	345	Механические свойства по ГОСТу 977—65
			О	550—600	Печь	50	28	15	3,5	137—166		
55Л11, 977—65	Стойки, подшипники буков, ступицы барабанов, барабаны, блоки, рычаги тормозов	Удовлетворительная	Н	880—900	Воздух	60	35	10	2,5	170—228	345	Механические свойства по ГОСТу 977—65
			О	550—600	Печь	70	38	12	2,5	255—285		
55Л11, 977—65	Зубчатые колеса, зубчатые полушлицы, тормозные шлицы, ходовые колеса и катки	Ограниченная	Н	880—900	Воздух	70	38	12	2,5	255—285	—	Механические свойства по ГОСТу 977—65
			О	550—600	Печь	70	38	12	2,5	255—285		

Продолжение табл. 1.7

Марка, ГОСТ	Назначение	Свариваемость ¹	Термическая обработка			Временное сопротивление разрыву		Относительное удлинение в %	Ударная вязкость в кгс·м/см ²	Твердость НВ (по данным завода ПТО им. Кирова)	Стоимость отливок в % от ст. 3 кп	Примечания
			характер ²	температура нагрева	охлаждающая среда	в кгс/мм ²	предел текучести при растяжении					
55Л11, 977—65	Зубчатые колеса, зубчатые полушлицы, тормозные шлицы, ходовые колеса и катки, с повышенными механическими свойствами	Ограниченная	Н	—	—	70	38	12	2,5	170—228	345	Механические свойства по данным завода ПТО им. Кирова
			С	—	—	—	—	—	—	269—321		
65Л	Ходовые колеса и катки	Плохая	Н	—	—	71	40	8	—	229	—	Механические свойства по данным завода ПТО им. Кирова
			С	—	—	90	60	5	—	269—321 ³		
Г13Л, 2176—67	Ножи грейферных ковшей, траки гусениц и другие детали, работающие в абразивной среде	—	3	1050—1100	Вода	55	21	20	—	≅ 302	500	Механические свойства по данным завода ПТО им. Кирова

¹ Определены в свариваемости см. в табл. 1.6. Для сталей 55Л11, 55Л111 и 65Л определения свариваемости относятся только к заварке дефектов отливок.
² Н — нормализация; О — отпуск; У — улучшение; С — сорбитизация; З — закалка.
³ Твердость по оболду.

1.8. Чугуны для деталей механизмов (отливки)

Марка, ГОСТ	Назначение	Механические свойства (не менее)						Модуль упругости в кгс/мм ²		Стоимость в % от марки стали	
		Временное сопротивление в кгс/мм ²			Стрела прогиба при расстоянии между опорами в мм			Твердость НВ	при растяжении		при сжатии
		при растяжении	при изгибе	при сжатии	600	300					
СЧ15-32, 1412-70	Тонкостенные (толщиной до 15 мм) блоки, корпуса редукторов и крышки, барабаны	15	32	65	8	2,5	163-229	-	-	150	
СЧ18-36, 1412-70	Блоки, барабаны, корпуса редукторов и крышки, тормозные колодки, цепные звездочки и кодовые колеса краев с ручным приводом	18	36	70	8	2,5	170-229	8 000	-	215	
СЧ28-48, 1412-70	Блоки, барабаны, корпуса редукторов и крышки повышенной прочности	28	48	100	9	3	170-241	-	-	240	
СЧ35-56, 1412-70	То же	35	56	110	9	3	197-269	-	-	-	
АСЧ1, 1585-70	Анфрикционный материал для вкладышей ответственных подшипников	-	-	-	-	-	170-220	-	-	-	
Высокопрочные чугуны по ГОСТу 7293-70											
ВЧ46-0	Для замесы стальных деталей чугуном-мн и для повышения прочности и пластических свойств деталей из серого чугуна	45	35	-	1,5	1,6	187-255	-	-	-	
ВЧ50-1,5		50	38	-	2	1,5	187-255	18 750	-	-	
ВЧ60-2		60	42	-	5	2	197-269	17 950	7300	-	
ВЧ45-5		45	33	-	10	3	170-207	-	-	-	
ВЧ40-10	40	30	-	-	-	-	156-197	-	-	-	

1.9. Усталостные характеристики сталей и серых чугунов (для гладких полированных образцов диаметром 7-10 мм)

Марка	Предел выносливости (кгс/мм ²) при симметричном цикле			Предел выносливости (кгс/мм ²) при симметричном цикле	Предел текучести при растяжении в кгс/мм ²	Марка	Примечания	Примечания			
	в кгс/мм ²	растяжение	изгиб						растяжение	изгиб	кручение
Ст. 3; 20	40-50	12-16	17-22	10-13	15	СЧ15-32	5	Твердость НВ 163-229			
Ст. 4; 25	43-53	-	19-25	-	28	СЧ28-48	11	Твердость НВ 170-241			
Ст. 6; 45	60-71	19-25	25-34	15-20	32	СЧ32-52	11	Твердость НВ 197-248			
45Г2	70-90	-	35-40	-	35	СЧ35-56	15				
60Г	67-87	-	25-32	-	32	СЧ32-52	14				
40Х	100	25	35-38	22,5	35	СЧ35-56	15				
40ХН	90	29	40	24	35	СЧ35-56	15,5				

1.10. Цветные металлы для деталей механизмов и электрооборудования

Марка, ГОСТ	Назначение	Химический состав в %					Механические свойства				Примечания	
		Al	Cu	Zn	Fe	Mn	Подготовка поверхности	Предел прочности в кг/мм ²	Относительное удлинение в %	Твердость НВ		Источник
А5, 11069—64*	Алюминиевая проволока для заклепок (крепление обкладок тормозных колодок), детали для монтажа электрооборудования, шайбы уплотнительные	99,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
АД, 4784—69*	Листы из алюминиевого сплава для деталей, идущих на монтаж электрооборудования	Не менее 99,8	—	0,1	0,5	0,1	—	—	—	—	—	—
АМг6 4784—65		Основа	—	—	—	—	5,8	—	—	—	—	—
Л62, 1019—47*	Легкий токопроводящий крепеж, фирменные таблички	—	60,5—63,5	Остальное	—	—	Прутки	38	18	—	—	—
М2, 850—66		—	—	99,7	—	—	—	Лист	35	20	—	—
Бронза Бр. АЖ9-АЛ, 493—64*	Вонды червячных колес, втулки и вкладыши подшипников	8—10	Остальное	—	2—4	—	В землю	40	10	100	—	Заменитель — А.Ж.Мц. 10-3-1-5

Марка, ГОСТ	Назначение	Химический состав в %					Механические свойства				Примечания	
		Al	Cu	Zn	Fe	Mn	Подготовка поверхности	Предел прочности в кг/мм ²	Относительное удлинение в %	Твердость НВ		Источник
Бронза Л.А.Ж.Мц. 62-3-7, 1019—47*	Гайки важинных валов	6—7	64—68	1,0, Pb 1,0	2—4	1,5—2,5	В кокаль	66	7	—	—	—
Бронза Бр. ОФ10-1, АМТ У 533—67	Гайки, вилки, втулки судовых кранов	Sn 9—11%, P 0,8—1,2%, примесей ≤ 0,75%	—	—	—	—	В землю	20	3	80	—	—
Бронза Бр. ОЦСБ-5-5, 613—65	Диски фракционных муфт судовых кранов	Sn 4—6%, Zn 4—6%, Pb 4—6%, Cu остальное, примесей ≤ 1,3%	—	—	—	—	В кокаль	25	3	100	—	—
АЛ2, 2685—63*	Легкий сплав для деталей, подвергающихся действию морской воды	Si 10—13%, Al остальное, примесей ≤ 2,2%	—	—	—	—	В землю	15	3	50	—	Удельный вес около 2,7—2,8
АЛ5, 2685—63*	Легкий сплав для прочных деталей (корпуса и крышки редуктора, корпуса ручных и электрических талей, кранштейны)	Si 4,5—5,5%, Cu 1,0—1,5%, Mg 0,35—0,60%, Al остальное, примесей ≤ 1%	—	—	—	—	В землю В кокаль	16	0,5	65	—	Термообработка — старение
АЛ11, 2685—63*	То же, что АЛ5, но для деталей, обладающих большей прочностью и твердостью	Ni 1,75—2,25%, Cu 3,75—4,5%, Mg 1,25—1,75%, Al остальное	—	—	—	—	В землю В кокаль	20	0,5	70	—	Закалка и старение
							В землю В кокаль	18	1	65	—	Закалка и старение
							В землю	20	2	80	—	Удельный вес около 2,7—2,8
							В кокаль	21	1,0	80	—	Удельный вес около 2,7—2,8

4. НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ

1.11. Прессованные и литые материалы

Наименование, марка, ГОСТ	Назнач. шце	Вид поставок	Удельный вес в ед.см ³	Механические свойства					Модуль упругости при растяжении в кгс/мм ²	Источники ¹
				при растяже-нии	при растяже-нии в %	Твердость НВ	Ударная ударная вязкость кгс·см/см ²	Ударная вязкость при растяжении в кгс/мм ²		
Волокнит, ГОСТ 5689-66	Нитруженные детали (за-кладные и прижимные крыш-ки подшипниковых узлов и зубчатых муфт, распорные втулки)	Волокнистая масса	1,45	8	3-6	0,38	25	9,0	850	1
		Лента	1,7-1,9	25	50	1,5	40-45	150	3500	1
Стекловолокнит, АГ-4В	То же, что для волокнита, но при большом нагревании и для крышек, поставленных в тронки	Стекло-волокну-стая масса		12	8			30		
АГ-4С, ГОСТ 10087-62*		Лента		25	50			150		

Прессованные материалы (для изготовления деталей прессованием)

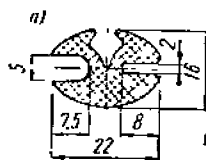
Смола карболит, ВУ УХП 69-66	В узлах трения кранов (втулки подшипников скольжения в опорно-поворотных устройствах портальных кранов, бегунки подвесок токоподвода, ручки рычагов управления, распорные кольца, футеровка канатных блоков)	Гранулы	Литьевые материалы (для изготовления деталей литьем под давлением)					Морозостойкость минус 20°С		
			1,13-1,15	9	3-7	200	10-12		150	144
Полиамидная смола АК 80-20 СТУ 46-3523-65	То же, что для смолы карболовой б	Гранулы	1,13	10-12	5	100	15-17	100-120		4

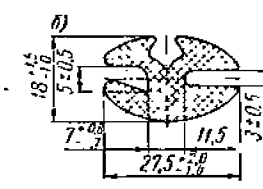
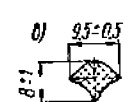
Гетинакс III, ГОСТ 2718-66	Электронизляционные плиты и перегородки	Слоистые листовые материалы					3			
		1,3	13	9	25	15		1200-2100		
Стеклотекстолит, СТЭФ, ГОСТ 12652-67	То же, но годен для кранов, работающих в тронке-ско и клинчат	Листы не менее 930x1430 толщиной 10-30 мм	1,7	11	9	1	30	50	2000	1
Текстолит Б, ГОСТ 2910-67	Втулки, вкладыши, шестеря	Листы не менее 450x600 толщиной 10-30 мм	1,3	12	6,5	1	30	25	400-1000	2
Миланит, ПФКА 612160, ГОСТ 6121-60	Для электроизоляционных прокладок	Листы не менее 550x650 мм толщиной 1-2 мм	2,9							1

¹ — наименование по данным завода ПТО им. Кирова, механические свойства по данным РС-985-62. Руководящий технический материал. Пластмассы для судостроения. Труды, журн. судостр. и ослоное казначество. Л., 1963. 2 — механические свойства по данным предприятия: М. Ю. К а ц и е л с о и Г. А. Б а л а е в. Пластические массы. ЦБТИ ЛСНХ. Л., 1963. 3 — по данным 1 завода ПТО им. Кирова.

1.12. Стекланные изделия, химические продукты и резина-асбестовые изделия
(по данным завода ПТО им. Кирова)

Продолжение табл. 1.12

Наименование, марка, ГОСТ	Назначение	Вид поставки	Вес
Стекло и стеклянные изделия			
Стекло полированное, сорт 1, ГОСТ 7132-61*	Остекление кабины	Листы шириной 1200—1400 мм, длиной до 2200 мм толщиной 4, 5, 6 мм	2,5 гс/см ³
Сталлит полированный, сорт 1, ГОСТ 5727-57*	Остекление кабины металлургических кранов и кранов, поставляемых на экспорт	Листы по чертежам, но не более 800×800 мм, толщиной 5 и 6 мм	2,6 гс/см ³
Химические продукты, резина, асбест			
Мипора, ТУ-УХП 3858-52	Для теплоизоляции кабин	Плиты, завернутые в пленку ПК4, размеры по чертежам заказчика	10—30 кгс/м ³
Пенопласт ФС-7-2, МРТУ 6-05-958-65	Для теплоизоляции кабин	Плиты толщиной 30—60 мм	70—100 кгс/м ³
Декоративный бумажно-слоистый пластик ОД, ГОСТ 9590-61	Для облицовки стен кабины крановозагата	Листы шириной 600—1600 мм, длиной 1000—3000 мм, толщина 1—5 мм	1,3—1,4 гс/см ³
Трубка техническая резиновая, тип 3, мягкая, ГОСТ 5496-67	Для прокладок к дверям и рамам кабин	Бухты по 10 кгс, длиной не менее 2 м, наружный диаметр 6, 10, 12 мм	0,14 кгс/м
Шнур резиновый 12×18, ИПР 10-36, ТУ 1480-48	Для окантовки дверей	Толщина 12 мм, ширина 18 мм	0,2 кгс/м
Резина ТУ-УХП 233-54р. гр. II (теплостойкая) или гр. III (морозостойкая)	Для окантовки стекол кабин	В бухтах	—
	Профиль НТ9 для стекол толщиной 5 мм		0,27 кгс/м

Наименование, марка, ГОСТ	Назначение	Вид поставки	Вес
Резина ТУ-УХП 233-54р. гр. II (теплостойкая) или гр. III (морозостойкая)	Профиль ТР401—ТР405 для стекол толщиной 6 мм		0,41 кгс/м
	Замок для обоев профилей; профиль НТ8		0,06 кгс/м
Резина 1В, Ленинградский завод РТИ, ТУ 233-54р ¹	Для изготовления оуферов и втулок пальцевых муфт	Детали изготавливаются формованием. Сопротивление разрыву 45 кгс/см ² , относительное удлинение 200%, термостойкость минус 30° С—плюс 50° С	1,6 гс/см ³
Накладки тормозные вальцованные 6к В-10, ТУ 3027-51	Для тормозных колодок	Штуками длиной по чертежам заказчика. При толщине 6 мм ширина 90 мм. При толщине 8 мм ширина 60, 80, 90, 100, 140 мм. При толщине 10 мм ширина 100 мм	2,82 гс/см ³
Лента тормозная асбестовая ТИП Б, ГОСТ 1198-69	Для тормозных колодок и лент	Длина по заказу	2,82 гс/см ³
		Толщина Ширина ²	
		в мм в мм	
		4 20—50	
		6 30—120	
		8 40—160	
		10 50—200	
		12 80—250	
		16 и 20 100—250	

¹ Изготовитель — объединение предприятий резиновых изделий «Красный треугольник».
² Ширина изменяется в пределах 20—130 мм через каждые 5 мм и от 130 до 250 мм через каждые 10 мм.

1.13. Лако-красочные покрытия для кранов
(по данным завода ПТО им. Кирова)

Продолжение табл. 1.13

Покрытие, ГОСТ или ТУ, наименование, марка, цвет	Растворитель, ГОСТ или ТУ, наиме- нование, марка	Покрывае- мые поверх- ности	Приме- нение на кра- нах ¹	Норма расхода покрытия/раство- рителя в гс/м ² при нанесении одного слоя на листовые металлические конструкции, механизмы и электрооборудо- вание	
				распы- лением	кистью
4056—63, грунтовка, ГФ—020, красно-корич- невая	1928—67, сольвент	Наружные и доступные внутренние поверхности металлических конструк- ций. Кабины. Кожухи	О и ЭУ	82/12	61/5
		Фанерная обшивка и полы кабин		115/17	90/7
		Механизмы		100/14	75/6
6465—63, эмаль, ПФ—115, серая, желтая, крас- ная, слоновая кость	1928—67, сольвент	Наружные и доступные внутренние поверхности металлических конструк- ций. Кабины. Кожухи	ЭУ и О	170/26	130/10
		Фанерная обшивка и полы кабин		230/36	180/14
		Механизмы		200/31	155/12
9109—59, грунтовка, ФЛ-03	3134—52 и 1928—67, уйит-спи- рит+соль- вент 1:1	Наружные и доступные внутренние поверхности металлических конструк- ций. Места, подлежащие сварке внахлестку. Ка- бины. Кожухи	ЭТ	58/9	46/3
		Фанерная обшивка и полы кабин		80/13	64/4
		Механизмы		70/11	55/4
9109—59 и 5494—50, грунтовка, ФЛ-03+15% алюминевой пудры ПАК-2		Внутренние недоступ- ные после сварки поверх- ности (коробчатые балки мостов, участки коробча- тых стрел и хоботов и др.) у кранов, работаю- щих на открытом воз- духе	ЭТ	64/10	50/4

Покрытие, ГОСТ или ТУ, наименование, марка, цвет	Растворитель, ГОСТ или ТУ, наиме- нование, марка	Покрывае- мые поверх- ности	Приме- нение на кра- нах ¹	Норма расхода покрытия/раство- рителя в гс/м ² при нанесении одного слоя на листовые метал- лические кон- струкции, меха- низмы и электро- оборудование	
				распы- лением	кистью
10144—62, эмаль, ХВ-124, серая, красная, красная, ко- ричневая, ко- ричневая, желтая	7827—55, Р-4	Наружные и доступные внутренние поверхности металлических конструк- ций. Кабины. Кожухи	ЭТ	153/61	—
		Фанерная обшивка и полы кабин		210/85	—
		Механизмы		180/72	—
ТУ — МХП 1308—65 и 5494—50, лак 170 прозрач- ный+15% алюминевой пудры ПАК-2	1928—67, сольвент	Внутренние труднодо- ступные после сварки по- верхности (торцовые бал- ки мостов, рамы пово- ротных платформ, рамы лебедок, оголовки и ноги порталов, ящики проти- воавесов и др.)	О и ЭУ	49/8	—
		Места, подлежащие сварке внахлестку			
6631—65, эмаль, НЦ-132, К красная	5630—51, № 646	Внутренние поверх- ности редукторов и цап- лей в редукторах	О и ЭУ	155/42	120/30
ТУ — МХП 138—59, эмаль ВЛ-515, красно- коричневая	Этилцел- лозоль + этиловый спирт 30:70		ЭТ	150/23	—
ТУ — МХП 515—51, эмаль № 270, серая	1928—67, сольвент	Наружные поверхности электродвигателей (после монтажа)	ЭТ	90/13	67/3
10277—62, шпаклевка, ПФ-00-2, красно-корич- невая	—	Наружные поверхности стальных и чугунных отливок	ЭУ	250	

5. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И РАСЧЕТНЫЕ СЛУЧАИ НАГРУЗОК

Для крановых механизмов с машинным приводом установлены следующие режимы работы: легкий (Л), средний (С), тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ). Режим работы крана в целом и его металлических конструкций определяется режимом работы механизма главного подъема. Режимы работы отдельных механизмов в зависимости от типа крана определяются по табл. 1.14 [0.45]. Для кранов, не указанных в этой таблице, а также в тех случаях, когда наблюдения за работающими кранами не подтверждают указанных в ней режимов работы (например, вследствие интенсификации

1.14. Режим работы механизмов кранов
(Госторгтехнадзор СССР)

Краны	Режим работы механизма								
	главного подъема ¹	исполнителя подъема ²	передвижения тележки (тали) ³		передвижения крана	повороты	управления	исполнения вылета стрелы	привода
			главной (магнитной)	исполнителя (рейферной)					
Мостовые:									
подвесные	С	—	С	—	С	—	—	—	—
крюковые легкого режима работы	Л	Л	Л	—	Л	—	—	—	—
крюковые среднего режима работы, в том числе с использованием электротали	С	С	С	—	С	—	—	—	—
крюковые тяжелого режима работы	Т	С	С	—	Т	—	—	—	—
грейферные	ВТ	ВТ	ВТ	—	ВТ	—	—	—	—
магнитные, в том числе со съёмным моторным грейфером	Т	—	Т	—	Т	—	—	—	—
магнитно-грейферные	ВТ	ВТ	ВТ	ВТ	ВТ	—	—	—	—
с лапами	ВТ	—	ВТ	—	ВТ	ВТ	—	—	—
Магнитные:									
с жесткой траверсой	ВТ	—	ВТ	—	ВТ	—	—	—	—
с гибкой траверсой	ВТ	—	ВТ	—	ВТ	—	—	—	—
магнитные шихтовых скрапных дворов, а также копровые	ВТ	—	ВТ	—	ВТ	—	—	—	—
мульдо-магнитные	ВТ	ВТ	ВТ	—	ВТ	—	С	—	—
литейные	Т	С	С	С	Т	—	—	—	—

Покрывание, ГОСТ или ТУ наименование, марка, цвет	Растворитель, ГОСТ или ТУ, наименование, марка	Покрываемые поверхности	Применение на кранах ¹	Норма расхода покрытия/растворителя в г/м ² при нанесении одного слоя на листовые металлические конструкции, механизмы и электрооборудование	
				распылением	кистью
10277—62, шпаклевка ХВ-00-5, серая	—	Наружные поверхности стальных и чугунных отливок	ЭТ	—	250
8017—56, лак, БТ-99	—	Узлы для заземления электрооборудования	О и ЭУ	—	41,3
8017—56 и 5494—50, лак, БТ-99+15% алюминиевой пудры ПАК-2	1928—67, сольвент		ЭТ	—	41,3

Примечания: 1. Металлические конструкции, механизмы и кабины кранов О на заводе-изготовителе грунтуются один раз, а после монтажа на месте установки вторично грунтуются частично или полностью один раз и окрашиваются эмалями и лаками один-два раза.
2. Краны ЭУ перед отправкой заказчику грунтуются один раз и окрашиваются два раза.
3. Краны ЭТ перед отправкой заказчику грунтуются два раза и окрашиваются четыре раза.
4. Внутренние поверхности редукторов и находящиеся в них детали грунтуются один раз и покрываются эмалью два раза или без грунтовки покрываются эмалью три раза.
5. При грунтовке и окраске решетчатых металлических конструкций методом распыления нормы расхода увеличиваются против указанных в таблице для листовых конструкций на 50—60%.

¹ О — краны отечественной поставки; ЭУ — краны, поставляемые на экспорт в страны с умеренным климатом; ЭТ — краны, поставляемые на экспорт в страны с тропическим климатом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гапченко М. Н. Хрупкое разрушение сварных соединений и конструкций. Москва — Киев, Машиз, 1963.
2. Левитин Б. С. и Воронцов Г. А. Применение алюминиевых сплавов в крановых металлоконструкциях. М., изд-во «Машиностроение», 1964.
3. Лысяков А. Г. Снижение веса крановых конструкций. — «Строительные и дорожные машины», 1967, № 3.
4. Мельников Н. П. и Зелятров В. Н. Выбор сталей для строительных металлических конструкций. Изд. 2-е. М., Стройиздат, 1967.
5. Попов К. В. и Савицкий В. Г. Низкотемпературная хрупкость стали и деталей машин. М., изд-во «Машиностроение», 1969.
6. Технические условия проектирования железнодорожных, автодорожных и городских мостов и труб (СН 200—62). М., Трансжелдориздат, 1962.

Краны	Режим работы механизма									
	главного подъема ¹	вспомогательного подъема ²	передвижения тележки (тали) ³		передвижения крана ⁴	поперота	управления	наклонения вылета стрелы	в р/лк илил	
			главной (маг. илиной)	вспомогательной (грейферной)						
для раздевания слитков	ВТ	Т	ВТ	—	ВТ	—	—	—	—	—
колодезные	ВТ	С	ВТ	—	ВТ	ВТ	Т	—	—	—
ковочные	Т	Т	Т	С	Т	—	—	—	—	—
закалочные	Т	С	ВТ	—	Т	—	—	—	—	—
завалочные	Т	С	ВТ	С	ВТ	ВТ	—	ВТ	ВТ	—
Козловые:										
крюковые	С	С	С	—	С	—	—	—	—	—
грейферные	Т	Т	Т	—	Т	—	—	—	—	—
Перегрузчики	ВТ	ВТ	ВТ	—	Л	—	—	—	—	—
Башенные строительные:										
для монтажа сборных сооружений	Л	—	Л	—	Л	Л	—	Л	—	—
для подъема мелких штучных грузов	С	—	Л	—	Л	Л	—	Л	—	—
Портальные:										
монтажные	Л	С	—	—	Л	С	—	С	—	—
перегрузочные крюковые	С	—	—	—	Л	С	—	С	—	—
перегрузочные грейферные	ВТ	ВТ	—	—	Л	Т	—	Т	—	—
Кабельные:										
монтажные	Т	—	Л	—	Л	—	—	—	—	—
перегрузочные грейферные	Т	—	Г	—	Л	—	—	—	—	—
перегрузочные крюковые	С	—	С	—	Л	—	—	—	—	—

¹ Механизмы подъема грейфера и магнита считать главными подъемами.
² Механизмы подъема мулды и замыкания грейфера считать вспомогательными подъемами.
³ При наличии на кране одной тележки следует руководствоваться данными для главной тележки.

производственных процессов), их можно определять по табл. 1.15¹ на основании следующих показателей:
 коэффициента использования номинальной грузоподъемности крана

$$k_{zp} = \frac{Q_{cp}}{Q_{ном}}, \quad (1.1)$$

где Q_{cp} — среднее за год значение веса поднимаемого груза, включая вес грузозахватных приспособлений (вес, передающийся поднимаемым канатам); $Q_{ном}$ — номинальное значение того же веса;
 числа часов работы крана в год t_k ;
 относительной продолжительности включения механизма²
 (вычисляется за период времени до 1 ч)

$$ПВ\% = \frac{t}{T_u} 100, \quad (1.2)$$

где t — время работы механизма в течение цикла; $T_u = t + t_0$ — полное время цикла работы крана, включая время пауз t_0 ;
 числа включений (пусков) механизма в час $n_{вк}$.
 Число часов работы механизма в год

$$t_m = t_k \frac{ПВ}{100}. \quad (1.3)$$

Из разнообразных сочетаний нагрузок, действующих на кран, возможно выделить три основных расчетных случая.

1.15. Характеристика режимов работы крановых механизмов [0.18]

Режим работы	Использование крана		Работа механизма	
	по времени t_k в ч/год	по грузоподъемности в k_{zp}	ПВ в %	Число включений в час $n_{вк}$
Л	Редкое (1000)	Среднее (0,5) Малое (0,25)	15 25	Менее 60
С	Редкое	Полное ($\geq 0,75$) Полное Среднее	40	60—120
	Среднее (2500)		15 25	
Т	Среднее	Полное Полное Среднее	25—40	120—240
	Частое (5000)		25—40 60	
ВТ	Частое	Полное	60—80	240—480

Первый случай (Л) — номинальные нагрузки рабочего состояния, которые возникают при работе в нормальных условиях эксплуатации (работа с грузом нормального веса, плавные пуски в ход и торможения, нормальное состояние подкрановых путей, среднее давление ветра рабочего состояния (см. п. 7 настоящей главы).

¹ Табл. 1.15 несколько отличается от аналогичной, рекомендуемой Госгортехнадзором.
² Для некоторых механизмов ПВ двигателя может быть значительно меньше ПВ механизма за счет работы механизма по инерции при выключенном двигателе.

По этим нагрузкам производится расчет на выносливость (усталость), долговечность, износ и нагрев. При расчетах на выносливость и износ давление ветра можно не учитывать.

При переменных значениях нагрузок, в том числе веса поднимаемого груза, расчет следует вести не по максимальной их величине, а по среднему (эквивалентному) значению (п. 13, гл. III). Комбинация нагрузок выбирается наиболее часто встречающаяся — характерная.

Второй случай (II) — максимальные нагрузки рабочего состояния, которые возникают при работе в наиболее тяжелых условиях эксплуатации с полным (номинальным) грузом.

Максимальные (предельные) нагрузки могут вызываться максимальными статическими сопротивлениями, резкими пусками и торможениями, максимальной силой ветра рабочего состояния, плохим состоянием подкранового пути, максимальным наклоном. Для плавучих и судовых кранов учитывается максимальный крен и, если предусматривается работа в открытом море, качка на волнении. По этим нагрузкам производится расчет прочности и устойчивости крана в целом и отдельных его элементов, причем выбирается наиболее опасная комбинация нагрузок в пределах действительно возможного их сочетания на основе практики расчетов и эксплуатации кранов. Величина максимальных нагрузок ограничивается предельными значениями при буксовании ходовых колес, проскальзывании муфт предельного момента, срабатывании электрической защиты, срабатывании растормаживающих устройств (у ковшовых кранов), срезе контрольных пальцев и т. п.

Третий случай (III) — нагрузки нерабочего состояния, которые возникают при отсутствии груза и при наличии ветра нерабочего состояния (ураган), а в некоторых условиях при изменении температуры воздуха, снегопаде и обледенении. По этим нагрузкам производится проверка прочности и устойчивости крана в целом и отдельных его элементов. Для плавучих, доковых и судовых кранов учитывается также нагрузка, вызываемая качкой на волнении. Положение стрелы, поворотной части и грузовой тележки принимается наиболее опасным, если не предусмотрены специальные блокировочные устройства.

Технологические нагрузки, связанные с выполнением краном технологических операций, в зависимости от их характера, вероятности появления и продолжительности действия, относятся к нагрузкам первого и второго случаев.

Кроме трех основных случаев нагрузки, могут иметь место случаи особых нагрузок. К ним относятся транспортные нагрузки при перевозке, монтажные, сейсмические нагрузки, действие взрывной волны, удар в буферы. По этим нагрузкам производится проверка прочности и устойчивости крана и его элементов.

Сочетания нагрузок для всех расчетных случаев для металлических конструкций даются в третьем разделе настоящего тома, для механизмов — в шестом разделе второго тома.

6. НАГРУЗКИ ВЕСОВЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ

Грузоподъемностью крана называется вес максимального поднимаемого груза. В кранах со сменными грузозахватными устройствами (в том числе грейферами и магнитами) вес последних включается в грузоподъемность. Вес крюковой подвески не входит в грузоподъемность крана.

Номинальная емкость грейфера определяется согласно ГОСТу 8572—69 как объем воды в ковше грейфера плюс призматическая шапка с двумя вертикальными и двумя наклонными под 35° к горизонту сторонами. При работе с грузами разного насыпного веса кран должен снабжаться сменными грейферами различной емкости.

При работе в воде или в вязких материалах емкость грейфера должна быть снижена для компенсации силы присоса. В этих случаях, если отсутствуют специальные данные, рекомендуется величину расчетного веса грейфера с грузом условно увеличивать на 25%.

Технологические нагрузки чаще всего имеют место при работе металлургических кранов. Сюда относятся нагрузки при выталкивании слитков из изложниц и отрыве их от поддонов, при вытаскивании лопаты из-под пакетов листов или болванок, при поворачивании поковки капователем, при ударах молота, при разравнивании шхты в печах, очистке днищ нагревательных колодцев, подталкивании вагонеток по рель-

совым путям. Ввиду затруднительности, а иногда и невозможности точного определения этих нагрузок, механизмы следует снабжать предохранительными устройствами, ограничивающими передачу усилий и моментов в пределах базовых значений. Все элементы кранов, воспринимающие указанные нагрузки, рассчитываются на действие максимальных усилий и моментов, допускаемых этими предохранительными устройствами. Нагрузки, возникающие при срабатывании предохранительных устройств, следует относить ко второму случаю.

Сила давления штемпеля стрипперного крана при выталкивании слитка весом $Q = (1 \div 20) т$ из изложницы принимается [0.24]

$$P = 75 + 10Q \text{ тс.}$$

Фактически эта сила зависит от качества поверхности изложниц и от подготовки их к разливу. Сила P является внутренней и не передается на мост крана.

Сила сталкивания пакета листов или болванки с лопаты а г р у з о ч и о г о к р а н а при ее горизонтальном положении равна силе трения скольжения между сталкиваемым материалом и лопатой. При этом коэффициент трения скольжения принимается равным 0,25.

Имея в виду толчки и колебания, возникающие во времяковки, и возможность значительных перегрузок ковшовых кранов вследствие запаздывания срабатывания растормаживающего устройства, расчет этих кранов следует производить: по первому случаю нагрузок — на выносливость по номинальной грузоподъемности при тяжелом режиме работы; по второму случаю нагрузок — на прочность по двойной номинальной грузоподъемности без динамических коэффициентов и коэффициентов толчков. Определение нагрузок мостов ковшовых кранов см. [6 и 7].

7. НАГРУЗКИ ОТ ВЕТРА, СНЕГА И ГОЛОЛЕДА

Выбор расчетных величин давления ветра производится по ГОСТу 1451—65. Различают максимальное давление ветра рабочего и нерабочего состояний крана P_{011} и P_{0111} (II и III расчетные случаи нагрузок), а также среднее давление ветра рабочего состояния P_{01} для определения мощности электродвигателей механизмов, принимаемое равным $P_{01} = 0,6 P_{011}$.

Давление ветра P_w на кран или его часть

$$P_w = \sum (p_w F_w), \tag{1.4}$$

где P_w — удельное давление ветра на наветренную поверхность в данной зоне высоты; F_w — расчетная наветренная площадь (нетто) конструкции и груза, определяемая из таблиц приложения 1 и 2 к ГОСТу 1451—65.

Величину F_w приближенно можно принимать

$$F_w = k_c F_0, \tag{1.5}$$

где F_0 — площадь брутто передней со стороны ветра грани конструкции, ограниченная ее контуром; k_c — коэффициент сплошности, находящийся в пределах 0,2—0,6 для решетчатых ферм из прямоугольных профилей и 0,2—0,4 для ферм из труб. Минимальные значения относятся к безраскосным фермам. Для механизмов $k_c = 0,8 \div 1,8$. Для сплошных конструкций, кабин и противовесов $k_c = 1$.

Наветренная площадь груза принимается по фактическим данным, а при отсутствии их определяется по табл. 1.16. (ГОСТ 1451—65). Давление ветра на груз будет передаваться на конструкцию в месте опоры подъемного каната.

1.16. Наветренная площадь F_w груза весом Q

0,2	Q в тс	1	2	3,2	5	10	16	20	25	32	63	100
	F_w в м ²	2,8	4	5,6	7,1	10	14	16	18	20	28	36

Удельное давление ветра p_a для рабочего и нерабочего состояния крана

$$p_a = q_0 n c \beta \gamma \text{ кгс/м}^2, \quad (1.6)$$

где q_0 — скоростной напор ветра на высоте до 10 м над поверхностью земли (воды) — для кранов на плавучих средствах) в кгс/м^2 , равный $q_0 = \frac{v^2}{16}$ при скорости ветра v в м/сек ;

n — поправочный коэффициент, учитывающий возрастание скоростного напора в зависимости от высоты H над поверхностью земли (воды), определяемый по табл. 1.17; c — аэродинамический коэффициент; β — коэффициент динамичности, учитывающий пульсирующий характер ветрового давления. Значения β и метод его определения должны приниматься по техническим условиям проектирования конструкции соответствующих типов кранов.

1.17. Поправочный коэффициент n в зависимости от высоты над уровнем земли (воды)

H в м	До 10	10—20	20—30	30—40	40—50	50—60	60—70	70—80	80—100
n	1,0	1,32	1,5	1,7	1,8	1,9	2,0	2,12	2,2

Для этих же кранов для груза считается $\beta = 1,25$.

По проекту правил технадзора стран — членов СЭВ, в том числе Советского Союза, коэффициент динамичности β определяется для всех типов стреловых кранов аналогично указанному в табл. 1.18. При этом разрешается период собственных колебаний крана принимать

$$\tau = 2\pi \sqrt{\left(\frac{I}{\beta^2 \cos^2 \beta_1} + m_2\right) \delta}, \quad (1.7)$$

где I — момент инерции всех частей крана относительно ребра опрокидывания (ребро опрокидывания см. гл. VI, п. 20) в $\text{кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$; m_2 — масса рабочего груза и грузозахватного приспособления в $\text{кгс} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$; l — длина отрезка прямой от ребра опрокидывания до точки подвеса в м; β_1 — угол этой прямой с горизонтом; δ — вертикальное перемещение точки подвеса груза от действия вертикальной силы 1 кгс , приложенной к этой точке; γ — коэффициент перегрузки, принимаемый равным $\gamma = 1,1$ при расчете по методу предельных состояний и $\gamma = 1,0$ при расчете по методу допускаемых напряжений.

1.18. Коэффициент динамичности β для строительных башенных кранов в зависимости от периода свободных колебаний крана τ и от высоты башни до шарнира стрелы h_c

h_c в м	τ в сек				
	1	2	3	5	8
20	1,61	1,79	1,93	2,11	2,16
60	1,51	1,65	1,77	1,91	1,96
200	1,37	1,56	1,56	1,66	1,69

Для определения удельного давления ветра рабочего состояния p_{aII} скоростной напор q_0 независимо от района установки принимается равным $q_0 = 15 \text{ кгс/м}^2$. В отдельных случаях по техническим условиям проектирования величина q_0 может быть уменьшена или увеличена, но не более чем до 25 кгс/м^2 . Для портовых и судовых кранов рекомендуется принимать $q_0 = 25 \text{ кгс/м}^2$.

Для определения удельного давления ветра нерабочего состояния p_{aIII} скоростной

напор q_0 определяется в зависимости от района установки крана по ГОСТу 1451—65, где территория СССР раздета на 7 ветровых районов. Если район работы крана точно не установлен, но известно, что кран не будет эксплуатироваться на побережьях северных и дальневосточных морей, а также в районах Новороссийска и Баку (6—7 районов), то следует принимать $q_0 = 70 \text{ кгс/м}^2$.

Аэродинамический коэффициент c определяется по данным приложения 1 к ГОСТу 1451—65. Приближенные значения c приведены в табл. 1.19. Для двух или нескольких ферм или балок, установленных параллельно, величина c для первой (с наветренной стороны) фермы принимается согласно указанному выше; для второй и последующих — принимается $c' = c\eta$, где η — коэффициент, определяемый по табл. 1.20.

1.19. Приближенные значения аэродинамического коэффициента c

Тип конструкции	c	
Башки с выступающими поясами и наружными ребрами. Плоские фермы из прямоугольных профилей	1,4—1,6 ¹	
Коробчатые конструкции с гладкими наружными поверхностями; прямоугольные кабины; противовесы; канаты; груз; понтоны	1,2	
Конструкции из труб в зависимости от произведения диаметра трубы в м на скоростной напор q_0 в кгс/м^2	1,0 и менее	1,2
	1,2	1,0
	1,4	0,8
	1,5	0,7

¹ 1,4 — только для расчета остойчивости плавучих кранов

1.20. Коэффициент η в зависимости от коэффициента сплошности k_c и от отношения b/h расстояния между фермами к их высоте (СН и П, П-А, 11,62)

b/h	k_c					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6—1,0
1	1,0	0,85	0,68	0,50	0,33	0,15
2	1,0	0,90	0,75	0,60	0,45	0,30
6	1,0	0,97	0,85	0,73	0,62	0,5

При определении давления ветра на груз последний рассматривается поднятым в крайнее верхнее положение, а само давление ветра на груз передается конструкции крана в точке его подвеса.

Для расчета прочности плавучих и судовых кранов, работающих в морских портах и в открытом море, по методам расчета, одобренным Морским Регистром СССР [0.48], удельное давление ветра рабочего состояния принимается равным $p_{aII} = 40 \text{ кгс/м}^2$ и нерабочего состояния $p_{aIII} = 200 \text{ кгс/м}^2$ по всей высоте крана. Величина p_{aII} может быть обоснованно уменьшена (в зависимости от бассейна плавания и других условий) до значения не менее 100 кгс/м^2 . Наветренная площадь крана при этом определяется по формуле (1.5). В случае нескольких башен или ферм одинаковой высоты, расположенных одна за другой, наветренная площадь считается: при расстоя-

нии между балками, меньшим их высоты — площадь передней балки, при расстоянии между балками, равным или большим высоте балки, но меньшим ее двойной высоты — площадь передней балки и 50% площади каждой последующей; при расстоянии между балками, равном или большем двойной высоты балки — площадь всех балок.

Для расчета остойчивости плавучих кранов согласно нормам Регистратора Союза ССР [2] скоростной напор ветра рабочего состояния принимается равным $q_0 = 30 \text{ кгс/м}^2$. Для нерабочего состояния скоростной напор q_0 определяется в зависимости от высоты H над водой.

H в м	0—20	20—40	40—60	60—80	80—100	Более 100
q_0 в кгс/м ²	100	116	132	148	164	180

При этом для определения удельного давления ветра $P_{елл}$ в выражении (1.6) принимают $n = \beta = \gamma = 1$, а коэффициент c определяют по данным табл. 1.19. Навстречную площадь находят, как указано выше, для судовых и плавучих кранов.

Снеговая нагрузка [0.49] определяется по горизонтальной проекции воспринимающей поверхности из расчета 50—200 кгс/м² в зависимости от зоны работы крана. Для средней полосы Европейской части СССР и Сибири — 100 кгс/м². Обычно снеговая нагрузка для кранов не учитывается. Гололед [0.49], возникающий при определенной влажности воздуха и температуре от 0 до —5°, образуется на оттяжках и канатах, а также иногда на решетчатых металлических конструкциях корку толщиной 1—1,2 см. Удельный вес гололеда равен 0,9.

8. НАГРУЗКИ ОТ СИЛ ИНЕРЦИИ И КАЧАНИЯ ГРУЗА НА КАНАТАХ

Инерционные нагрузки возникают: а) при пуске в ход и торможении механизмов; б) при перемещении конструкции с переменной скоростью во время установившегося движения двигателя (качание стрелы) или вследствие изменения числа оборотов его в результате колебаний величины нагрузки (двигателя с мягкой характеристикой); в) при движении по неровному пути; г) при качке плавучих сооружений (см. п. 9).

Силы инерции, возникающие при разгоне и остановке механизмов, могут быть приложены статически (плавно) и динамически (резко); в последнем случае возникают упругие колебания, вызывающие увеличение нагрузок. При линейном нарастании движущей (или тормозной) силы P_0 (рис. 1.1, а), приложенной к одномассовой системе, создаваемая ею нагрузка

$$P_{\max} = P_0 (1 + k_N). \quad (1.8)$$

Коэффициент нарастания нагрузки (рис. 1.2)

$$k_N = \frac{\tau}{\pi t_0} \sin \pi \frac{t_0}{\tau}; \quad (1.9)$$

при $t_0 > 0,5\tau$ — принимается по огибающей кривой (рис. 1.2)

$$k_N = \frac{\tau}{\pi t_0}, \quad (1.10)$$

где t_0 — время нарастания нагрузки, а τ — период собственных колебаний системы; при $t_0 = (1,5 \div 3,0) \tau$ величина $k_N = 0,2 \div 0,1$. Значениями k_N можно пользоваться и при нарастании по закону кривой, так как погрешность не превышает 10% [0.9].

Величина t_0 зависит от динамических характеристик двигателей, муфт, тормозов и приборов управления [0.9], а при подъеме груза с земли — от упругой деформации опорной конструкции и удлинения каната. Для увеличения t_0 вводят упругие (пружинные, резиновые) амортизаторы в передаточные звенья механизма.

В случае мгновенного приложения силы P_0 и длительности действия ее $t_N \geq 0,5\tau$ (рис. 1.1, б) величина $P_{\max} = 2 P_0$; при $t_N < 0,5 \tau$ величина $P_{\max} = P_0 \sin \pi \frac{t_N}{\tau}$.

Если $t_N < \frac{1}{6} \tau$ (рис. 1.1, в), то нагрузка не достигает статической величины движущей силы ($P_{\max} < P_0$), а при $t_N = \left(\frac{1}{10} \div \frac{1}{20}\right) \tau$ составит только 60—30% ее.

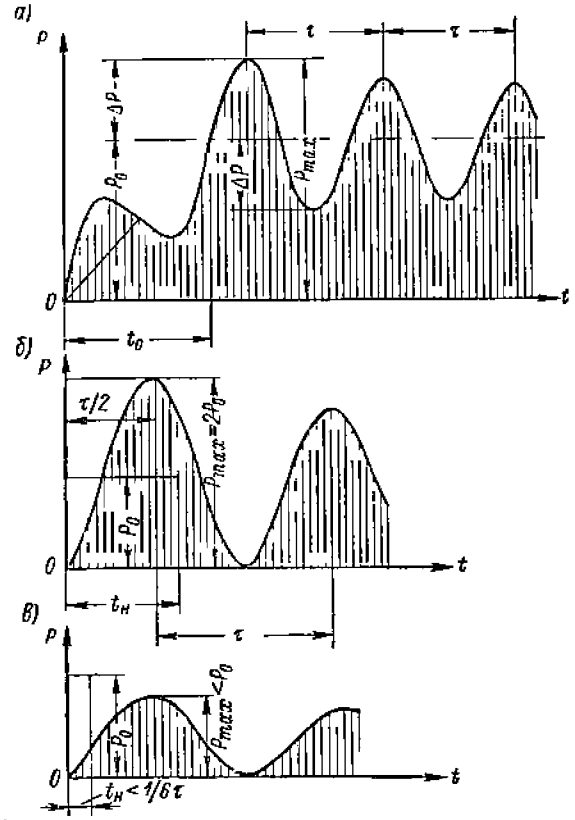


Рис. 1.1 Схемы упругих колебаний в зависимости от характера приложения нагрузки

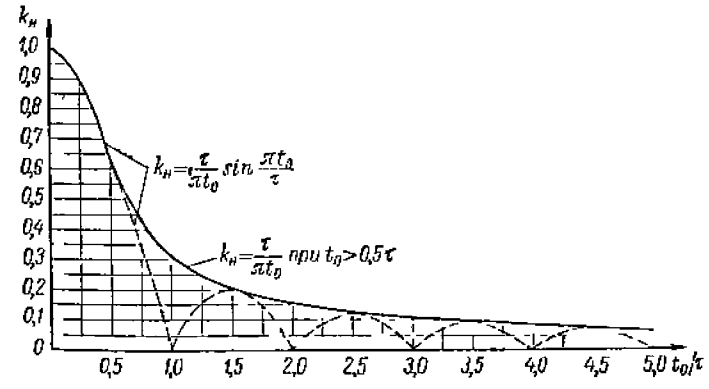


Рис. 1.2 Коэффициент нарастания нагрузки

Все зависимости, касающиеся сил P , действительны также и для крутящих моментов M . Наличие зазоров в соединениях и передачах вызывает появление ударов, которые еще более увеличивают инерционные нагрузки.

В процессе упругих колебаний происходит их затухание по закону экспоненты (рис. 1.3); отношение амплитуд колебаний по истечении времени t и совершения $n = \frac{t}{\tau}$ колебаний

$$\frac{y}{y_{\max}} = e^{-\gamma n} = e^{-\gamma \frac{t}{\tau}},$$

откуда время затухания до амплитуды y

$$t = n\tau = \frac{\tau}{\gamma} \ln \frac{y_{\max}}{y} \quad (1.11)$$

или при $\frac{y}{y_{\max}} = \frac{1}{20}$ время $t = 3 \frac{\tau}{\gamma}$, где γ — логарифмический декремент.

Примерные значения: крановые сварные мосты $\gamma = 0,05 \div 0,17$ [0.12]; решетчатые стрелы шарнирно-сочлененных укосин $\gamma = 0,25 \div 0,35$. О рассеивании энергии колебания см. [0.14].

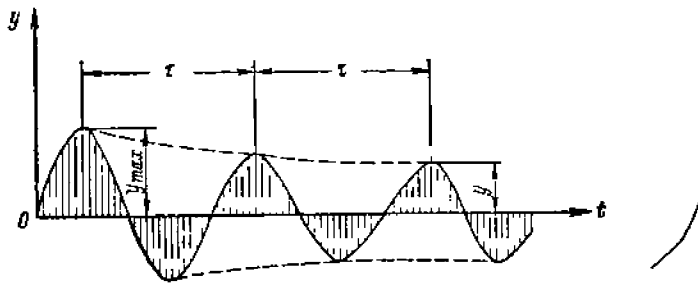


Рис. 1.3. Затухание колебаний

Влияние затухания колебаний на величину P_{\max} незначительно и может не учитываться [0.52], однако чрезмерное время затухания конструкций (мосты, стрелы и т. п.) вызывает помехи в эксплуатации. При медленном затухании может иметь место наложение колебаний от двух последовательных инерционных импульсов одного и того же (разгон и торможение) или разных механизмов.

При работе механизма подъема могут быть два случая: а) отрыв груза с земли при слабонатянутом канате (подъем с подхватом) и б) разгон (при подъеме) или торможение (при спуске) груза на весу. При подъеме с подхватом груза весом Q усилие в конструкции, считая ее одномассовой системой, $P_{\max} = \psi Q$, причем динамический коэффициент

$$\psi = 1 + \xi a; \quad (1.12)$$

$$a = \frac{1}{y_{cm} + \lambda_{cm}} \sqrt{\frac{m_z + m_{cr}}{c_n}}, \quad (1.13)$$

где v — скорость отрыва груза в м/сек; y_{cm} — статический (вертикальный) прогиб конструкции от веса груза в месте его приложения (грузовая тележка, верхняя стрела и т. п.) в м; λ_{cm} — перемещение точки подвеса груза вследствие статического удлинения каната от веса груза в м; значения y_{cm} и λ_{cm} см. в табл. 3.22; m_z — масса груза; m_n и c_n — приведенная (к точке приложения нагрузки от веса груза) масса и жесткость конструкции (см. раздел третий, п. 4); $\xi > 1$ — поправочный коэффициент, учитывающий негочность приближенного расчета.

Величина $\xi = 1 \div 2$ для отдельных групп кранов устанавливается на основании пробных подсчетов по точной и приближенной методике [0.13]; в среднем можно считать $\xi = 1,2 \div 1,5$. Динамический коэффициент для каната будет несколько ниже, чем для металлической конструкции; в практических расчетах их можно считать одинаковыми.

При расчете на прочность следует принимать $v = v_{\text{под}}$, а при расчете на выносливость $v < v_{\text{под}}$ (см. п. 16 и 17).

Период колебаний конструкции с грузом, принимаемых за одномассовую систему

$$\tau = 2\pi \sqrt{\frac{m_n + m_z}{c_n}} \text{ сек.} \quad (1.14)$$

Если считать конструкцию абсолютно жесткой, то динамические коэффициенты для конструкции и каната будут одинаковы и равны

$$\psi = 1 + \frac{v}{g \lambda_{cm}}, \quad (1.15)$$

где g — ускорение силы тяжести.

Усилие в канате будет равно $S_{\max} = \psi \frac{Q}{l}$ (без учета к. п. д.) при кратности полиспага i . В этом случае период колебаний груза на канате при высоте подвеса h в м для средних условий (напряжения растяжения $\sigma = 2400 \text{ кгс/см}^2$ и модуль упругости каната $E_k = 1 \cdot 10^8 \text{ кгс/см}^2$)

$$\tau = 2\pi \sqrt{\frac{\sigma}{E_k} \frac{h}{g}} \approx 0,1 \sqrt{h} \text{ сек.}$$

При мгновенном торможении (стопорение лебедки) спускающегося со скоростью v груза динамический коэффициент для каната

$$\psi = 1 + \frac{v}{g(y_{cm} + \lambda_{cm})}. \quad (1.16)$$

При вращении поворотной части с угловой скоростью ω возникают центробежные силы инерции $P_n = m\omega^2 r$, а во время разгона и остановки при угловом ускорении ϵ , кроме того, касательные силы инерции $P_c = m\epsilon r$, где m — масса элемента крана (стрела, противовес и т. п.), расположенная на расстоянии r от оси вращения. В случае паличия муфты предельного момента с моментом M_n величина углового ускорения поворотной части

$$\epsilon \leq \frac{M_n i + M_c}{J_j},$$

где J_j — приведенный к оси вращения крана момент инерции масс поворотной части крана; M_c — момент статических сил (трение, составляющая веса, ветер) относительно оси вращения крана; i — передаточное число между осью муфты и осью вращения крана.

При передвижении грузовой тележки или крана величина ускорения во время разгона и остановки из условия сцепления колес с рельсами

$$j \leq \mu_0 g \frac{N_{np}}{N}, \quad (1.17)$$

где μ_0 — коэффициент сцепления (для кранов, работающих на открытом воздухе, $\mu_0 = 0,12$; в закрытых помещениях $\mu_0 = 0,15$; при наличии песочниц $\mu_0 = 0,25$); N_{np} и N — давления на приводные колеса и полное давление на все колеса.

Вертикальные динамические нагрузки, возникающие из-за неровности пути (толчки) при передвижении крана (тележки), учитываются коэффициентом толчков k_m , которые для рельсового пути можно принимать равными при скорости передвижения v :

v в м/сек	До 1,0	1,0—1,5	1,6—3	> 3
k_m	1,0	1,1	1,2	1,3

При заваренных стыках или отсутствии стыков, а также при подрессоренных ходовых частях в значениях k_m его дробную часть можно уменьшить вдвое.

При расчете на прочность коэффициент толчков следует вводить как для конструкции, так и для груза (минимальная высота подвеса); при расчете на выносливость величину k_m для груза можно несколько уменьшить (средняя высота подвеса), учитывая амортизирующее действие канатов.

При пневмоколесном ходе по аналогии с данными для грузовых машин (рессоры, скорость 20—50 км/ч) можно принимать $k_m = 1,5$ для асфальтированных и $k_m = 2,0$ для булыжных дорог. О расчетных сочетаниях динамических нагрузок, приложенных к конструкции крана, см. п. 17.

Отклонение груза от вертикали и его раскачивание на канатах возникают под действием: а) сил инерции массы груза при разгонах и торможениях механизмов рабочих движений — поворота, передвижения и изменения вылета (также при неравномерной скорости изменения вылета); б) давления ветра на груз; в) качки (плавучие краны); г) при наезде на упор (буфер); в поворотных кранах главную роль играет механизм вращения. Угол отклонения груза от вертикали α при

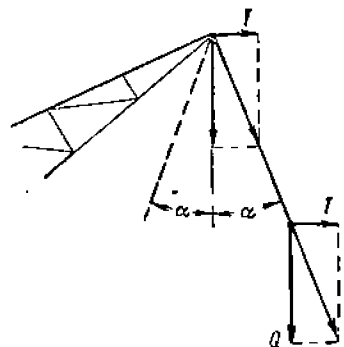


Рис. 1.4. Качание груза на канатах

постепенном нарастании движущей (тормозной) силы $\text{tg } \alpha = \frac{j}{g} (1 + k_n)$, где j — линейное ускорение груза в условиях жесткого подвеса его, а коэффициент k_n — согласно (1.9). При мгновенном приложении силы и достаточной длительности ее действия ($t_n > 0,5\tau$ — случай высокого подвеса) $\text{tg } \alpha = 2 \frac{j}{g}$.

Период поперечных колебаний груза с массой m_2 при неподвижной абсолютно жесткой конструкции и высоте подвеса h

$$\tau_0 = 2\pi \sqrt{\frac{h}{g}} \approx 2\sqrt{h} \quad (1.18)$$

и при движущейся конструкции, во время ее разгона (торможения)

$$\tau = \tau_0 \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{m_2}{m_n}}} \quad (1.19)$$

При поступательном движении m_n — масса тележки или крана; при вращении $m_n = \sum m_i \left(\frac{r_i}{R}\right)^2$ — приведенная к концу стрелы масса поворотной части, где R — вылет крана, r_i — расстояние массы m_i до оси вращения крана.

Амплитуды качания груза, вызванные отдельными инерционными силами, ввиду медленного их затухания могут арифметически складываться, так как плоскость качания при повороте крана остается почти неизменной. Отклонение груза вызывает усилие $T = Q \text{tg } \alpha$ (рис. 1.4). Величина угла α в значительной мере зависит от режима эксплуатации крана. Совпадение по фазе и направлению колебаний от резких разгонов и торможений всех механизмов является маловероятным.

В поворотных кранах можно принимать:

для второго случая нагрузок (расчеты на прочность) наибольший угол отклонения

$$\text{tg } \alpha_{11} = \frac{(j_n + j_a + j_n)}{g} + \frac{P_{a11}}{Q} \quad (1.20)$$

где j_n — среднее касательное ускорение груза при вращении на максимальном вылете в условиях жесткого подвеса; j_n — то же при изменении вылета (или передвижении, если оно является рабочим движением); j_a — центробежное ускорение при вращении крана.

Для первого случая нагрузок (расчет на выносливость) средний (наиболее вероятный) угол отклонения

$$\alpha_1 = (0,3 \div 0,5) \alpha_{11} \quad (1.21)$$

Углы α при вращении крана могут располагаться в любых плоскостях, в том числе вдоль и поперек стрелы. Для предварительных расчетов при окружной скорости стрелы v м/сек можно принимать

$$\text{tg } \alpha_{11} = 2 \frac{j_k}{g} \approx 0,05v \quad (1.22)$$

считая $j_k = 0,25 v$ м/сек² при времени разгона (торможения) 4 сек. При косом подъеме груза с земли в расчетах принимается, что угол α_{11} может достигать $\text{tg } \alpha_{11} = 0,1$.

9. НАГРУЗКИ ОТ КАЧКИ СУДНА

Краны, устанавливаемые на плавучих средствах, судовые, плавучие и доковые — подвергаются действию сил инерции от качки.

Качка судна на волнении рассматривается как сложное движение, складывающееся из поперечных качаний (бортовой качки) и продольных качаний (килевой

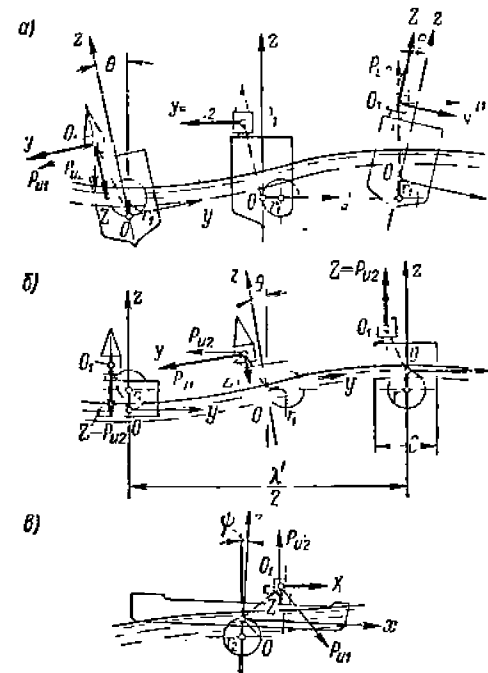


Рис. 1.5. Качка на волнении: а — бортовая качка судов с неплоским днищем и судов с плоским днищем, у которых $B > 0,5\lambda$; б — бортовая качка судов с плоским днищем, у которых $B \leq 0,5\lambda$; в — килевая качка

качки), каждое из которых может быть представлено как потупающееся в результате суммирования следующих двух движений [0.44]: 1) гармонических колебаний вокруг оси, проходящей через центр тяжести O судна; в результате этих колебаний возникают силы инерции P_{n1} (рис. 1.5), приложенные в центре тяжести O_1 крана или его рассчитываемого узла и направленные перпендикулярно линии OO_1 ; 2) перемещений самой оси, проходящей через центр тяжести судна по круговой орбите радиусом r , равным $1/40$ длины волны λ .

В результате этого движения возникают центробежные силы и инерции P_{n2} , приложенные в той же точке O_1 и направленные параллельно радиусу r . Если обозначить суммы проекций сил P_{n1} и P_{n2} на координатные оси x , y и z (рис. 1.5) через X , Y и Z , то эти суммы проекций определяются по формулам:

для бортовой качки судов с неплоским днищем и судов с плоским днищем, у которых ширина B больше половины длины волны λ' (табл. 1.21) волновой поверхности (рис. 1.5, а):

$$\left. \begin{aligned} Y &= m \frac{4\pi^2}{\tau_1^2} (\pm z_0 \theta^{\max} \pm r_1 \sin \theta^{\max}); \\ Z &= m \frac{4\pi^2}{\tau_1^2} (\pm y_0 \theta^{\max} \pm r_1 \cos \theta^{\max}); \end{aligned} \right\} (1.23)$$

для бортовой качки судов с плоским днищем, у которых ширина B меньше или равна половине длины волны λ' (табл. 1.21) волновой поверхности (рис. 1.5, б):

$$\left. \begin{aligned} Y &= m \frac{4\pi^2}{\tau_1^2} (\pm z_0 \theta^{\max} \pm r_1 \cos \theta^{\max}); \\ Z &= m \frac{4\pi^2}{\tau_1^2} (\pm y_0 \theta^{\max} \pm r_1 \sin \theta^{\max}); \end{aligned} \right\} (1.24)$$

для килевой качки всех судов (рис. 1.5, в):

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= m \frac{4\pi^2}{\tau_2^2} (\pm x_0 \psi^{\max} \pm r_2 \sin \psi^{\max}); \\ Z &= m \frac{4\pi^2}{\tau_2^2} (\pm x_0 \psi^{\max} \pm r_2 \cos \psi^{\max}), \end{aligned} \right\} (1.25)$$

где m — масса крана или его рассматриваемой части; τ_1 и τ_2 — периоды бортовой и килевой качки судна; x_0 , y_0 и z_0 — координаты центра тяжести крана или его рассматриваемой части, отсчитываемые от центра тяжести судна при положении его на ровный киль; θ^{\max} и ψ^{\max} — наибольшие углы крена и дифферента, вызываемые качкой, в рад; r_1 и r_2 — радиусы вращения центра тяжести судна при бортовой и килевой качках на волнении, принимаемые равными:

$$r_1 = \frac{g\tau_1^2}{80\pi} \quad \text{и} \quad r_2 = \frac{g\tau_2^2}{80\pi},$$

где g — ускорение силы тяжести.

При совместном действии бортовой и килевой качки силы Z , определяемые из выражений (1.23) или (1.24), алгебраически складываются с силами Z , определяемыми из выражений (1.25). Знаки в формулах определяются рассматриваемым положением судна на волне и принятым направлением осей координат.

Если судно имеет начальный крен θ_0 и дифферент ψ_0 (на тихой воде), то максимальные углы θ^{\max} и ψ^{\max} отсчитываются от начального положения судна с креном и дифферентом, но сложение углов θ_0 с θ^{\max} и ψ_0 с ψ^{\max} при вычислениях по выражениям (1.23)—(1.25) не производится.

1.21. Наибольшая длина λ' волновой поверхности воды в м [1]

Акваторий	λ'	Акваторий	λ'
Волга, Днепр, Печора, Енисей	15	Средиземное море	74
Финский залив	35	Северное и Японское моря	83
Белое и Черное моря	43	Охотское море	109
Ладожское озеро	45	Атлантический, Индийский и Великий океаны	270
Балтийское море	65		

Эти углы складываются только для вычисления воздействия сил тяжести от наибольшего крена и дифферента ($\theta_0 + \theta^{\max}$ и $\psi_0 + \psi^{\max}$) во время качки.

Бортовая качка судна на тихой воде возможна при нахождении судна в небольшом закрытом бассейне под действием порывов ветра или вследствие обрыва груза (у плавучих кранов) и определяется по (1.23) при $r = 0$.

10. НАГРУЗКИ СЕЙСМИЧЕСКИЕ, ОТ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ, ОТ ВЗРЫВНОЙ ВОЛНЫ И ОТ УДАРОВ БУФЕРОВ

При установке высоких кранов в районах, подверженных землетрясениям, должны учитываться действующие горизонтально сейсмические силы

$$P_e = k_1 G,$$

где G — вес крана или рассматриваемой его части; k_1 — сейсмический коэффициент, принимаемый в зависимости от сейсмической балльности, определяемой по картам сейсмического районирования СССР. Для сейсмической балльности 7 $k_1 = 1/40$; для сейсмической балльности 8 $k_1 = 1/20$; для сейсмической балльности 9 $k_1 = 1/10$.

Проверка на действие сейсмических сил производится для порожнего неподвижного крана при 30% ветра нерабочего состояния.

Сейсмические районы располагаются на юго-западе Украинской ССР, в Молдавской ССР, в Средней Азии, в Алтайском и Красноярском краях, в Тувинской АССР, Новосибирской и Кемеровской областях, в Прибайкалье, на Сахалине, Камчатке и Курильских островах.

Температурные воздействия учитываются только для статически неопределимых в отношении опорных реакций металлических конструкций, работающих на открытом воздухе. Начальной температурой является температура при монтаже; пределы колебаний температуры принимаются $\pm 40^\circ$. (Для Крайнего Севера, горячих цехов и тропиков эти пределы будут другими).

Действие взрывной волны учитывается в расчетах по специальному требованию заказчика и указывается им в техническом задании на кран.

Сила удара буферов кранов и тележек определяется по данным пятого раздела.

11. НАГРУЗКИ МОНТАЖНЫЕ И ТРАНСПОРТНЫЕ

Величины нагрузок на конструкции крана, возникающих во время его монтажа, определяются на основании проекта монтажа, где должно быть указано максимальное давление ветра, при котором разрешается вести монтажные работы. Используемые в процессе монтажа механизмы крана рассчитываются на действие максимальных монтажных нагрузок при легком режиме работы. Нагрузки, воздействующие на краны во время приведения их в походное положение, например укладка стрелы плавучего крана, приравниваются к монтажным нагрузкам.

При перевозке кранов и их узлов по железной дороге появляются вертикальные и горизонтальные нагрузки, вызванные колебаниями движущихся вагонов, соударением вагонов во время движения поезда и маневров, торможением, прохождением кривых пути, давлением ветра и весом груза. Указанные нагрузки должны учитываться при расчете узлов кранов и креплений их к подвижному составу [3, 4, 5].

При расчете рассматриваются два сочетания нагрузок.

Первое сочетание: вес груза Q_{zp} и продольная сила инерции $P_u' = a_{np} Q_{zp}$.

Второе сочетание: вес груза Q_{zp} , силы инерции — поперечная $P_u'' = a_n Q_{zp}$ и вертикальная $P_u''' = a_g Q_{zp}$ и сила давления ветра на груз P_6 при удельном давлении ветра 50 кгс/м^2 .

Величины удельных инерционных усилий a_{np} , a_n и a_g приведены в табл. 1.22—1.24. До особого указания МПС расчет ведется на нагрузки, соответствующие скорости движения 80 км/ч . Для расчета конструкций вертикальной и поперечной инерционные нагрузки считаются распределенными по длине конструкции. При наличии

отдельных тяжелых узлов инерционная нагрузка прикладывается в виде сосредоточенных сил в этих узлах. В сечениях металлических конструкций над опорами учитываются сжимающие усилия от натяжения крепежных растяжек, которые можно принимать равными давлениям на опоры от веса груза. Расчет креплений грузов, проверка устойчивости, проверка частоты колебаний длинномерных грузов и условия вписывания грузов в габарит подвижного состава, а также допустимые отклонения от габарита см. [3, 4].

При перевозке на автомобильном транспорте возникают толчки, главным образом в вертикальном направлении вследствие неровностей дороги. Для учета этих толчков рекомендуется умножать собственный вес кранов и их узлов на коэффициент 2,0¹.

1.22. Удельная величина продольного инерционного усилия $a_{пр}$ в кгс на 1 тс веса груза

Тип вагонов	Крепление груза к вагону	Опирание груза			
		на 1 вагон		на 2 вагона	
		при весе вагонов брутто, в тс			
		22	85	13	170
Транспортеры на шести и более осях	Любое	1000			
Все остальные вагоны	Упругое ¹	1200	1000	1200	900
	Жесткое ²	1900	1700	1900	1600

¹ Растяжки, обвязки, деревянные бруски.
² Болтовые и сварные соединения.

1.23. Удельная величина поперечного инерционного усилия a_n в кгс на 1 тс веса груза при скорости движения 80 км/ч

Тип вагонов	Опирание груза		
	на 1 вагон		на 2 вагона
	при расположении ц. т. груза в вертикальной поперечной плоскости, проходящей через середину		
	вагона	шкворневой балки	
Двух- и четырехосные вагоны и транспортеры на 6 и более осей	230	450	300

При расположении ц. т. груза между серединой вагона и шкворневой балкой

$$a_n = 230 + 670 \frac{l_{np}}{L},$$

где L — база вагона; l_{np} — расстояние от ц. т. груза до вертикальной плоскости, проходящей через поперечную ось в центре вагона.

¹ По данным завода ИТО им. С. М. Кирова.

1.24. Удельная величина вертикального инерционного усилия a_v в кгс на 1 тс веса груза при скорости движения 80 км/ч

Тип вагонов	a_v
Двух- и четырехосные на тележках ЦНИИ-УЗ-0	$295 + k_1 l_{2p} + \frac{1700}{Q_{2p}^0}$
Четырехосные на тележках МТ-500	$1,5 \left(295 + k_1 l_{2p} + \frac{1700}{Q_{2p}^0} \right)$
Транспортеры на 6 и более осей	400

Q_{2p}^0 — вес груза в одном вагоне в тс, величина которого принимается не менее 2 тс для двухосного вагона и 10 тс для четырехосного вагона; l_{2p} — расстояние от ц. т. груза до вертикальной плоскости, проходящей через поперечную ось в центре вагона.
При опирании груза на 1 вагон $k_1 = 8$; при опирании груза на два вагона $k_1 = 20$.

При перевозке кранов и их узлов водным транспортом расчетов прочности конструкций не требуется. Необходимо обеспечить надлежащее крепление палубных и упаковку трюмных грузов. Исключение могут составлять длинные фермы, имеющие большое расстояние между опорами, или длинные консоли при перевозке их морским транспортом. В последнем случае расчет производится на совместное действие сил тяжести, давления ветра при $p_v = 150 \text{ кгс/м}^2$ и сил инерции, вызванных качкой на волнении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Благовещенский С. Н. Справочник по теории корабля. Л., Судпромгиз, 1950.
2. Правила классификации и постройки морских судов. Регистр СССР, Л., изд-во «Транспорт», 1967.
3. Сборник правил перевозок и тарифов железнодорожного транспорта СССР. Технические условия погрузки и крепления грузов МПС СССР, М., изд-во «Транспорт», 1967.
4. Инструкция по перевозке грузов негабаритных и погруженных на транспортеры по железным дорогам СССР колес 1524 мм, МПС СССР, Л., изд-во «Транспорт», 1967.
5. Гончаров Н. Г. и Ефимов Г. П. Перевозки негабаритных и тяжелых грузов. М., МПС СССР, 1961.
6. Розина З. Д. и Шульц В. В. Кинематика и динамика ковочных кранов. — «Вестник машиностроения», 1960, № 2.
7. Спициня Д. Н. Динамика мостовых ковочных кранов, см. [0. 53, 1957, № 18]; Динамика металлоконструкций мостов коловцевых и стрипперных кранов, см. [0. 53, 1960, № 3].
8. Свиротский В. Ф. Нагрузки на поворотные краны, вызванные раскачиванием груза, см. [0.52].
9. Динамические нагрузки, см. также [0.13, 0.18, 0,26 — 0.31, 0.52].

ГЛАВА III

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТОВ НА ПРОЧНОСТЬ И ВЫНОСЛИВОСТЬ

12. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет на прочность производится по нагрузкам второго и третьего случаев. Расчет пластических материалов (сталь, алюминиевые сплавы) производится по условию 1

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_{II}} \quad \text{и соответственно} \quad \frac{\sigma_T}{n_{III}}, \quad (1.26)$$

¹ Металлические конструкции могут рассчитываться как по методике допускаемых напряжений, так и по методике предельных состояний (см. гл. V).

а хрупких материалов (чугун, бронза) — по условию

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_{II}} \quad \text{и соответственно} \quad \frac{\sigma_s}{n_{III}},$$

где σ — действующее напряжение без учета концентрации напряжений; σ_s — предел текучести с учетом размеров детали, термообработки и характера нагружения; σ_s — временное сопротивление с учетом характера нагружения; n_{II} , n_{III} — запас прочности при нагрузках второго n_{II} и третьего n_{III} случаев.

Величина σ определяется с учетом действия динамических нагрузок. Расчеты на прочность при касательных напряжениях τ ведутся аналогичным образом.

Конструкция в необходимых случаях должна быть проверена на жесткость (по нагрузкам рабочего состояния), а сжатые и плоские изгибаемые элементы — на устойчивость против выпучивания (по нагрузкам рабочего и нерабочего состояния). Расчеты на устойчивость — см. раздел третий, п. 3, 4.

При расчетах на изгиб и кручение для пластических материалов можно учитывать повышение несущей способности в результате перераспределения напряжений по сечению за счет пластических деформаций [0.42; 3]. Степень повышения несущей способности зависит от многих факторов, из которых основные: форма сечения и механические характеристики материала. Практически это учитывается путем условного повышения предела текучести при изгибе σ_{Ti} и кручении τ_{Tk} .

Для стальных деталей можно принимать: $\sigma_{Ti} = 1.2 \sigma_{Tp}$ — углеродистая сталь; сечения — круг или прямоугольник; $\sigma_{Ti} = 1.0 \sigma_{Tp}$ — углеродистая сталь; все сечения, кроме круга и прямоугольника; легированная сталь; все сечения; $\tau_{Tk} = 0.6 \sigma_{Tp}$ — углеродистая и легированная сталь; круглое сечение.

Здесь σ_{Tp} — предел текучести при растяжении.
Для металлических конструкций — см. гл. V.

13. РАСЧЕТЫ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Расчет на выносливость (усталостную прочность) производится по нагрузкам первого случая по условию

$$\sigma \leq [\sigma_{rk}] = \frac{\sigma_{rk}}{n_1}, \quad (1.27)$$

где σ_{rk} — предел выносливости с учетом коэффициента асимметрии цикла r , эффективного коэффициента концентрации k (с учетом состояния поверхности), размеров детали и ее термообработки; n_1 — запас прочности при нагрузках первого случая.

Если $[\sigma_{rk}] \geq [\sigma]$, то расчет на выносливость не производится. Значение σ_{rk} [0.13] при $r \leq 1$ (рис. 1.6, а — д)

$$\sigma'_{rk} = \frac{2\sigma_0}{(1-r)k + \eta(1+r)}, \quad (1.28)$$

где $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ — отношение алгебраических значений напряжений σ_{min} и σ_{max} цикла;

η — коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла $\eta = 2 \frac{\sigma_0}{\sigma_n} - 1$;

σ_0 — предел усталости при пульсирующем (отнулевом) цикле; k — эффективный коэффициент концентрации для симметричного цикла.

Величина $\eta = 0.1 \div 0.4$, причем

η	0,1	0,2	0,3	0,4
$\frac{\sigma_0}{\sigma_1}$	1,81	1,66	1,54	1,43

В расчетах можно принимать для углеродистых и низколегированных сталей $\eta = 0.2$ и для легированных $\eta = 0.3$.

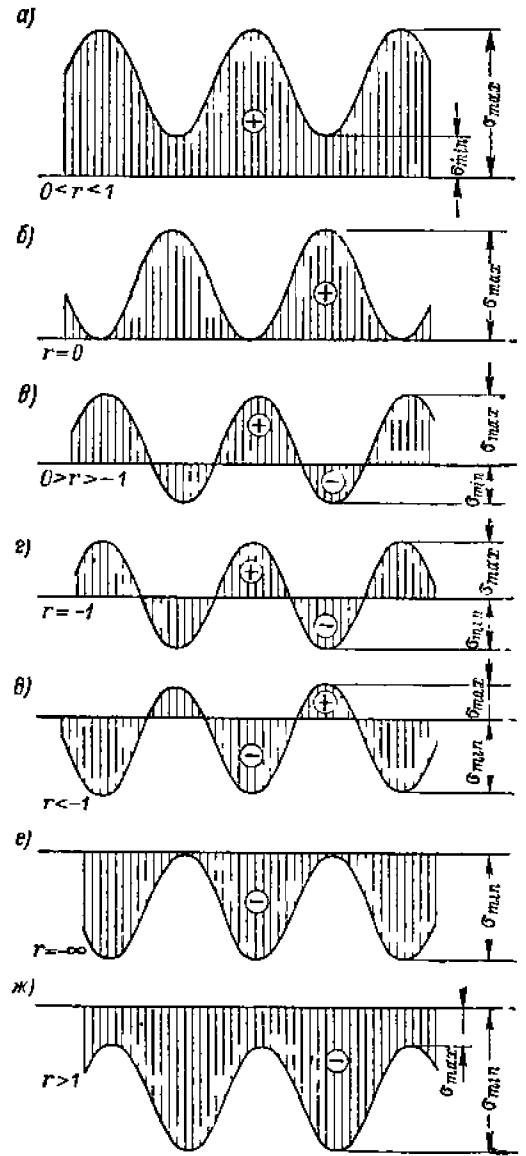


Рис. 1.6. Виды циклов переменных напряжений

Для симметричного цикла при $r = -1$ (рис. 1.6, а)

$$\sigma_{rk} = \frac{\sigma_1}{k}$$

и для пульсирующего цикла растяжения при $r = 0$ (рис. 1.6, б)

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_1}{(k + \eta)}$$

В области только сжимающих напряжений (рис. 1.6, в, ж)

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_1 r}{(1-r)k + \eta(1+r)} > \sigma_{rk}, \quad (1.29)$$

величины σ_1 берутся по опытным данным в условиях аналогичной термообработки и с учетом размеров детали (масштабный фактор).

Приближенно для сталей можно считать: при изгибе $\sigma_{1H} = 0,43 \sigma_B$, при растяжении $\sigma_{1P} = 0,38 \sigma_B$, при кручении $\tau_1 = 0,22 \sigma_B$. Для прокатной углеродистой и низколегированной стали по опытным данным на крупных образцах с сохраненной поверхностью проката [0.13] $\sigma_1 = 0,35 \sigma_B$.

При определении σ_{rk} величина r представляет собой коэффициент асимметрии разрушающего цикла ($r = r'$), который может отличаться от значения ($r = r'$) действующего цикла. Если отсутствуют данные для определения r , то рекомендуется [0.13] принимать $r'' = r'$ при $r' \leq 0$ и $r'' = \frac{r'}{n_1}$ при $r' > 0$. Значения r могут быть

различными при разных нагрузках, а также для разных элементов металлических конструкций и механизмов.

Значения k см. табл. 1.35 и раздел пятый, а также [4], [0.13], [8]. В общем случае $k = k_{\sigma} k_B$, где k_{σ} — коэффициент концентрации, зависящий от формы детали и посадки; k_B — коэффициент, зависящий от состояния поверхности.

При расчете на ограниченный срок службы расчет ведется по ограниченному пределу выносливости (рис. 1.7)

$$\sigma_{rko} = \sigma_{rk} \sqrt{\frac{m}{\sum z_i} \frac{N_0}{\sigma_{rk}}} = \alpha \sigma_{rk}, \quad (1.30)$$

где N_0 — базовое число циклов, соответствующее σ_{rk} ; m — показатель степени Вёллеровской кривой усталости ($\sigma_{rk}^m N_i = \text{const}$); $\sum z_i$ — расчетное число циклов напряжений, которые испытывает конструкция за расчетный срок службы L лет.

При суммировании рекомендуется учитывать напряжения $\sigma_i \geq [\sigma_{rk}]$, имея в виду, что напряжения $\sigma_i < [\sigma_{rk}]$ в сочетании с перегрузочными напряжениями $\sigma_i > \sigma_{rk}$ оказывают в известных границах влияние на повреждение металла [0.12]. Расчет действителен при условии $\sum z_i \leq N_0$, так как в противном случае произойдет преждевременное разрушение.

Коэффициент срока службы

$$\alpha = \sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum z_i}} \geq 1. \quad (1.31)$$

Форма кривой усталости (значения m и N_0) зависит от ряда факторов, причем основными являются величина сечения образца и коэффициент концентрации напряжений k . Для металлических конструкций приближенно можно принимать [0.13] $km = 12$.

В среднем можно считать: для механических деталей $m = 8 \div 9$, $N_0 = 10 \cdot 10^6$; для металлоконструкций сварных листовых и клепаных $m = 6$, $N_0 = 2 \cdot 10^6$; для сварных решетчатых $m = 3 \div 4$, $N_0 = 5 \cdot 10^6$ (подробнее см. гл. V).

Значения α приведены в табл. 1.25.

Срок службы L в годах назначается с учетом требований безопасности (последствия разрушения, возможность обнаружения усталостных трещин), экономической целесообразности (расходы на смену, моральный износ машины), условий эксплуатации (время, необходимое для смены детали) и наличия механического износа. Примерные расчетные значения L по данным завода ПТО им. Кирова приведены в табл. 1.26.

1.25. Значения коэффициентов

$$\alpha = \sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum z_i}}$$

$\sum z_i / N_0$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$m = 9$	1,01	1,03	1,04	1,06	1,08	1,11	1,14	1,20	1,29
$m = 6$	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,16	1,22	1,31	1,47
$m = 4$	1,02	1,05	1,09	1,13	1,19	1,26	1,35	1,50	1,78

1.26. Сроки службы L в годах

(для расчетов на ограниченную выносливость)

Режимы работы	Л	С	Т	ВТ
Детали механизмов неизнашивающиеся (изнашивающиеся)	30/15	20/10	15/7,5	0/5
Металлоконструкции	50	30	25	20

1.27. Число циклов напряжений Z_c за период службы детали L при числе часов работы механизма t_m ч/г и крана t_k ч/г

Группа деталей и элементов	Z_c	Детали механизмов и элементов металлоконструкций
А	$Z_c = Lt_m 60n$	Зубчатые колеса, звездочки, червячные колеса, зубчатые муфты, ходовые колеса, вращающиеся оси, валы, испытывающие преимущественно изгибающую нагрузку
Б	$Z_c = Lt_m n_{вк}$	Валы механизмов передвижения, вращения и изменения вылета уравновешенных стрел, подверженные в основном кручению; горизонтальные решетки и элементы металлоконструкций, воспринимающие нагрузки от горизонтальных сил инерции; элементы порталов и башен, сопротивляющихся их скручиванию от сил инерции (один цикл напряжений — пуск в ход и торможение)
В	$Z_c = Lt_k n_k$	Валы механизмов подъема и изменения вылета неуравновешенных стрел, подверженные в основном кручению; несвращающиеся оси, шарниры и балансиры ходовых частей и стреловых устройств; крюки и крюковые подвески; вертикальные фермы и балки мостов, стрел; колонны, порталы, поворотные рамы, каркасы, ходовые рамы

ВНИИПТмаш [0.11] рекомендует принимать: для валов $L = 25$ (режим Л), 15 (режим С) и 10 (режим Т, ВТ); для зубчатых колес $L = 15$ (режим Л) и 10 (режимы С, Т, ВТ). Сроки службы подшипников качения см. раздел пятый, п. 2.

Расчетное число циклов напряжений $\sum z_i \leq Z_c$, где Z_c — суммарное число циклов напряжений (табл. 1.27), которое при разных условиях работы детали может зависеть от числа оборотов ее *в об/мин* (группа А), числа включений механизма в час $n_{вк}$ (группа Б) или числа циклов в час работы крана n_d (группа В). Для группы В в случае работы с грузами постоянного веса Q величина Z_c может быть определена из условия $Z_c = \frac{H}{Q}$, где H — наработка в *т*.

Уprungие колебания увеличивают значения Z_c ; коэффициент асимметрии r при этом повышается, а амплитуда колебаний при их затухании уменьшается.

При легком режиме металлические конструкции и детали механизмов группы В и В могут на выносливость не рассчитываться ввиду малого числа перемен нагрузки. При среднем режиме работы необходимость их расчета на выносливость решается в каждом случае на основании практики расчетов. Механизмы движений установочного характера на выносливость не рассчитываются. При большой высоте крана возможны усталостные разрушения элементов его металлических конструкций от пульсации ветровой нагрузки (независимо от режима работы).

Возможны три вида нагрузочных диаграмм. При постоянной величине циклических напряжений $\sigma = const$ и суммарном числе циклов нагружений $Z_c > N_0$ (рис. 1.7, а) расчет ведется на неограниченный срок службы по длительному пределу выносливости σ_{rk} по условию

$$\sigma \leq [\sigma_{rk}] = \frac{\sigma_{rk}}{n_1} \quad (1.32)$$

При $\sigma = const$ и $Z_c < N_0$ (рис. 1.7, б) расчет ведется на ограниченный срок службы по ограниченному пределу выносливости σ_{rko} по условию

$$\sigma \leq [\sigma_{rko}] = \alpha [\sigma_{rk}] \quad (1.33)$$

При переменной величине циклических напряжений (рис. 1.7, в) расчет ведется по эквивалентному напряжению σ_3 (соответствующему расчетному числу циклов напряжений $\sum z_i$), действие которого эквивалентно суммарному действию напряжений $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_k$, число циклов которых составляет z_1, z_2, \dots, z_k ,

$$\sigma_3 = \varphi_3 \sigma_n \quad (1.34)$$

где σ_n — номинальное напряжение, соответствующее номинальной нагрузке (см. гл. IV и V). Коэффициент режима работы

$$\varphi_3 = \sqrt[m]{\sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_n}\right)^m \frac{z_i}{\sum z_i}} \quad (1.35)$$

причем с увеличением показателя степени m значение φ_3 возрастает. Значение $\sum z_i$ может быть различным для разных видов нагрузок, входящих в одно расчетное сочетание, и поэтому рекомендуется пользоваться приведенным условным напряжением $\sigma_{np} = \frac{\sigma_3}{\alpha}$, которое представляет собой эквивалентное напряжение, отнесенное к базовому числу циклов N_0 (рис. 1.7, в).

Расчет ведется на ограниченный срок службы по условию

$$\sigma_3 = \varphi_3 \sigma_n \leq [\sigma_{rko}] = \alpha [\sigma_{rk}]$$

или

$$\sigma_{np} = \frac{\sigma_3}{\alpha} = \varphi_n \sigma_n \leq [\sigma_{rk}] \quad (1.36)$$

где коэффициент приведения

$$\varphi_n = \frac{\varphi_3}{\alpha} = \sqrt[m]{\frac{\sum z_i}{N_0} \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_n}\right)^m \frac{z_i}{\sum z_i}} \quad (1.37)$$

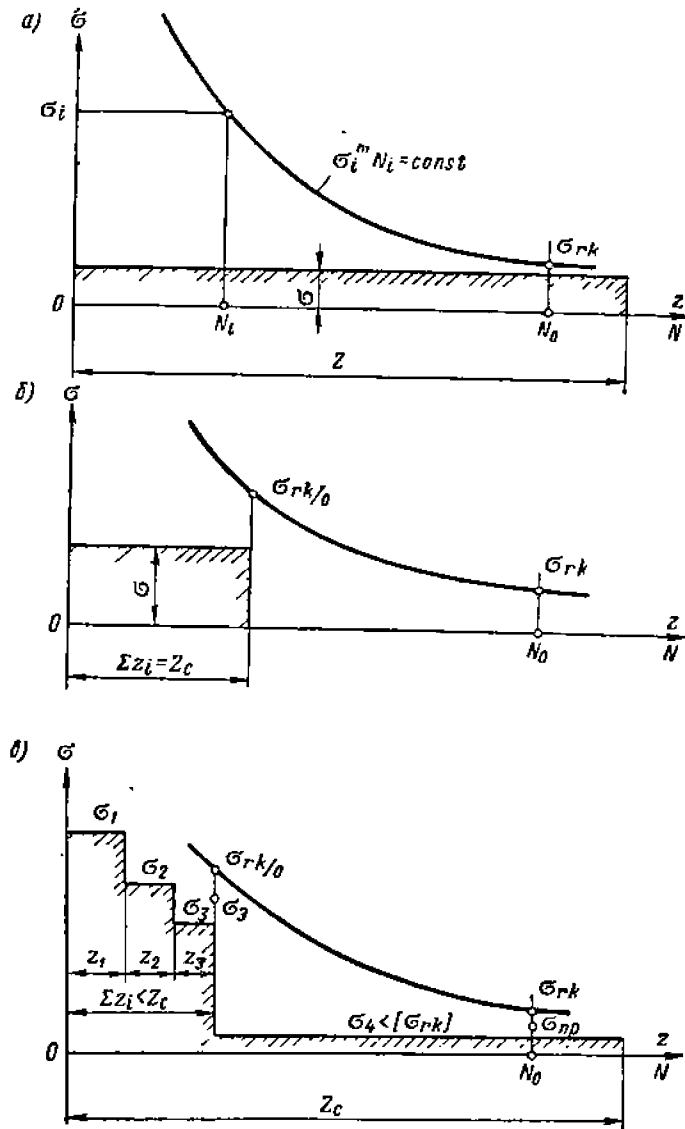


Рис. 1.7. Нагрузочные диаграммы

При суммировании учитываются напряжения $\sigma_i \geq [\sigma_{rk}]$. Влияние эпизодически возникающих нагрузок второго случая может быть учтено соответствующим снижением предела выносливости (так называемый вторичный предел выносливости — см. гл. V первого раздела), для чего должно быть известно количество приложений этих нагрузок за весь срок службы L . Расчетная зависимость (1.36) действительна при условии $\sum z_i < N_0$, так как иначе произойдет преждевременное разрушение. При одновременном действии ряда нагрузок, вызывающих напряжения с одинаковой величиной коэффициента асимметрии цикла r , расчет ведется по условию

$$\sum \sigma_{np} = \sum \varphi_n \sigma_n \leq [\sigma_{rk}], \quad (1.38)$$

а при различной величине r — приближенно по условию

$$\sum \sigma_{np} e = \sum \varphi_n e \sigma_n \leq \frac{\sigma_{rk}}{n_1}, \quad (1.39)$$

где величина e согласно (1.28) при прежних обозначениях

$$e = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{rk}} = 0,5 [(1-r)k + \eta(1+r)]. \quad (1.40)$$

Эквивалентная нагрузка Q_3 , которой соответствует эквивалентное напряжение σ_n ,

$$Q_3 = \varphi_3 Q_n, \quad (1.41)$$

где Q_n — номинальная нагрузка (см. гл. IV и V).

Величина коэффициента

$$\varphi_3 = \sqrt[m]{\frac{\sum (Q_i)^m \frac{z_i}{\sum z_i}}{Q_n^m}}. \quad (1.42)$$

В случае, когда напряжения прямо пропорциональны нагрузкам, значения m остаются прежними (см. стр. 52). При расчетах на контактную прочность принято считать $m = 3$. В зависимости (1.42) суммированию подлежат нагрузки Q_i , вызывающие напряжения $\sigma_i \geq [\sigma_{rk}]$. При проектировании предварительно задаются минимальными значениями нагрузок Q_i , подлежащих суммированию; введение в расчет лишних членов (т. е. при $\sigma_i < [\sigma_{rk}]$) идет в запас расчета.

14. ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

При принятых выше расчетных положениях для практических целей достаточно ограничиться двумя составляющими запаса прочности

$$n = 1 + a_1 + a_2. \quad (1.43)$$

Доля запаса a_1 учитывает минимальный запас прочности и выбирается в зависимости от ответственности рассчитываемого элемента (механизма) с учетом соображений о степени точности расчета¹ (определение нагрузок и напряжений). Части крана, повреждения которых могут вызвать падение груза, падение стрелы, опрокидывание поворотной части, опрокидывание крана и угон его ветром вдоль пути, резкие удары при наезде на упоры и соседние краны, должны рассчитываться с повышенным запасом прочности; они должны иметь большее значение a_1 , чем части крана, поломки которых вызовут только его остановку. В условиях, когда на кране отсутствуют люди, а также в случае особых нагрузок, величина a_1 может быть уменьшена.

Доля запаса a_2 учитывает неоднородность материала, возможные внутренние пороки, отклонение размеров от номинальных. Для отливки можно считать $a_2 = 0,3$, для проката и поковки $a_2 = 0,1$. При повышенной точности контроля изделий (дефектоскопия) значение a_2 может быть понижено.

Рекомендуемые значения a_1 и n см. в табл. 1.28.

¹ Методически более правильно при расчетах с повышенной точностью вводить допущения непосредственно на величину действующих сил и напряжений.

1.28. Величина запасов прочности для механизмов и металлоконструкций ($n = 1 + a_1 + a_2$, см. стр. 56)

Рассчитываемые элементы	Расчетные случаи					
	I		II		III	
	Выносливость		Прочность		Прочность	
	a_1	n_1	a_1	n_{II}	a_1	n_{III}
Металлические стальные конструкции кранов ¹	0,3	1,4	0,3	1,4	0,2	1,3
То же при транспортировании жидкого металла	0,5	1,6	0,5	1,6	0,2	1,3
Механизмы подъема груза, изменения вылета, кодовые и опорные части, противоугольные устройства, грузозахватные устройства, тормоза	0,5	1,6/1,8	0,5	1,6/1,8	0,3	1,4/1,6
Механизмы передвижения и вращения	0,3	1,4/1,6	0,3	1,4/1,6	—	—

Верхние цифры n — прокат и поковки ($a_2 = 0,1$), нижние — стальные отливки ($a_2 = 0,3$). Случай особых нагрузок для всех механизмов и металлических конструкций $a_1 = 0,1$ и $n_0 = 1,2/1,4$.

¹ Для алюминиевых конструкций $n_{II} = n_{III} = 1,6$; $n_{III} = 1,5$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дмитриев В. А. Общие принципы выбора нагрузок и выбор допускаемых напряжений в машиностроении, см. [0,52].
2. Ланг А. Г. К вопросу о методике расчета кранов. — «Вестник машиностроения», 1965, № 7.
3. Одинг Н. А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М., Машгиз, 1962.
4. Одинг Н. А. и Иванова В. С. Таблично-дифференциальный метод определения допускаемого запаса прочности в машиностроении. М., Энергоиздат, 1955 (Труды МЭИ вып. XVI).
5. Методы расчета на надежность см. [0,14; 0,4; 0,27].
6. Крайер К. Neue Berechnungsgrundlagen für Kranantriebswerke, VDJ—Berichte, 1965, N 8.
7. Schneiderman E. Europäische Bemessungsgrundlagen und Bauregeln für Krane. — «Fördern und Heben», 1966, N 7.
8. Tauscher H. Berechnung der Dauerfestigkeit von Bau und Maschinenteilen, Leipzig, 1957.

ГЛАВА IV

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ НА ПРОЧНОСТЬ И ВЫНОСЛИВОСТЬ

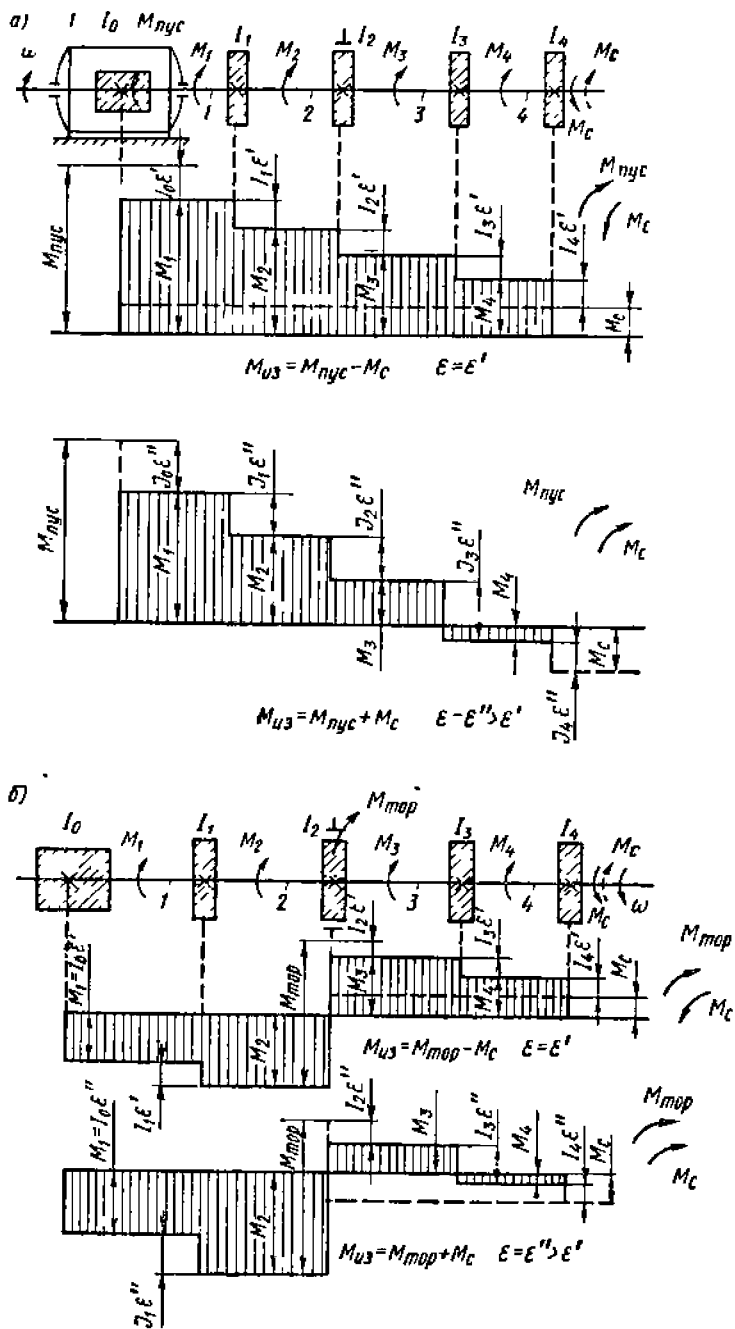
15. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК В ЗВЕНЬЯХ МЕХАНИЗМОВ

Каждый механизм состоит из ряда связанных между собой масс. В механизме с жесткими связями все массы будут синхронно разгоняться и замедляться и момент, передаваемый звеном при разгоне (рис. 1.8, а),

$$M_x = (M_c + eJ_{z,x}) i_x \eta_x = \left(M_c \pm M_{из} \frac{J_{z,x}}{J_{z,c}} \right) i_x \eta_x \quad (1.44)$$

а при торможении (рис. 1.8, б)

$$M_x = (M_c + eJ_{z,x}) \frac{i_x}{\eta_x} = \left(M_c \pm \frac{J_{z,x}}{J_{z,c}} \right) \frac{i_x}{\eta_x}, \quad (1.45)$$



причем знак плюс, если статический и пусковой (тормозной) моменты имеют разное направление, и знак минус — одинаковое направление. Здесь $M_{\text{с}}$ — статический момент, приведенный к валу двигателя (тормоза); $M_{\text{н\text{э}}}$ — избыточный момент на валу двигателя (тормоза); ϵ — угловое ускорение вала двигателя (тормоза), равное $\epsilon = \frac{M_{\text{н\text{э}}}}{J_{\text{э.с}}}$; $J_{\text{э.с}}$ — приведенный (эквивалентный) к валу двигателя (тормоза) суммарный момент инерции масс от x до n на участке от рассматриваемого звена x до наиболее удаленного от двигателя (тормоза) звена n ; $J_{\text{э.с}}$ — то же, но для всех n масс механизма; i_x, η_x — передаточные числа и к. п. д. передач от двигателя (тормоза) до звена x .

Для участка тормоз — двигатель при торможении момент $M_{\text{с}} = 0$ и соответственно выражение (1.45) принимает вид

$$M_x = \pm M_{\text{н\text{э}}} \frac{J_{\text{э.с}}}{J_x} \cdot \frac{i_x}{\eta_x} \quad (1.46)$$

Если пусковой момент двигателя равен $M_{\text{н\text{ус}}}$, тормозной момент тормоза $M_{\text{тор}}$ то при разгоне $M_{\text{н\text{э}}} = M_{\text{н\text{ус}}} \mp M_{\text{с}}$ и при торможении $M_{\text{н\text{э}}} = M_{\text{тор}} \mp M_{\text{с}}$, причем знак плюс, когда момент $M_{\text{с}}$ способствует и знак минус, когда препятствует разгону (или торможению). Определения величин моментов $M_{\text{н\text{ус}}}$ и $M_{\text{тор}}$ для различных механизмов даны в гл. I—IV шестого раздела (том второй).

Приведенный к валу двигателя (тормоза) суммарный момент инерции масс без учета к. п. д.

$$J_{\text{э}} = \sum \frac{J_k}{i_k^2} + 91 \frac{Q}{g} \frac{v^2}{n_d^2}, \quad (1.47)$$

где $i_k = \frac{\omega_d}{\omega_k}$ — передаточное число; n_d, ω_d — число оборотов в минуту n_d и угловая скорость ω_d двигателя (тормоза); J_k — моменты инерции вращающихся масс (табл. 1.29) в $\text{кгс} \cdot \text{м}^2/\text{сек}^2$; ω_k — угловая скорость этих масс; Q — вес поступательно

1.29. Моменты инерции [0.31]

(G — вес тела, g — ускорение силы тяжести)

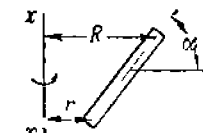
Форма тела	Момент инерции
Цилиндр диаметром D	$\frac{GD^2}{8g}$
Полый цилиндр с наружным D и внутренним d диаметрами	$\frac{G(D^2 + d^2)}{8g}$
Шкив, олок, шестерня диаметром D	$\sim \frac{GD^2}{7g}$
Муфта диаметром D	$\sim \frac{GD^2}{9g}$
Барaban диаметром D	$\sim \frac{GD^2}{6g}$
Стержень	<p>При $\alpha = 0 \div 90^\circ$</p> $J_{x-x} = \frac{G(R^2 + Rr + r^2)}{3g}$ 

Рис. 1.8. Распределение крутящих моментов в механизме с жесткими связями при разгоне (а) и торможении (б). M_1, M_2, M_3, M_4 — моменты на отдельных участках

движущегося тела в кгс, имеющего линейную скорость v в м/сек; g — ускорение силы тяжести в м/сек².

При определении $J_{э,г}$ суммирование производится в границах от $k=0$ до $k=n$, а при определении $J_{э,х}$ — от $k=x$ до $k=n$. Приведенный момент инерции масс, расположенных на промежуточных валах привода (шестерня, валы, барабаны), можно считать равным 20% от суммы моментов инерции основных масс на быстром валу двигателя (якорь двигателя, муфта с тормозным диском).

В таблицах электродвигателей и муфт указывается маховый момент

$$GD_x^2 = 4gJ \approx 40J,$$

где G — вес вращающегося тела; D_x — диаметр инерции.

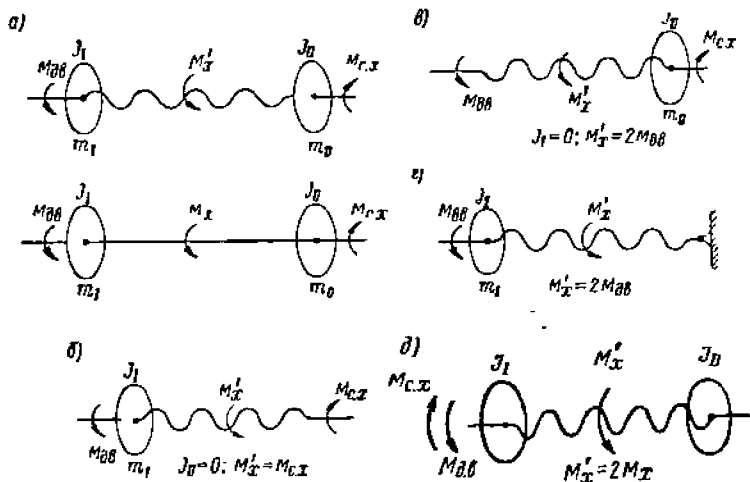


Рис. 1.9. Динамические схемы двухмассовой системы с приведенными массами m_I и m_{II} и приведенными моментами инерции J_I и J_{II} при нагрузке движущим (тормозным) моментом $M_{дв}$ и статическим моментом $M_{с,х}$.

В механизмах с упругими связями между массами динамические нагрузки возрастают вследствие упругих колебаний, и момент, передаваемый звеном x (рис. 1.9):

$$M'_x = k_d M_x, \quad (1.48)$$

где k_d — динамический коэффициент, вызванный действием сил упругости; M_x — момент при жестких связях согласно (1.44)–(1.46).

В крановых устройствах можно пользоваться упрощенными динамическими схемами [0.52] и сводить многомассовые системы к системам с 2–3 приведенными массами, соединенными упругими невесомыми звеньями. Для двухмассовой системы (рис. 1.9, а) при длительности действия нагрузки более полупериода колебаний упругой связи можно приближенно считать

$$k_d = 1 + k_p k_n, \quad (1.49)$$

где k_p — коэффициент влияния упругости связи при мгновенном приложении нагрузки (рис. 1.10); k_n — коэффициент развития нагрузки.

Если к началу действия движущего (тормозного) момента связь не имела напряжения, то

$$k'_p = \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{M_{с,х}}{M_x}\right)^2}{\left(1 + \frac{J_{II}}{J_I}\right)}}; \quad (1.50)$$

для связи, предварительно напряженной статическим моментом $M_{с,х}$,

$$k'_p = 1 - \frac{M_{с,х}}{M_x}. \quad (1.51)$$

Некоторые частные случаи нагружения показаны на рис. 1.9, б ($J_{II} = 0$), 1.9, в ($J_I = 0$), 1.9, г (рабочий орган зашкелен) и 1.9, д (моменты $M_{с,х}$ и $M_{дв}$ приложены к одной массе).

Моменты инерции J_I и J_{II} являются суммарными приведенными моментами инерции масс, расположенных по обе стороны рассматриваемого упругого звена (рис. 1.11), причем J_I включает массы со стороны движущего (тормозного) момента. Величины

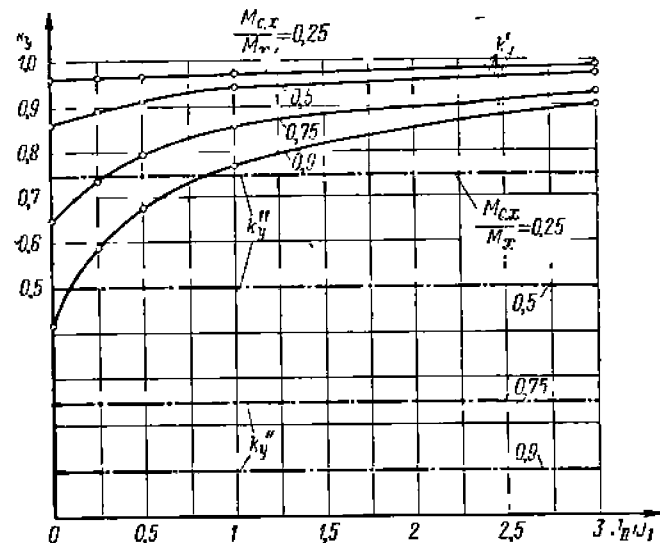


Рис. 1.10. Коэффициенты влияния упругости связи: для связи без предварительного (k'_p) и с предварительным (k_p) напряжением от момента $M_{с,х}$.

J_I и J_{II} определяются из выражения (1.47), в котором n_d — число оборотов массы, к которой осуществляется приведение; i_k — передаточное отношение i , указанное в выражении (1.53).

При торможении всех механизмов все звенья их предварительно напряжены статическим моментом, а при пуске в ход — только на участке тормоз — груз (стрела) в механизмах подъема и изменения вылета. Предварительное напряжение при пуске в ход может быть создано также посредством предпусковой ступени реостата, что обычно делается на практике.

Величина k_p определяется по формуле (1.9) и рис. 1.2; период колебаний упругой связи, имеющей коэффициент жесткости c ,

$$\tau = \frac{2\pi}{\sqrt{c \left(\frac{1}{J_I} + \frac{1}{J_{II}} \right)}}. \quad (1.52)$$

При наличии ряда упругих звеньев между приведенными массами пользуются приведенным угловым коэффициентом жесткости $c_{пр}$, который в общем случае при

наличии кроме скручиваемых также растянутых (сжатых) и изогнутых элементов будет равен

$$c_{пр} = \frac{l}{\sum \frac{i^2}{c} \eta + \sum \frac{i^2}{c R^2} \eta} \quad (1.53)$$

где i — отношение угловой скорости той массы, к которой осуществляется приведение, к угловой скорости приводимой массы; η — коэффициент полезного действия;

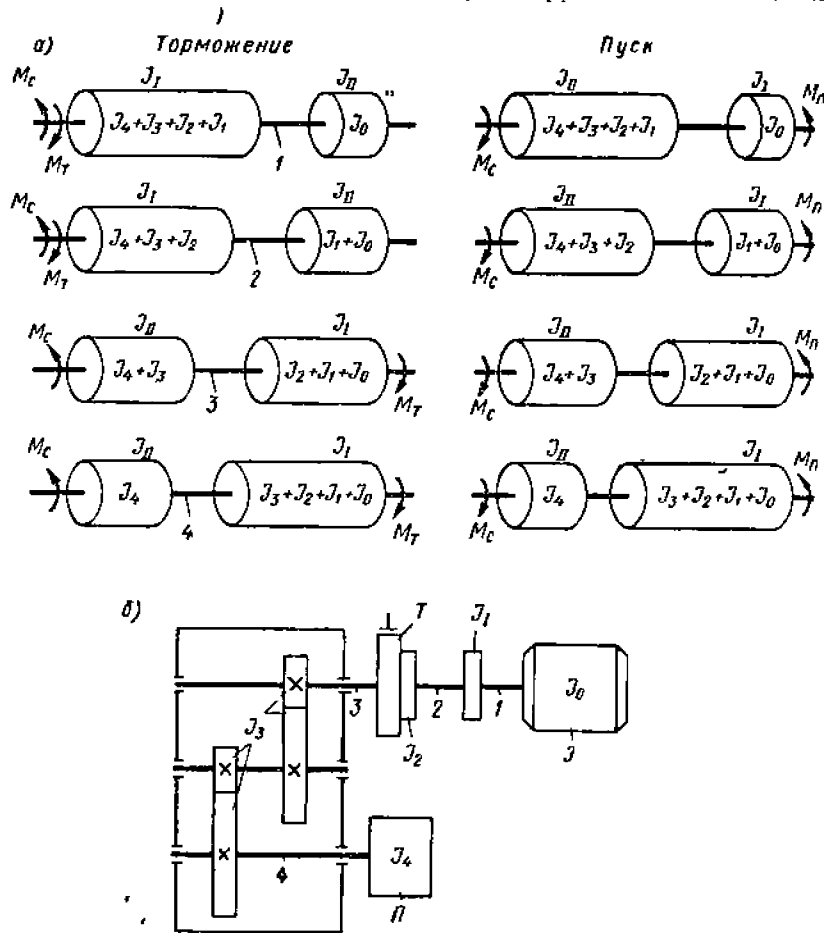


Рис. 1.11. Динамические схемы (а) двухмассовых систем механизма (б) с приведенными моментами инерции J_I и J_{II} для определения нагрузки в упругих связях 1, 2, 3, 4. Моменты инерции масс J_0 (якорь двигателя), J_1 (муфта), J_2 (тормоз), J_3 (передачи), J_4 (рабочий орган)

при торможении величина k п. д. переходит в знаменатель; R — плечо изгибающей или растягивающей силы до оси вращения (например, оси барабана в механизмах подъема); c'' , c' — угловые (c'') и линейные (c') коэффициенты жесткости упругих звеньев (см. табл. 1.30).

1.30. Коэффициент жесткости c

Характер деформации	Схема нагрузки	Коэффициент жесткости при модулях упругости первого рода E и второго рода G
Растяжение — сжатие стержня или каната сечением F		$c' = \frac{EF}{l}$
Растяжение — сжатие винтовых пружин из проволоки диаметром d с числом витков n		$c' = \frac{Gd^4}{8D^3n}$
		$c' = \frac{Gd^4}{16n(R^2+r^2)(R+r)}$
Изгиб стержня с моментом инерции J		$c' = \frac{3EJ}{l^3}$
		$c' = \frac{3EJl}{a^2(l-a)^2}$
		$c' = \frac{3EJ}{a^2(l+a)}$
		$c' = \frac{3EJl^3}{a^3(l-a)^3}$
Кручение круглого стержня диаметром d на длине l		$c'' \approx 0,1G \frac{d^4}{l}$
Кручение упругой муфты моментом M при линейной деформации упругого элемента Δ на радиусе R		$c'' = \frac{MR}{\Delta}$

Примечание. Коэффициент линейной жесткости при растяжении—сжатии или изгибе силой P равен $c' = \frac{P}{y}$, а при кручении моментом M коэффициент угловой жесткости равен $c'' = \frac{M}{\varphi}$, где φ — угол поворота сечения; y — величина удлинения (укорочения) или прогиба в месте приложения силы P . Модуль упругости для канатов см. в пятом разделе, п. 4.

В приводах механизмов наиболее упругими элементами являются канаты, валы, тяги, упругие муфты; упругостью жестких муфт, зубчатых колес, корпусов редукторов и рам можно пренебречь. Определение коэффициентов жесткости и приведенных масс металлоконструкций см. табл. 3.22. Максимум момента M_x возникает для связей

без предварительного напряжения при M_c^{\max} , а для связи с предварительным напряжением при M_c^{\max} , если $J_1 > J_{11}k_k$ и при M_c^{\min} , если $J_1 < J_{11}k_k$. Выражения (1.48) — (1.52) могут быть также использованы для поступательного движения, если вместо крутящих моментов подставить соответствующие усилия, а вместо моментов инерции масс J_1 и J_{11} — соответствующие приведенные массы m_1 и m_{11} (рис. 1.9).

Явление обратной связи (влияния упругих механических колебаний на изменение момента двигателя) в период разгона уменьшает величину динамического коэффициента, наиболее существенно — при мягких характеристиках двигателя и при высокочастотных системах; в последних случаях можно применить уточненный метод расчета (см. [0.52] Цехнович).

16. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

Сводные данные по нагрузкам даны в табл. 1.31.

1.31. Расчетные данные и нагрузки механизмов

Случай нагрузок	Ветер по ГОСГу 1451—66	Расчетные нагрузки	Угол отклонения груза от вертикали	[σ] для стали
I Рабочая нормальная	—	Эквивалентный момент $M_{эк} = \varphi_3 M_n$	α_I	$\frac{\sigma_{rk}}{n_I}$
II Рабочая максимальная	P_{II}	1. Момент при разгоне и торможении с учетом упругости связей $M'_x = k_D M_x$ для механизма подъема, кроме того, подъем груза с подхватом $M'_x = \psi_{II} M_Q$ 2. Статический момент M_c^{\max}	α_{II}	$\frac{\sigma_T}{n_{II}}$
III Нерабочая	P_{III} ураганный	Собственный вес элементов крана и ураганный ветер	—	$\frac{\sigma_T}{n_{III}}$

M_n — номинальный момент двигателя, соответствующий расчетному значению ПВ%. M_x — момент при разгоне и торможении механизма с жесткими связями, который при реостатном пуске и торможении можно определять исходя из среднего (а не максимального) пускового момента двигателя (ввиду кратковременного действия максимального момента). Найденная таким образом величина M'_x должна быть не менее значения M_x , полученного исходя из максимального пускового момента двигателя, ограничиваемого электрической защитой. M_Q — статический момент от веса номинального груза; ψ_{II} — динамический коэффициент при подъеме с подхватом [выражение (1.13) или (1.15) при $v = v_{nod}$]; k_D — динамический коэффициент [выражение (1.49)]; φ_3 — коэффициент режима работы [выражение (1.54)].

Расчет на прочность производится в общем случае для двух родов нагрузки механизма: пусковым и тормозным моментом согласно (1.48) и максимальным статическим моментом при установившемся движении, если возможно кратковременное повышение статических нагрузок выше их значений, принятых для условий разгона и торможения. Расчет на выносливость ведется по эквивалентному моменту $M_{эк} = \varphi_3 M_n$, где M_n — номинальный момент двигателя, соответствующий расчетному значению ПВ%. Коэффициент режима работы согласно (1.42)

$$\varphi_3 = \sqrt[m]{\sum \left(\frac{z_i}{\sum z_i} \right) \left(\frac{M_i}{M_n} \right)^m} \quad (1.54)$$

причем суммированию подлежат члены, вызывающие напряжения $\sigma_i > [\sigma_{rk}]$. При отсутствии достаточных данных для определения величины φ_3 ее можно брать по табл. 1.32.

1.32. Коэффициент режима работы φ_3

(по данным завода ПТО им С. М. Крива)

Механизмы	Режимы работы			
	Л	С	Т	ВТ
Механизмы подъема груза (крюковые, грейферные и магнитные краны), изменения вылета неравновешенных стрел: участок рабочий орган — тормоз	1,0	1,1	1,3	1,5
Механизмы передвижения, вращения, изменения вылета уравновешенных стрел: участок рабочий орган — тормоз	1,1	1,3	1,5	1,8
Все механизмы, участок тормоз — двигатель	2,0	2,0	2,0	2,0

ГЛАВА V

РАСЧЕТ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ НА ПРОЧНОСТЬ И ВЫНОСЛИВОСТЬ

Нормативных методов расчета крановых металлических конструкций в СССР нет. В практике краностроения находят применение два метода расчета металлических конструкций.

1. Расчет по методу допускаемых напряжений, базирующемуся на установленных практических коэффициентах запаса прочности; при этом расчет производится или по эквивалентным и максимальным нагрузкам, что излагается ниже, или по основным и дополнительным нагрузкам.

2. Расчет по методу предельных состояний, базирующемуся на статистическом изучении действительной нагруженности конструкций в условиях эксплуатации. Метод расчета по предельным состояниям, принятый для строительных конструкций [0.50] и железнодорожных мостов [4], применительно к кранам разработан пока для строительных башенных кранов [0.29, 0.47] и для мостовых кранов общего назначения [0.46]. Поэтому в краностроении в основном расчеты ведутся пока по методу допускаемых напряжений.

17. РАСЧЕТ ПО МЕТОДУ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Конструкции рассчитываются на прочность и устойчивость по максимальным нагрузкам рабочего состояния (случай II), а при необходимости также по максимальным нагрузкам нерабочего состояния (случай III) и по случаю специальных нагрузок (см. п. 5); расчет на выносливость носит поверочный характер и ведется по нормальным (эквивалентным) нагрузкам рабочего состояния (случай I).

Для металлических конструкций отдельных типов кранов и их элементов (мосты, стрелы, порталы и т. п.) устанавливаются расчетные комбинации нагрузок случаев I и II рабочего состояния в зависимости от условий эксплуатации крана. Наиболее общими являются следующие комбинации нагрузок:

1) кран неподвижен (работает только подъемный механизм), производится подъем (отрыв) груза от основания или торможение его при спуске;

2) кран с грузом находится в движении (передвижение крана, тележки, изменение вылета, вращение), причем происходит торможение или разгон одного из механизмов.

Для случаев нагрузок I и II эти комбинации будут однотипными: в первом случае — комбинации Ia и Ib, а во втором — комбинации IIa и IIb (табл. 1.33).

Эквивалентная грузоподъемность $Q_{эк}$ меньше номинальной $Q_n = Q_{max}$, если кран перемещает грузы разного веса. Величина $Q_{эк} = \varphi_3 Q$, где φ_3 — коэффициент режима работы (1.42) в основном зависит от закона изменения нагрузки крана. Если вес груза (включая вес грузозахвата) изменяется от Q_{min} до $Q_{max} = Q$ с равной вероятностью отклонения от средней величины груза $Q_{cp} = 0,5(Q_{min} + Q)$ как в большую, так и в меньшую стороны, то можно принимать [0,12] $Q_{эк} = Q_{cp}$, т. е. $\varphi_3 = 0,5 \times (1 + \frac{Q_{min}}{Q})$.

Для распределения весов поднимаемых грузов для кранов общего назначения можно приближенно рекомендовать следующие значения φ_3 [0,13]: для среднего режима работы при $m = 6$ $\varphi_3 = 0,80$ и при $m = 4$ $\varphi_3 = 0,75$; для тяжелого режима работы при $m = 6$ и $m = 4$ $\varphi_3 = 0,90$.

Динамические коэффициенты ψ_I и ψ_{II} определяются согласно выражениям (1.12) — (1.16), а данные для определения коэффициента динамичности — по табл. 3.22, причем расчетную скорость отрыва груза от земли v можно принимать: для случая нагрузок II (ψ_{II}) равной скорости подъема груза v_n , т. е. $v = v_n$, а для случая нагрузок I (ψ_I) для кранов с регулируемым или автоматическим способом запуска подъемного механизма $v = (0,35 \div 0,5) v_n$, а для кранов с нерегулируемым способом запуска подъемного механизма $v = (0,5 \div 0,65) v_n$.

Коэффициент толчков k_m для случая нагрузок II принимается по данным п. 8 гл. 2; для случая нагрузок I в среднем можно считать $k'_m = 1 + 0,5(k_m - 1)$. Влияние толчков на груз, находящийся в высшем положении, не ослабляется амортизирующим действием канатов.

Величина горизонтальных сил инерции масс крана для случая нагрузок I принимается при плавных разгонах и торможениях механизмов P_u , соответствующих постоянной (средней) величине ускорения за расчетный период торможения, но не более ускорения, определяемого из условий сцепления ходовых колес с рельсом или в муфте предельного момента. Для случая нагрузок II, при резких разгонах и торможениях, значение P_u^{max} может достигать величины $P_u^{max} = 2P_u$ (мгновенное торможение) и принимается не менее величины, получающейся из расчета максимального значения ускорения (табл. 1.33). Влияние груза, находящегося на гибком подвесе в высшем положении, учитывается как при жестком подвесе; расчетные углы отклонения груза от вертикали у поворотных кранов см. гл. III и IV третьего раздела. Расчетные нагрузки и их комбинации см. в табл. 1.33.

Расчет металлических конструкций на выносливость производится для кранов тяжелого (Т, ВГ) режима работы и не производится для кранов легкого режима работы. При эксплуатации кранов среднего режима работы имеют место отдельные

случаи усталостных разрушений их металлических конструкций [0,12], поэтому следует практически расчетами устанавливать для отдельных групп кранов среднего режима работы необходимость расчета на выносливость. При большой высоте крана, при периоде его свободных колебаний низшей частоты более 0,25 сек, например для башенных кранов, возможны усталостные разрушения элементов металлической конструкции от пульсации ветровой нагрузки в IV—VII ветровых районах по ГОСТу 1451—65 независимо от режима работы крана.

1.33. Расчетные нагрузки металлических конструкций при расчете по методу допускаемых напряжений

Виды нагрузок	Случаи нагрузок ²				
	I	II		III	
	$[\sigma] = \frac{\sigma_{rk}}{n_I}$	$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_{II}}$		$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_{III}}$	
	Комбинации нагрузок				
	Ia ³	Ib	IIa	IIb	—
Собственный вес G (включая вес тележки)	G	$k'_m G$	G	$k_m G$	G
Вес груза Q (включая грузозахват) с учетом динамических коэффициентов ψ и коэффициентов толчков k_m	$\psi_I Q_{эк}$	$k'_m Q_{эк}$	$\psi_{II} Q$	$k_m Q$	—
Горизонтальные силы инерции масс крана (разгон или торможение одного из механизмов) ⁴ P_u	—	P_u	—	P_u^{max}	—
Угол отклонения груза от вертикали (для стреловых кранов) α^1	—	α_I	—	α_{II}	—
Давление ветра на конструкцию ⁵ P_w	—	—	P_{wII}	P_{wII}	P_{wIII}

¹ Угол отклонения груза от вертикали α может также рассматриваться как результат косоугольного подъема груза

² При действии особых нагрузок: транспортных при перевозке, монтажных, при ударах о буферы, сейсмических и т. п. $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_0}$ (см. гл. III).

³ Для некоторых элементов конструкций следует учитывать суммарное воздействие как комбинации нагрузок Ia со своим количеством циклов, так и комбинации нагрузок Ib со своим количеством циклов.

⁴ $P_u = m i_{cp}$ где $i_{cp} = \frac{v}{t}$; $P_u^{max} = 2P_u$ (но не менее $m i_{max}$) для крана, $P_u^{max} = m i_{max}$ (но не более μN_{pp}) для тележки.

⁵ Для высоких кранов, имеющих период свободных колебаний низшей частоты более 0,25 сек и установленных в IV—VII ветровых районах по ГОСТу 1451—65, учитывается давление ветра на конструкцию при комбинациях нагрузок Ia и Ib.

Суммарное число циклов изменения динамических ветровых нагрузок на кран приближенно при расчете в запас равняется

$$N_0 = \alpha_0 \frac{36t_{кр}}{\tau} \quad (1.55)$$

где $t_{кр} = 8760 L$ — срок службы крана в часах (число лет L см. в табл. 1.26); α_0 — процент повторяемости учитываемых скоростей ветра (табл. 1.34); τ — период свободных колебаний крана низшей частоты в секундах.

1.34. Повторяемость скоростей ветра v в м/сек (скоростного напора q_0 в кгс/м²) в % в год

Ветровой район по ГОСТУ 1451-65	$v \geq 16$ ($q_0 \geq 15$)	$v \geq 20$ ($q_0 \geq 25$)	$v \geq 24$ ($q_0 \geq 40$)	$v \geq 34$ ($q_0 \geq 70$)
I	0,35 (30,6)	0,039 (3,4)	—	—
II	0,76 (66,5)	0,137 (12)	0,048 (4,2)	—
III	1,56 (136,5)	0,347 (30,4)	0,083 (7,3)	—
IV	3,9 (342)	0,945 (82,7)	0,24 (21)	0,0535 (4,7)
V	4,93 (435)	1,51 (132)	0,36 (31,6)	0,0645 (5,7)
VI	7,8 (682)	2,81 (246)	1,34 (117)	0,232 (20,3)
VII	5,96 (522)	2,21 (193)	0,54 (47,3)	0,22 (19,3)

Примечания: 1. В скобках приведены числа часов в год исходя из годового числа часов 8760.
2. Ветровой район VII по сравнению с VI имеет большие единичные значения v (q_0).

Расчет под действием пульсации ветровой нагрузки производится независимо от других нагрузок. Коэффициент асимметрии цикла напряжений в конструкции при пульсациях ветровой нагрузки определяется исходя из изменения коэффициента динамичности β в формуле (1.6) от 1 до $1 + \xi m$, где $\xi = 1 \div 3,3$ — коэффициент динамичности, зависящий от периода свободных колебаний крана τ ; $m = 0,35 \div 0,21$ — коэффициент пульсации скоростного напора, зависящий от высоты крана [0, 13].

Основные положения расчетов на выносливость изложены в гл. III. Характер силовых потоков в сварных соединениях, определяющий эффективные коэффициенты концентрации напряжений k (табл. 1.35) показан на рис. 1.12. Приведенные в табл. 1.35 значения k , соответствующие симметричному циклу (1.28) и базовому числу циклов $N_0 = 2 \cdot 10^6$, приняты по ряду нормативных чисел $R20$ с округлением: 1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0. Соединения, для которых $k > 4,0$, признаются недопустимыми. На рис. 1.13 даны примеры использования данных табл. 1.35 для оценки усталостной прочности узлов.

Для стальных металлических конструкций базовое число циклов принимают $N_0 = 2 \cdot 10^6$; однако при коэффициентах концентрации $k \geq 2$ значение N_0 возрастает до величины $N_0 = 5 \cdot 10^6$ и предел выносливости σ_{rk} уменьшается. Поэтому

для случаев, когда $k \geq 2,0$ предел выносливости σ_{rk} определяется по формулам (1.28) и (1.29) с введением поправочного коэффициента $\sqrt[m]{0,4} < 1$, где $m = \text{ctg } \alpha$

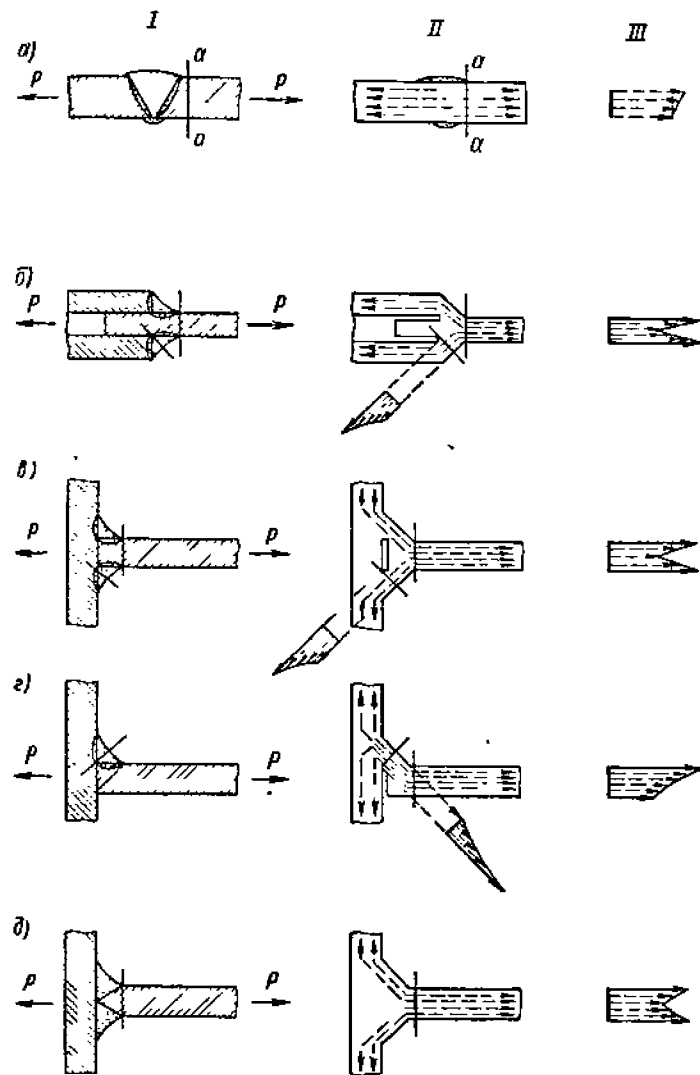


Рис. 1.12. Концентрация напряжений у сварных соединений: I — сварные соединения; II — схематическое изображение силовых потоков; III — распределение напряжений по сечению $a-a$ у места их концентрации

(табл. 1.37) определяется по схематизированной усталостной кривой (рис. 1.14) [3]. Для металлических конструкций из алюминиевых сплавов базовое число циклов $N_0 = 5 \cdot 10^6$. Пределы выносливости σ_{rk} см. в табл. 1.38—1.40; пределы выносливости $\sigma_{rko} = \alpha \sigma_{rk}$, где α — см. табл. 1.41.

1.35. Расчетные величины эффективных коэффициентов концентрации напряжений k типовых элементов крановых металлических конструкций

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты k для стали		Схемы соединения и расположения расчетного сечения $a-a$
	углеродистой	низколегированной	
* 1. Основной металл вдали от сварных швов			
1. Основной металл с необработанной прокатной поверхностью нормального качества с прокатными или обработанными механическим путем кромками в сечениях вне сварных швов, болтов, заклепок и галтельных переходов	1,0	1,0	
2. То же, что в п. 1, но с кромками, обрезанными газовой резкой:			
а) ручной	1,1	1,8	
б) машинной	1,2	1,2	
3. То же, что в п. 1, но с обработанными механическим путем кромками при радиусе перехода:			
а) $R \geq 200$ мм для углеродистой и $R \geq 300$ мм для низколегированной стали	1,0	1,0	
б) $R = 10$ мм	1,6	2,0	
в) $R = 1$ мм (прямой угол)	2,0	2,5	
4. Основной металл по сечениям соединений в чистых болтах с отверстиями из-под развертки:			
а) при двусрезных болтах	1,4	1,6	
б) при односрезных болтах.	1,6	1,8	
То же для заклепочных соединений при отверстиях, образованных в пакетах сверлением или полным диаметром или раскверловкой после проковки не менее 3 мм на диаметр:			
а) при двусрезных заклепках	1,5	2,0	

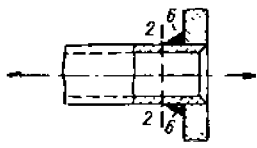
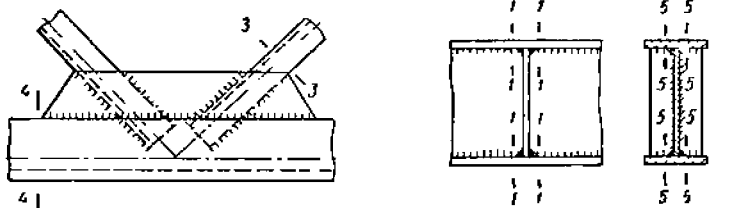
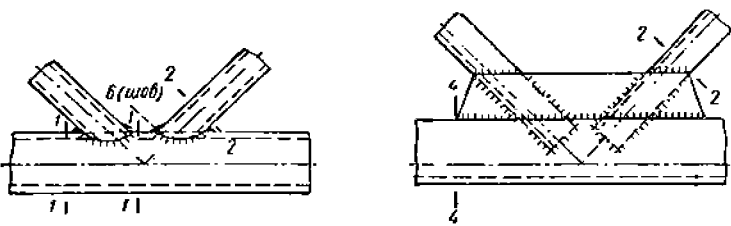


Рис. 1.13. Примеры установления характеристики расчетных сечений (табл. 1.35): 1-1—п. 19; 2-2—п. 18; 3-3—п. 21; 4-4—п. 26; 5-5—п. 24; 6-6—п. 10

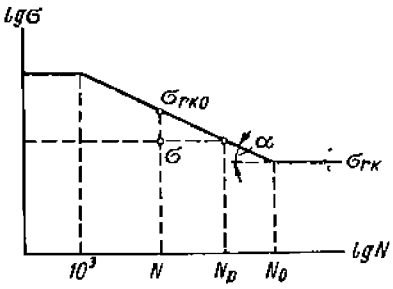


Рис. 1.14. Схематизированная усталостная кривая для стальных металлических конструкций

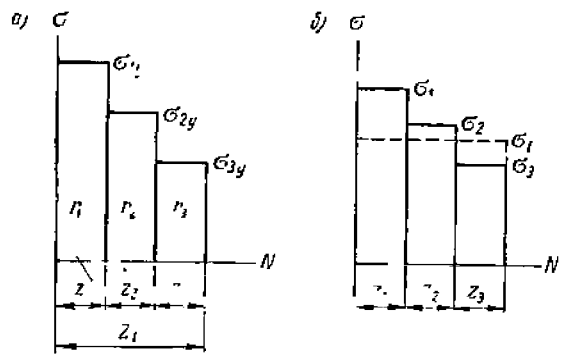
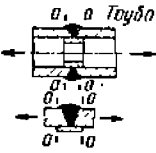
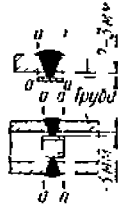
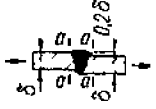

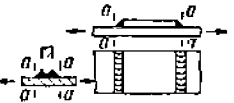
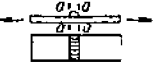
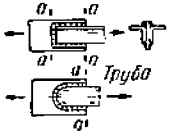

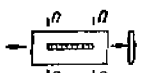




Рис. 1.15. Гистограмма напряжений: а — для каждой ступени свои значения r_y и m_y ; б — все ступени приведены к одному значению r и m (1.57)

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты k для стали		Схемы соединения и расположения расчетного сечения $a-a$
	углеродистой	низколегированной	
б) при односрезных заклепках	2,0	2,5	
5. Основной металл в сечениях у прикреплений высокопрочными болтами	1,4	1,6	
6. Основной металл в сечениях по свободному отверстию, образованному сверлением:			
а) при нормальном качестве отверстия	1,4	1,6	
б) при сниженном качестве отверстия	1,8	2,2	
7. То же, что в п. 6, но при заваренных отверстиях	2,5	3,2	
II. Сварные швы и болты			
8. Стыковые швы (по оси шва) с полным проваром корня шва:			
а) при автоматической сварке	1,2	1,4	
б) при ручной сварке	1,4 (1,6)	1,6 (2,0)	
9. Стыковые швы (по оси шва) с неполным проваром корня шва или при отсутствии обратной подварки	2,5-3,2	3,2-4,0	
10. Угловые швы:			
а) поперечные (лобовые) швы по расчетному сечению шва:			
при автоматической сварке	1,6	2,5	
при ручной сварке	2,5 (3,2)	3,2 (4,0)	

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты k для стали		Схемы соединения и расположения расчетного сечения $a-a$
	углеродистой	низколегированной	
б) продольные (фланговые) швы по расчетному сечению, проходящему по длине шва при ручной сварке	3,0 (1,0)	4,0 См. примечание 6	
11. Болты для отверстий из-под развертки, а также заклепки (при расчете на срез и на смятие):			
а) двусрезные	1,6	2,0	
б) односрезные	2,0	2,5	
12. Высокопрочные болты	1,0	1,0	
III. Основной металл в местах перехода к сварным швам			
13. У стыкового шва, перпендикулярного к действующему усилию (см. примечание 4):			
а) при стыковании листов одинаковой толщины и ширины	1,4 (1,8)	1,8 (2,2)	
б) при стыковании листов разной ширины и толщины при уклонах у симметричных скосов не круче 1:3, а у несимметричных — не круче 1:5	2,0 (2,5)	2,5 (3,2)	
14. У стыкового шва, расположенного вдоль действующего усилия, а также работающего на срез. См. примечание 4	1,4 (2,2)	1,8 (2,8)	

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты k для стали		Схемы соединения и расположения расчетного сечения $a-a$
	углеродистой	низколегированной	
15. У стыкового шва с плотно прилегающей со стороны корня шва подкладкой, проваренной стыковым швом; шов перпендикулярен к действующему усилию	1,8 (2,2)	2,2 (2,8)	
16. То же, что в п. 15, но при зазоре в 2—3 мм между стыкуемым элементом и подкладкой	2,0 (2,5)	2,5 (3,2)	
17. У стыкового шва, перпендикулярного к действующему усилию, при смещении стыкуемых кромок на 0,2б	1,8 (2,2)	2,2 (2,8)	
18. У поперечного (лобового) шва при передаче усилия через шов. См. примечание 4	2,5 (3,2)	3,2 (4,0)	
19. У поперечного (лобового) шва при передаче усилия через основной металл. См. примечание 4	2,0 (2,5)	2,5 (3,2)	
20. У поперечного валика шва, наплавленного на основной металл: а) при плавном переходе от шва к основному металлу б) при резком переходе от шва к основному металлу	1,2 1,6	1,6 2,0	

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты k для стали		Схемы соединения и расположения расчетного сечения $a-a$
	углеродистой	низколегированной	
21. У продольного (флангового) шва при передаче усилия через шов	3,2 (4,0)	4,0 См. примечание 6	
22. У продольного (флангового) шва при передаче усилия через основной металл	2,8 (3,2)	3,6 (4,0)	
23. У продольного валика шва, наплавленного на основной металл: а) при плавном переходе от шва к основному металлу б) при резком переходе от шва к основному металлу	1,2 1,6	1,6 2,0	
24. У непрерывных швов вдали от диафрагм и ребер элементов, сваренных из листов, при действии усилия вдоль оси шва: а) при автоматической или полуавтоматической сварке б) при ручной сварке	1,2 1,2 (1,6)	1,2 1,6 (2,0)	
25. У непрерывных поясных швов балок с рельсом над стенкой при полном проваре стенки и вогнутых швах (см. примечание 7): а) при совпадении осей рельса и стенки и плотном прилегании подошвы рельса к поясу б) при допустимом смещении оси рельса с осью стенки на 15 мм (СНиП III—В, 5—62) и плотном прилегании подошвы рельса к поясу	2,0 3,2	3,2 4,0	

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты k для стали		Слезы соединения и расположения расчетного сечения $a - a$
	углеродистой	низколегированной	
<p>в) при допустимом смещении оси рельса с оси стенки на 15 мм (СНиП III—В, 5—62) и неплотном прилегании подошвы рельса к поясу</p>			
<p>26 У присоединения косынки встык:</p> <p>а) при прямоугольной форме косынки и зачистке концов швов</p>	2,0	2,8	
<p>б) то же без зачистки концов швов</p>	2,5	3,6	
<p>в) при трапецидальной форме косынки и зачистке концов швов</p>	1,6	2,2	
<p>г) то же при механической обработке концов швов и косынки по радиусу, начиная от места перехода шва к основному металлу</p>	1,2	1,4	

Качество	Характеристики соединений швами		
	стыковыми	лобовыми	фланговыми
Нормальное	<p>Полный провар. Отсутствие кратеров. Контроль физическими методами, например просвечиванием части длины швов в соответствии с указаниями чертежа или контроль только по наружному осмотру¹</p>	<p>Необработанные швы с равными катетами при вогнутых швах, а также при прямых швах и отношении большего катета вдоль усилия к меньшему не менее двух. Отсутствие кратеров²</p>	<p>Равные катеты при прямых или выпуклых швах. Отсутствие кратеров</p>
Пониженное ³	<p>Отсутствие кратеров. Контроль по наружному осмотру^{1, 2}</p>	<p>Необработанные выпуклые швы с равными катетами. Кратеры зачищены²</p>	<p>Равные катеты при прямых или выпуклых швах. Кратеры зачищены</p>

Технологические дефекты, которые должны удовлетворять требованиям технических условий:

- ¹ Несосоосность стыкуемых элементов и величины наплывов швов;
- ² Зачищенные подрезы.
- ³ Результаты особо неблагоприятных условий сварки: пониженная температура, ветер, потолочная сварка и т. п.

1.37. Значения показателя степени m кривой усталости для углеродистых и низколегированных сталей

	k	r									
		-1	-0,8	-0,6	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,6	0,8
$N_0=2 \cdot 10^6$	1	6,9	7,5	8,2	9,1	10,5	12,8	15,4	—	—	—
	1,2	5,9	6,3	6,9	7,6	8,6	10,2	11,8	11,7	—	—
	1,4	5,3	5,6	6,1	6,7	7,5	8,7	9,9	12,2	13,4	—
	1,6	4,8	5,2	5,5	6,0	6,6	7,6	8,7	10,2	12,8	—
	1,8	4,5	4,8	5,1	5,5	6,1	6,9	7,7	9,0	11,0	13,7
	2,0	4,3	4,5	4,7	5,2	5,7	6,4	7,1	8,2	9,9	13,3
$N_0=5 \cdot 10^4$	2,2	4,1	4,3	4,5	4,9	5,3	6,0	6,6	7,6	9,1	11,9
	2,5	3,8	4,0	4,2	4,5	4,9	5,4	6,0	6,8	8,0	10,3
	2,8	3,6	3,8	4,0	4,2	4,6	5,1	5,5	6,3	7,3	9,3
	3,2	3,4	3,5	3,7	3,9	4,3	4,7	5,1	5,7	6,8	8,1
	3,6	3,2	3,3	3,5	3,7	4,0	4,4	4,8	5,3	6,1	7,4
	4,0	3,1	3,2	3,4	3,5	3,8	4,1	4,5	4,9	5,6	6,8

Примечание. Для циклов со средними напряжениями сжатия для отношения $\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} = \frac{1}{r}$ значения m в запас по надежности можно принимать как для циклов со средними напряжениями растяжения при отношении $\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = r$.

1.38. Пределы выносливости $\sigma_{r,k}$ для элементов конструкций из стали марки Ст. 3 ($\sigma_s = 38$ кгс/мм², $\eta = 0,2$) в зависимости от эффективного коэффициента концентрации напряжений k и коэффициента асимметрии расчетного цикла r в кгс/см².

0,5	0,1	0,2	0	-1	-0,8	-0,5	-0,2	0	0,2	0,4	0,6	0,8
-2380 -1945 -1680 -1385 -1210 -1015	-2100 -1800 -1580 -1255 -1100 -950 -880 -705 -620 -545	-1970 -1615 -1370 -1190 -1015 -885 -790 -670 -585 -510 -440 -380 -310	-1660 -1370 -1170 -1020 -895 -790 -670 -585 -510 -440 -380 -310	-1140 -940 -790 -670 -585 -510 -440 -380 -310	1240 1050 940 865 790 730 670 620 570 530 490 460 430	1540 1260 1090 965 860 770 690 620 560 505 460 430 405	1850 1400 1210 1070 980 900 830 770 715 670 630 600 575	2100 1800 1580 1300 1200 1130 1070 1020 985 955 930 910 895 885	2320 2005 1760 1575 1420 1330 1260 1210 1180 1160 1140 1130 1120	2234 2000 1808 1630 1510 1395 1285 1190 1115 1055 1005 960 925	2324 2000 1808 1630 1510 1395 1285 1190 1115 1055 1005 960 925	2085 1875 1665 1465 1310 1180 1045 930 830

Примечания: 1. Для циклов со средними напряжениями сжатия значения $\sigma_{r,k}$ даны для отношения $\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 1 - r$.
 2. Значения $\sigma_{r,k}$ определены для длительного предела выносливости $N_0 = 5 \cdot 10^6$ циклов, пределы выносливости $\sigma_{r,k}$ для которого при $k \leq 2,0$ $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов и при $k \geq 2,0$ $N_0 = 5 \cdot 10^6$ циклов; пределы выносливости $\sigma_{r,k}$ для $k > 2,0$ и $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов определены интерполяцией.
 3. Промежуточные значения $\sigma_{r,k}$ определяются прямойной интерполяцией.
 4. Для случаев за пределами ступенчатой черты расчеты на выносливость не производятся, так как $\sigma_{r,k} > \sigma_T = 240$ кгс/см².
 5. Для расчетных циклов при $r > 0$ значения коэффициентов асимметрии для установления пределов выносливости приняты разными $r/1,4$, т. е., например, для расчетного цикла $r = 0,1$ предел выносливости фактически соответствует коэффициенту асимметрии $0,4 = 0,28k$.
 6. Для сталей других марок с другими значениями σ_s для которых при $k = 1$ $\sigma_1 \approx 0,35$ и $\eta = 0,2$, предел выносливости равен табличным значениям $\sigma_{r,k}$ для стали Ст. 3, умноженным на величину $\sigma_s/38$, где σ_s — в кгс/мм².

1.39. Пределы выносливости $\sigma_{r,k}$ для элементов конструкций из низколегированной стали — сталь НЛ ($\sigma_s = 52$ кгс/мм², $\eta = 0,2$) в зависимости от эффективного коэффициента концентрации k и коэффициента асимметрии расчетного цикла r в кгс/см².

0,5	0,1	0,2	0	-1	-0,8	-0,5	-0,2	0	0,2	0,4	0,6	0,8
-2950 -2350 -1980	-2570 -2060 -1764 -1540	-2270 -1870 -1590 -1385 -1200 -1090 -990 -820 -750	-1950 -1530 -1280 -1080 -910 -785 -705 -625 -540 -470 -405 -340 -285	-1140 -940 -790 -670 -585 -510 -440 -380 -310	1720 1495 1305 1190 1090 1015 945 880 820 765	2150 1720 1490 1305 1190 1110 1040 980 930 880 835 790 755	2530 2150 1920 1660 1460 1305 1160 1060 985 915 850 805 760 725	2850 2450 2150 1920 1720 1590 1460 1370 1245 1140 1065 1010 965 930	3170 2710 2400 2155 1920 1720 1590 1460 1370 1245 1140 1065 1010	3160 2700 2400 2150 1920 1720 1590 1460 1370 1245 1140 1065 1010	2085 1875 1665 1465 1310 1180 1045 930 830	

Примечания: 1. Для циклов со средними напряжениями сжатия значения $\sigma_{r,k}$ даны для отношения $\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 1 - r$.
 2. Значения $\sigma_{r,k}$ определены для длительного предела выносливости, пределы выносливости $\sigma_{r,k}$ для которого при $k \leq 2,0$ $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов и при $k \geq 2,0$ $N_0 = 5 \cdot 10^6$ циклов; промежуточные значения $\sigma_{r,k}$ определяются прямойной интерполяцией.
 3. Промежуточные значения $\sigma_{r,k}$ определяются прямойной интерполяцией.
 4. Для случаев за пределами ступенчатой черты расчеты на выносливость не производятся, так как $\sigma_{r,k} \geq \sigma_T = 350$ кгс/см².
 5. Для расчетных циклов при $r > 0$ значения коэффициентов асимметрии для установления пределов выносливости приняты разными $r/1,4$, т. е., например, для расчетного цикла $r = 0,1$ предел выносливости фактически соответствует коэффициенту асимметрии $0,4 = 0,28k$.
 6. Для сталей с другими значениями σ_s для которых при $k = 1$ $\frac{\sigma_1}{\sigma_s} \approx 0,35$ и $\eta = 0,2$, предел выносливости равен табличным значениям $\sigma_{r,k}$, умноженным на величину $\sigma_s/52$, где σ_s — в кгс/мм².

1.40. Пределы выносливости для элементов конструкций из алюминиевого сплава АМгб1-М ($\sigma_B = 38 \text{ кгс/мм}^2$, $\eta = 0,14$ при $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов) в зависимости от эффективного коэффициента концентрации k и коэффициента асимметрии расчетного цикла r в кгс/см^2

σ_{max} 0 σ_{min}	а)	$\sigma_{\text{max}}=0$ 0 σ_{min}	б)	σ_{max} 0 σ_{min}	в)	г)	д)	е)		ж)					
								$-0,2$	$-0,4$		$-0,6$	$-0,8$			
0,5	0,4	0,2	0	$-0,2$	$-0,4$	$-0,6$	$-0,8$	$1/r$	r	k					
-1175	-1515	-1070	-830	-675	-550	-455	415	170	515	590	675	775	1000	1120	1320
-1280	-1775	-890	-690	-535	-415	-390	340	365	425	490	550	615	710	830	1150
-1480	-965	-700	-550	-445	-370	-310	290	315	355	400	470	551	630	710	1000
-1650	-795	-505	-470	-380	-325	-280	245	275	310	345	405	410	530	630	890
-1740	-690	-520	-405	-335	-290	-245	220	240	275	310	365	380	480	560	740
-1940	-615	-455	-335	-295	-255	-220	190	215	240	275	330	340	415	500	690
-2040	-545	-400	-315	-275	-235	-195	170	190	220	250	290	300	385	460	640
-2240	-485	-345	-275	-230	-195	-160	150	165	190	220	250	270	345	400	580
-2440	-430	-300	-240	-200	-175	-150	130	150	170	190	225	235	315	365	525
-2650	-370	-265	-230	-180	-150	-110	110	125	145	170	195	205	285	330	470
			-165	-140	-115	-100	90	100	110	130	150	185	240	280	415
													215	250	370

Примечания: 1. Для циклов со средними нагрузками сжатия значения $\sigma_{r,k}$ даны для отношения $\frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{min}}} = \frac{1}{r}$

2. Значения $\sigma_{r,k}$ определены для длительного предела выносливости при $N_0 = 5 \cdot 10^6$ циклов; ограниченные пределы выносливости $\sigma_{r,k0} = \sigma_{r,k}$, где $\alpha = \text{см. в табл. 1.41}$ для $k \geq 2,0$.

3. Промежуточные значения $\sigma_{r,k}$ определяются прямойной интерполяцией.

4. Для случаев за пределами ступенчатой черты расчет на выносливость не производится, так как $\sigma_{r,k} \geq \sigma_B = 3800 \text{ кгс/см}^2$.

5. Для расчетных циклов при $r > 0$ значения коэффициентов асимметрии для установления предела выносливости приняты равными $r/1,6$, т. е., например, для расчетного цикла $r = 0,4$ предел выносливости фактически соответствует коэффициенту асимметрии $0,4 = 0,25 \cdot 1,6$.

6. Для алюминиевых сплавов с другими значениями σ_B , для которых при $k = 1$ $\frac{\sigma_{r,k}}{\sigma_B} \approx 0,14$ и $\eta = 0,1$; при $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов, предел выносливости равен табличным значениям $\sigma_{r,k}$, умноженным на величину $\sigma_B/38$, где σ_B — в кгс/мм^2 .

1.41. Значения коэффициента $\alpha = \sqrt{\frac{m/N_0}{\Sigma z_i}}$ (1.31)

k	Σz_i																		
	0,05 · 10 ⁶				0,2 · 10 ⁶				0,8 · 10 ⁶				2 · 10 ⁶		5 · 10 ⁶				
	-1	-0,6	0	0,4	0,8	-1	-0,6	0	0,4	0,8	-1	-0,6	0	0,4	0,8	-1	-0,6		
1	1,7	1,6	1,3	—	1,4	1,3	1,2	—	1,1	1,1	1,1	1,1	1	1	1	1	1	1	
1,2	1,9	1,7	1,4	1,3	1,5	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	1,1	1	1	1	1	1	1	1
1,4	2,0	1,8	1,5	1,4	—	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	1	1	1	1	1	1
1,6	2,1	2,0	1,6	1,4	1,6	1,5	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	1	1	1	1	1	1
1,8	2,3	2,1	1,7	1,5	1,7	1,6	1,4	1,3	1,2	1,2	1,2	1,1	1,1	1	1	1	1	1	1
2,0	3,0	2,7	2,1	1,8	1,4	2,1	2,0	1,7	1,5	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1
2,2	3,1	2,8	2,2	1,8	1,5	2,2	2,1	1,7	1,5	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1
2,5	3,4	3,0	2,4	2,0	1,6	2,3	2,2	1,8	1,6	1,4	1,4	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,2	1,1
2,8	3,7	3,2	2,5	2,2	1,6	2,5	2,3	1,9	1,7	1,4	1,4	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,2	1,1
3,2	3,9	3,5	2,7	2,2	1,8	2,6	2,4	2,0	1,8	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,2	1,1
3,6	4,2	3,7	2,9	2,4	1,9	2,7	2,5	2,1	1,9	1,6	1,4	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,2	1,1
4,0	4,5	3,9	3,0	2,6	2,0	2,9	2,6	2,2	1,9	1,6	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,2	1,1

При $k < 2,0$ $N_0 = 2 \cdot 10^6$, при $k \geq 2,0$ $N_0 = 5 \cdot 10^6$. Если $\Sigma z_i > N_0$, то $\alpha = 1,0$. Значения m см. в табл. 1.37.

Для отдельных элементов конструкций коэффициент асимметрии цикла r имеет различные значения. Приведенные в табл. 1.38—1.40 виды циклов напряжений соответствуют следующим элементам конструкций (см. рис. 1.6, а—ж). На рис. 1.6, а — растянутые пояса вертикальных балок и ферм и растянутые раскосы этих ферм; рис. 1.6, б — растянутые элементы, у которых напряжения от постоянной нагрузки пренебрежимо малы по сравнению с напряжениями от временной нагрузки; рис. 1.6, в и д — сжато-вытянутые раскосы вертикальных ферм; рис. 1.6, г — горизонтальные фермы, испытывающие нагрузку как в одном, так и в другом направлениях, а также раскосы вертикальных ферм, напряжения в которых от постоянной нагрузки пренебрежимо малы по сравнению с напряжениями от временной нагрузки; рис. 1.6, е — сжатые элементы, у которых напряжения от постоянной нагрузки пренебрежимо малы по сравнению с напряжениями от временной нагрузки; рис. 1.6, ж — сжатые пояса вертикальных балок и ферм и сжатые раскосы этих ферм.

Расчетные положения тележек на кранах, вылетов стрел и т. п. при определении σ_{max} и σ_{min} (необходимые для вычисления r) следует принимать не для крайних, а для наиболее часто повторяющихся условий работы.

1.42. Допускаемые напряжения для сталей при расчете на прочность, случай нагрузок II при запасе прочности $n_{II} = 1,4$; (кгс/см²)

Марки стали	Растяжение и сжатие	Изгиб	Срез ¹	Смятие	
				торцовой поверхности ¹	местное при плотном касании ¹
Прокатные стали	Ст. 2	1450	1550	$\frac{850}{1100}$	2175 / 1100
	Ст. 3, Ст. 4, М16С	1700	1800	$\frac{1000}{1275}$	2550 / 1275
	09Г2	2150	2300	$\frac{1300}{1600}$	3200 / 1600
	09Г2С	2300	2450	$\frac{1400}{1725}$	3450 / 1725
	10Г2С1, 15ХСНД	2500	2650	$\frac{1500}{1875}$	3750 / 1875
	10ХСНД	2850	3000	$\frac{1700}{2140}$	4275 / 2140
Отливки из углеродистой стали	15Л	1450	1550	$\frac{850}{1100}$	2175 / 1100
	35Л	1800	1900	$\frac{1100}{1350}$	2700 / 1350

¹ Коэффициенты переходов к производимым допускаемым напряжениям: срез — 0,6 (верхнее значение), а при неравномерном распределении напряжений в стенках балок — 0,75 (нижнее значение); смятие торцовой поверхности (при наличии пригонки) — 1,5; смятие местное цилиндрических тел при плотном касании — 0,75.

Число циклов напряжений металлической конструкции крана от подъемов груза за период эксплуатации крана

$$Z_n = L t_k n_n \quad (1.56)$$

где L — срок службы в годах (см. табл. 1.26); t_k — число часов работы крана в год (см. табл. 1.15); n_n — число циклов работы крана в час.

Если по характеру работы возможны регулярные повторные подъемы одного и того же груза, то их следует учитывать при определении Z_n . Учет колебаний, возникающих в конструкциях в результате динамического приложения груза, производится лишь в случаях, когда $Z_n < N_n$ [0.13]. Число циклов напряжений элементов металлических конструкций см. в табл. 1.30. Допускаемые напряжения при расчетах на прочность даны в табл. 1.42—1.48 и при расчетах на выносливость — в табл. 1.49—1.51 (запасы прочности см. в табл. 1.28). Для алюминиевых сплавов допускаемые напряжения основного металла, сварных, клепаных и болтовых соединений, приведенные в табл. 1.45—1.48, при температурах металла свыше 50° С должны быть умножены на коэффициент $k_T < 1$. Нагрузки случая 1, заданные в виде гистограмм (кривых распределения), заменяются эквивалентными нагрузками по (1.41).

1.43. Допускаемые напряжения $[\sigma_{св}]$ и $[\tau_{св}]$ для сварных швов стальных конструкций при расчете на прочность, случай нагрузок II

Тип сварных швов	Род усилия	Сварка	
		Ручная точестообмазаннми электродами	1. Ручная толетообмазаннми электродами при повышенных требованиях контроли. 2. Автоматическая и полуавтоматическая под слоем флюса
Допускаемые напряжения			
Стыковой	Растяжение	0,8 $[\sigma]$	$[\sigma]$
	Сжатие	0,9 $[\sigma]$	$[\sigma]$
Стыковой и угловой	Срез	0,6 $[\sigma]$	0,6 $[\sigma]$

Примечания: 1. Для швов, выполненных при монтаже, допускаемые напряжения понижаются на 10%, а при потолочной сварке — во всех случаях на 20%.
2. $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на растяжение в конструкции по табл. 1.42.

Гистограмма напряжений в рассматриваемом элементе от всех нагрузок случая 1, имеющих разные значения r_y, m_y и z ; для каждой ступени напряжений σ_{iy} (см. рис. 1.15), заменяется гистограммой, у которой все ступени имеют одинаковое значение r и m , а напряжения этих ступеней $[\sigma_i]$ из условия $\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{rk}}\right)^m = \left(\frac{\sigma_{iy}}{\sigma_{r_y k}}\right)^{m_y}$ равняются

$$\sigma_i = \sigma_{rk} \left(\frac{\sigma_{iy}}{\sigma_{r_y k}}\right)^{\frac{m_y}{m}} \quad (1.57)$$

где σ_{rk} и $\sigma_{r_y k}$ — пределы выносливости при базовом числе N_b ; m и m_y — показатели степени для усталостной кривой с коэффициентами асимметрии r и r_y (табл. 1.37).

1.44. Допускаемые напряжения $[\tau]$, $[\sigma_{см}]$, $[\sigma]$, $[\sigma_{отр}]$ для заклепочных и болтовых соединений стальных конструкций при расчете на прочность, случай нагрузок II

1.45. Допускаемые напряжения при запасе прочности $n_{11} = 1,6$ и расчетные сопротивления для алюминиевых сплавов при расчете на прочность, случай нагрузок II, в кгс/см²

Род соединения	Род напряжения	Марки стали заклепок и болтов		
		НЛ	Ст. 2, Ст. 3	
		в конструкциях из стали		
		НЛ	Ст. 3, Ст. 4	
Заклепки с полукруглой головкой	Срез	0,8 $[\sigma]$	0,55 $[\sigma]$	0,8 $[\sigma]$
	Смятие	2,0 $[\sigma]$	1,4 $[\sigma]$	2,0 $[\sigma]$
	Растяжение (отрыв головок)	0,6 $[\sigma]$	0,4 $[\sigma]$	0,6 $[\sigma]$
Болты чистые и полукруглые	Растяжение	0,7 $[\sigma]$	0,5 $[\sigma]$	0,7 $[\sigma]$
	Срез	0,7 $[\sigma]$	0,5 $[\sigma]$	0,7 $[\sigma]$
	Смятие	2,0 $[\sigma]$	1,4 $[\sigma]$	2,0 $[\sigma]$
Болты черные	Растяжение	—	0,5 $[\sigma]$	0,7 $[\sigma]$
	Срез	—	0,35 $[\sigma]$	0,5 $[\sigma]$
	Смятие	—	0,8 $[\sigma]$	1,0 $[\sigma]$
Анкерные болты	Растяжение	—	0,45 $[\sigma]$	0,65 $[\sigma]$

Марки сплавов	Растяжение, сжатие, изгиб		Значения коэффициента k_T при температуре металла в конструкции в °С ¹	
	Допускаемые напряжения R $[\sigma]$	Расчетные сопротивления R	от -40 до +50	+100
AMг6-M	1000	1400	1	0,85
AMг61-M	1150	1600	1	
B92-T, лист	1350	1900	1	0,9
B92-T, профиль	1700	2400		
D16-T	1700	2400	1	0,95

¹ По данным работы [8].
² Коэффициенты перехода к производным допускаемым напряжениям и расчетным сопротивлениям: срез — 0,6; смятие торцевой поверхности (при наличии пригонки) — 1,5; смятие местное при плотном касании — 0,75.
³ По данным [5]. При работе конструкций и соединений из алюминия при температурах металла свыше 50°С допускаемые напряжения и расчетные сопротивления основного металла должны быть умножены на коэффициент $k_T < 1$. При температурах свыше 100°С значения k_T уменьшаются и при $t = 300^\circ\text{C}$ составляют [6] для сплавов: AMг6-M, AMг61-M $k_T = 0,3$; B92T $k_T = 0,25$; D16T $k_T = 0,4$.

Примечания: 1. Отверстия для заклепок и чистых болтов сверлены на проектный диаметр в собранных элементах или в отдельных элементах и деталях по кондукторам, а также сверлены или продавленные на меньший диаметр в отдельных деталях с последующей рассверловкой до проектного диаметра в собранных элементах.
 2. $[\sigma]$ — допускаемое напряжение растяжения в конструкции при расчете на прочность по табл. 1.42.
 3. Для монтажных заклепок допускаемые напряжения понижаются на 10%.
 4. Для заклепок с потайными и полупотайными головками допускаемые напряжения понижаются на 20%.
 5. НЛ — инколегированная сталь марок, указанных в табл. 1.1.

1.46. Допускаемые напряжения и расчетные сопротивления для сварных швов алюминиевых сплавов, выполненных аргоно-дуговой сваркой, при расчете на прочность, случай нагрузок II, в кгс/см²

Суммарное эквивалентное напряжение аналогично (1.34) и (1.35).

$$\sigma_1 = \sqrt[m]{\sum \sigma_i^m \frac{z_i}{\sum z_i}}, \quad (1.58)$$

где $\sum z_i \leq N_0$ — расчетное число циклов напряжений σ_i ; при суммировании учитываются напряжения $\sigma_i \geq 0,6 \sigma_{rk}$.

Перегрузочные напряжения $\sigma_n > \sigma_{rk}$ в количестве n_n циклов снижают предел выносливости σ_{rk} до величины [2]

$$\sigma_{rk}^* = \varphi_r \sigma_{rk}, \quad (1.59)$$

где коэффициент снижения предела выносливости

$$\varphi_r = \sqrt[m]{1 - \left(\frac{\sigma_n}{\sigma_{rk}} \right)^m \frac{n_n}{N_0}}. \quad (1.60)$$

Тип сварных швов	Род усилия	Допускаемые напряжения $[\sigma_{св}]$, $[\tau_{св}]$ для марок сплавов			Расчетные сопротивления $R_{св}^{\sigma}$, $R_{св}^{\tau}$ для марок сплавов [5]		
		AMг6	AMг61	B92-T	AMг6	AMг61	B92-T
Стыковой	Растяжение, сжатие, изгиб	1050	1200	1100	1400	1600	1500
	Срез	650	750	675	850	1000	900
Угловой	Срез	550	650	550	700	800	700

Примечание. Величины допускаемых напряжений и расчетных сопротивлений относятся к сварным соединениям, качество которых, помимо внешнего осмотра и измерения швов, контролируется физическими методами (рентгено- или гаммаграфированием, ультразвуковой дефектоскопией и др.). Значения коэффициента $k_T < 1$ при температуре металла в конструкции свыше 50°С см. в табл. 1.45.

1.47. Допускаемые напряжения и расчетные сопротивления для болтовых соединений из алюминиевых сплавов при расчете на прочность, случай нагрузок II, в кгс/см²

Конструкции из сплавов										
Род соединения	Род напряжения	Болты из сплавов								
		АМг-М				АМг-Т				
		АМг-М1-М	В92-Т	Д16-Т	АМг-М	АМг-М1-М	В92-Т	Д16-Т	АМг-Т	
Болты чистые и получистые	Болты черные	АМг-Тп		АВ-Т1		Д16-Т		АМг-Тп		Расчетные сопротивления R_p, R_{cp}, R_{cm} [3]
		Допускае- мые напряже- ния [σ_1], [σ_{cp}]		Расчетные сопротивления R_p, R_{cp}, R_{cm} [3]						
		1000	1000	2000	1600	1250	1250	1600	2000	
	Растяжение	700	700	1200	1000	900	900	1300	1300	
	Срез	1600	1600	2250	2800	2800	2800	2800	2800	
	Смятие	1000	1000	2000	1600	1250	1250	1600	1600	
	Срез	650	650	700	900	800	800	1150	1150	
	Смятие	1600	1600	2250	2800	2800	2800	2800	2800	

Примечания: 1. Приведенные в таблице данные для напряжений смятия даны для болтов, поставленных из расстояния $2d$ от оси болта до края элемента. При сокращении этого расстояния до $1,5d$ приведенные допускаемые напряжения и расчетные сопротивления должны понижаться на 40%.
2. Значения коэффициента $k_T < 1$ при температуре металла в конструкции выше 50°C см. в табл. 1.45.

1.48. Допускаемые напряжения и расчетные сопротивления для заклепочных соединений из алюминиевого сплава Д16-Т при расчете на прочность, случай нагрузок II, в кгс/см²

Род напряжения	Заклепки из сплавов			
	Д16п		В65	
	Допускаемые напряжения [τ], [σ_{cm}]		Расчетные сопротивления R_{cp}, R_{cm} [3]	
Срез	800		1150	
Смятие	3000		3000	

Примечания: 1. Данные таблицы относятся к заклепкам с полукруглой головкой, поставленным в холодном состоянии в сверленные отверстия.
2. При заклепках с потайными или полупотайными головками допускаемые напряжения и расчетные сопротивления заклепочных соединений снижаются на 20%. Работа указанных заклепок на растяжение не учитывается.
3. Усилие, воспринимаемое заклепкой с полукруглой головкой на растяжение (отрыв головки), определяется прочностью на срез заклепочной головки по поверхности, определенной диаметром стержня заклепки и высотой скалываемой части головки заклепки.
4. Значения коэффициента $k_T < 1$ при температуре металла в конструкции выше 50°C см. в табл. 1.45.

Оценку повреждающего действия перегрузочных напряжений см. в табл. 1.52. Возможны три основных случая расчета.

1. Если $\sigma_n > \sigma_{rk}$ и $\sigma_1 < \sigma_{rk}^*$, то при $z_1 \geq N_0$ производится проверка на неограниченную выносливость по условию

$$\sigma_1 \leq [\sigma_{rk}^*] = \psi_c [\sigma_{rk}], \quad (1.61)$$

а при $z_1 < N_0$ на ограниченную выносливость по условию

$$\sigma_1 \leq [\sigma_{rk0}^*] = \alpha \psi_c [\sigma_{rk}], \quad (1.62)$$

где, согласно (1.31),

$$\alpha = \sqrt{\frac{N_0}{z_1}}$$

2. Если $\sigma_n < \sigma_{rk}$ проверка на неограниченную выносливость производится по условию

$$\sigma_1 \leq [\sigma_{rk}], \quad (1.63)$$

а на ограниченную — по условию

$$\sigma_1 \leq \alpha [\sigma_{rk}]. \quad (1.64)$$

Если $\sigma_n \leq [\sigma_{rk}]$, расчет на выносливость не требуется.

3. Если $\sigma_n > \sigma_{rk}$ и $\sigma_1 > \sigma_{rk}^*$, производится проверка на ограниченную выносливость по условию

$$\sigma \leq [\sigma_{rk0}] = [\sigma_{rk}] \left[\frac{N_a}{z_1 + n_n} \right]^m, \quad (1.65)$$

где расчетное напряжение

$$\sigma = \sigma_{rk} \sqrt[.m]{\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{rk}}\right)^m \frac{z_1}{z_1 + n_n} + \left(\frac{\sigma_n}{\sigma_{rk}}\right)^m \frac{z_{11}}{z_1 + n_n}} \quad (1.66)$$

1.49. Допускаемые напряжения $[\sigma_{r,k}]$ при расчете для элементов конструкций из стали Ст. 3

($\sigma_s = 38 \text{ кгс/мм}^2$, $\eta = 0,2$ при $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов) при $n_1 = 1,4$ в зависимости от эффективного коэффициента концентрации напряжения k и коэффициента асимметрии расчетного цикла r в кгс/см^2

σ_{min}	σ_{max}	r	График		$1/r$	r/k	N_0	$[\sigma_{r,k}]$	
			σ_{max}	σ_{min}				$-0,8$	$-0,6$
0	0	0,4			2,5	0	-1185	-1020	
0	0	0,2			5	0	-1135	-980	
0	0	0,1			10	0	-1090	-940	
0	0	0,05			20	0	-1045	-900	
1500	1500	0,8			1,25	1500	-1185	-1020	
1430	1430	0,6			1,67	1430	-1135	-980	
1285	1285	0,4			2,5	1285	-1090	-940	
1190	1190	0,2			5	1190	-1045	-900	
1060	1060	0,1			10	1060	-1000	-860	
930	930	0,05			20	930	-955	-820	
880	880	0,8			1,25	880	-910	-780	
835	835	0,6			1,67	835	-865	-740	
770	770	0,4			2,5	770	-820	-700	
743	743	0,2			5	743	-775	-660	
665	665	0,1			10	665	-730	-620	
520	520	0,05			20	520	-685	-580	
480	480	0,8			1,25	480	-640	-540	

Примечания: 1. Для циклов со средними напряжениями сжатия значения $[\sigma_{r,k}]$ даны для отношения $\frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{min}}} = \frac{1}{r}$.

2. Значения $[\sigma_{r,k}]$ определены для длительного предела выносливости, для которого при $k < 2,0$ $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов и при $k \geq 2,0$ $N_0 = 6 \cdot 10^6$ циклов; при расчете на ограниченную выносливость $[\sigma_{r,k}] = \sigma [\sigma_{r,k}]$, где σ — см. в табл. 1.1.

3. Промежуточные значения $[\sigma_{r,k}]$ определяются прямойной интерполяцией.

4. Для расчета за пределами ступенчатой черты расчет на выносливость не производится, так как $[\sigma_{r,k}] \geq [\sigma] = 1700 \text{ кгс/см}^2$.

5. Для расчета на выносливость сварных швов численные значения $[\sigma_{s,r,k}]$ даны в табл. 1.1.

6. При $\sigma_s \neq 38 \text{ кгс/мм}^2$ и $n_1 \neq 1,4$ для углеродистых сталей, приведенных в табл. 1.1, табличные значения $[\sigma_{r,k}]$ умножаются на величину $\frac{1,4}{\pi_1} \frac{\sigma_s}{38}$.

1.50. Допускаемые напряжения $[\sigma_{r,k}]$ при расчете на выносливость для элементов конструкций из низколегированной стали — стали НЛ ($\sigma_s = 52 \text{ кгс/мм}^2$, $\eta = 0,2$ при $N_0 = 2 \cdot 10^6$ при $n_1 = 1,4$ в зависимости от эффективного коэффициента концентрации напряжения k и коэффициента асимметрии расчетного цикла r в кгс/см^2

σ_{min}	σ_{max}	r	График		$1/r$	r/k	N_0	$[\sigma_{r,k}]$	
			σ_{max}	σ_{min}				$-0,8$	$-0,6$
0	0	0,4			2,5	0	-1925	-1640	
0	0	0,2			5	0	-1880	-1600	
0	0	0,1			10	0	-1835	-1560	
0	0	0,05			20	0	-1790	-1520	
2030	2030	0,8			1,25	2030	-1925	-1640	
1955	1955	0,6			1,67	1955	-1880	-1600	
1710	1710	0,4			2,5	1710	-1835	-1560	
1540	1540	0,2			5	1540	-1790	-1520	
1390	1390	0,1			10	1390	-1745	-1480	
1240	1240	0,05			20	1240	-1700	-1440	
940	940	0,8			1,25	940	-1755	-1480	
890	890	0,6			1,67	890	-1710	-1440	
800	800	0,4			2,5	800	-1665	-1400	
750	750	0,2			5	750	-1620	-1360	
700	700	0,1			10	700	-1575	-1320	
650	650	0,05			20	650	-1530	-1280	
600	600	0,8			1,25	600	-1485	-1240	
550	550	0,6			1,67	550	-1440	-1200	
500	500	0,4			2,5	500	-1395	-1160	
450	450	0,2			5	450	-1350	-1120	
400	400	0,1			10	400	-1305	-1080	
350	350	0,05			20	350	-1260	-1040	

Примечания: 1. Для циклов со средними напряжениями сжатия значения $[\sigma_{r,k}]$ даны для отношения $\frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{min}}} = \frac{1}{r}$.

2. Значения $[\sigma_{r,k}]$ определены для длительного предела выносливости, для которого при $k < 2,0$ $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов и при $k \geq 2,0$ $N_0 = 6 \cdot 10^6$ циклов; при расчете на ограниченную выносливость $[\sigma_{r,k}] = \sigma [\sigma_{r,k}]$, где σ — см. в табл. 1.41.

3. Промежуточные значения $[\sigma_{r,k}]$ определяются прямойной интерполяцией.

4. Для расчета за пределами ступенчатой черты расчет на выносливость не производится, так как $[\sigma_{r,k}] \geq [\sigma] = 2500 \text{ кгс/см}^2$.

5. Для расчета на выносливость сварных швов численные значения $[\sigma_{s,r,k}]$ даны в табл. 1.1.

6. При $\sigma_s \neq 52 \text{ кгс/мм}^2$ и $n_1 \neq 1,4$ для низколегированных сталей, приведенных в табл. 1.1, табличные значения $[\sigma_{r,k}]$ умножаются на величину $\frac{1,4}{\pi_1} \frac{\sigma_s}{52}$.

1.51. Допускаемые напряжения $[\sigma_{rk}]$ при расчете на выносливость для элементов конструкций из алюминиевого сплава АМг61-М ($\sigma_b = 38 \text{ кгс/мм}^2$, $\eta = 0,14$, при $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов) при $n_1 = 1,6$ в зависимости от эффективного коэффициента концентрации k и коэффициента асимметрии расчетного цикла r в кгс/см²

а)	б)	в)	г)	д)	е)	ж)	r/r		σ_{max} σ_{min}
							0,6	0,2	
							0,6	0,2	525 165 305 345 360 385 405 415
							0,5	0,1	625 185 325 365 380 400 410
							0,4	0,0	705 215 355 395 410 420 430
							-0,2	-0,2	515 165 305 345 360 385 405 415
							-0,4	-0,4	625 185 325 365 380 400 410
							-0,6	-0,6	705 215 355 395 410 420 430
							-1	-1	515 165 305 345 360 385 405 415
							$1/r$	k	
							1	1,2	525 165 305 345 360 385 405 415
							1,4	1,6	625 185 325 365 380 400 410
							1,8	2	705 215 355 395 410 420 430
							2	2,2	515 165 305 345 360 385 405 415
							2,5	2,8	625 185 325 365 380 400 410
							3,2	3,8	705 215 355 395 410 420 430
							4	4	515 165 305 345 360 385 405 415

Примечание 1. Для циклов со средними напряжениями сжатия значения σ_{rk} даны для отношения $\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} = \frac{1}{r}$.

2. Значения $[\sigma_{rk}]$ определены для длительного предела выносливости при $N_0 = 5 \cdot 10^6$ циклов; при расчете на ограниченную выносливость $[\sigma_{rk}] = \alpha [\sigma_{rk}]$, где α — см. в табл. 1.41.

3. Промежуточные значения $[\sigma_{rk}]$ определяются прямойлинейной интерполяцией.

4. Для случаев за пределами ступенчатой черты расчет на выносливость не производится, так как $[\sigma_{rk}] \geq [\sigma]$ и как $[\sigma_{rk}] = [\sigma_{rk}]$.

5. Для расчета на выносливость сварных швов численные значения $[\sigma_{rk}] = [\sigma_{rk}]$.

6. При $\sigma_b \neq 38 \text{ кгс/мм}^2$ и $n_1 \neq 1,6$ для алюминиевых сплавов, приведенных в табл. 1.5, табличные значения $[\sigma_{rk}]$ умножаются на величину $n_1 \frac{\sigma_b}{38}$.

1.52. Числа циклов z_{11} приложения перегрузочного напряжения $\sigma_n = \sigma_{11} = \frac{\sigma_T}{1,4}$

для углеродистой и низколегированной стали, снижающие предел выносливости σ_{rk} на 10% ($\psi = 0,9$) и на 20% ($\psi_c = 0,8$)

r	k	$\psi_c = 0,9$		$\psi_c = 0,8$	
		Ст. 3	Сталь НЛ	Ст. 3	Сталь НЛ
-1	1,6	20 500	13 500	34 000	22 500
	2,0	11 000	8 000	18 500	13 500
	2,5	7 000	5 000	12 000	9 000
	3,2	5 000	3 500	8 500	6 000
	4,0	3 500	2 500	6 000	5 000
-0,4	1,6	104 000	37 000	160 000	59 000
	2,0	26 000	18 500	42 000	29 500
	2,5	14 000	10 000	23 500	13 500
	4,0	8 000	6 000	14 000	10 000
0	1,6	245 000	177 000	362 000	271 000
	2,0	83 000	51 000	128 000	79 500
	2,5	32 500	22 500	52 500	36 000
	4,0	16 500	12 000	27 500	19 500
0,4 ¹	2,0	408 000	218 000	593 000	318 000
	2,5	114 000	72 500	174 000	111 000
	3,2	43 500	27 500	69 500	44 000
	4,0	21 000	14 500	34 000	24 000

¹ $r = 0,4$ — значение расчетного цикла.

В качестве перегрузочного напряжения σ_n принимается напряжение σ_{11} от нагрузок случая II.

Если рассчитываемый элемент конструкции испытывает напряжения σ с числом циклов $N = z_1 + n_n$, то коэффициент запаса по усталостной долговечности (рис. 1.14)

$$n_d = \frac{N_p}{N} = n_1^m, \quad (1.67)$$

где $n_1 = \frac{\sigma_{rk} n}{\sigma}$ коэффициент запаса по выносливости.

Пример. Проверить на выносливость нижний пояс коромысчатой главной балки моста крана тяжелого режима работы. Материал моста — сталь марки 10ХСНД. По табл. 1.35, п. 13а $k = 1,8$ при нормальном и $k = 2,2$ при пониженном качестве изготовления.

При комбинации нагрузок Ia (табл. 3.40) в поясе моста возникают напряжения от собственного веса моста $G \sigma = 420 \text{ кгс/см}^2$, от собственного веса тележки G_n

$\sigma = 130 \text{ кгс/см}^2$ и от веса груза $Q_{\text{эк}} = 0,8Q$ при $\psi_1 = 1,2$ $\sigma = 860 \text{ кгс/см}^2$, всего $\sigma_{1a} = 1410 \text{ кгс/см}^2$. При положении тележки без груза в 1/4 пролета (табл. 3.40, примечание 2) напряжения от собственного веса тележки $G_m \approx 100 \text{ кгс/см}^2$, а всего $\sigma_{\text{мин}} = 520 \text{ кгс/см}^2$, т. е. $r = \frac{520}{1410} = 0,37$. Число циклов напряжений от подъемов груза (1.56) $Z_n = L t_k n_k = 25 \cdot 5000 \cdot 30 = 3,75 \cdot 10^6$. Оценим количество подъемов груза при комбинации нагрузок IIa величиной $Z_{11a} = 0,05 Z_n = 187 500$ циклов; тогда $Z_1 \approx 3,56 \cdot 10^6$ циклов.

При комбинации нагрузок Iв при $k'_m = 1,05$ напряжения от собственного веса моста $\sigma = 440 \text{ кгс/см}^2$ и тележки $\sigma \approx 140 \text{ кгс/см}^2$, от груза $\sigma \approx 750 \text{ кгс/см}^2$, от силы инерции P'_u $\sigma = 120 \text{ кгс/см}^2$, всего $\sigma_{1b} = 1450 \text{ кгс/см}^2$. При этом $\sigma_{\text{мин}}$ получается без учета k'_m и $r = \frac{520}{1450} = 0,36$. Число циклов напряжений (см. табл. 1.27)

$Z_c = L t_k n_{\text{вк}} = 25 \cdot 2000 \cdot 120 = 6,0 \cdot 10^6$, где (1.3) $t_k = t_k \frac{\text{ПВ}}{100} = 5000 \frac{40}{100} = 2000 \text{ ч. год}$ и $n_{\text{вк}} = 120$ (см. табл. 1.15). Оцениваем количество нагружений при комбинации Iв величиной $Z_{11b} = 0,25 Z_c = 1,5 \cdot 10^6$; тогда $Z_1 = 4,5 \cdot 10^6$.

При $k = 1,8$ $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов; так как $Z_1 > N_0$ при комбинациях нагрузок Ia и Iв расчетным будет случай Iв, когда $\sigma_{1a} = 1450 \text{ кгс/см}^2$. При $k = 2,2$ $N_0 = 5 \cdot 10^6$ циклов и для проверки на выносливость следует учесть суммарное действительное комбинации нагрузок Ia и Iв (см. табл. 1.33, сноска 3), принимая для Iв $Z_1 = 4,5 \cdot 10^6$ циклов, а для Ia $Z_1 = 0,5 \cdot 10^6$ циклов, итого $5 \cdot 10^6$ циклов. Остальные циклы Z_1 за пределами N_0 учету не подлежат.

Суммарное эквивалентное напряжение (1.58) определяем, принимая для комбинации Ia также $r = 0,36$

$$\sigma_1 = 1000 \sqrt[7.4]{1,45^{7.4} \frac{4,5 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6} + 1,41^{7.4} \frac{0,5 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6}} = 1470 \text{ кгс/см}^2.$$

Значение $m = 7,4$ для $r = 0,36$ и $k = 2,2$ принято по табл. 1.37.

При комбинации нагрузок Iа (см. табл. 3.40) напряжения от веса груза при $\psi_{11} = 1,4$ $\sigma = 1260 \text{ кгс/см}^2$, а всего $\sigma_{11a} = 1810 \text{ кгс/см}^2$. При комбинации Iв при $k_m = 1,1$ $\sigma_{11b} = 1835 \text{ кгс/см}^2$.

Для $k = 1,8$ по табл. 1.39 с учетом примечания б $\sigma_{rk} = 2160 \frac{54}{52} = 2240 \text{ кгс/см}^2$, т. е. $\sigma_{11} < \sigma_{rk}$ и предел усталости нагрузки второго случая не снижают. По табл. 1.50 $\sigma_{rk} = 1540 \frac{54}{52} = 1600 \text{ кгс/см}^2 > 1450 \text{ кгс/см}^2$.

Для $k = 2,2$ по табл. 1.39 $\sigma_{rk} = 1600 \frac{54}{52} = 1660 \text{ кгс/см}^2 < \sigma_{11}$, т. е. нагрузки второго случая снижают предел усталости до величины (1.59)

$$\sigma_{rk}^* = \sigma_{rk} \sqrt[7.4]{1 - \left(\frac{\sigma_{11a}}{\sigma_{rk}}\right)^m \frac{Z_{11a}}{N_0} - \left(\frac{\sigma_{11b}}{\sigma_{rk}}\right)^m \frac{Z_{11b}}{N_0}} = 1660 \sqrt[7.4]{1 - \left(\frac{1810}{1660}\right)^{7.4} \frac{187 500}{5 \cdot 10^6} - \left(\frac{1835}{1660}\right)^{7.4} \frac{1,5 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6}} = 1540 \text{ кгс/см}^2$$

$$[\sigma_{rk}] = \frac{\sigma_{rk}^*}{n} = \frac{1540}{1,4} = 1110 \text{ кгс/см}^2 < 1470 \text{ кгс/см}^2.$$

Таким образом, при пониженном качестве изготовления проверка пояса на выносливость не удовлетворяется.

Рассмотрим пример для случая, когда нагрузки заданы в виде гистограмм, построенных по данным расчета или эксперимента.

Пр и м е р. Проверить на выносливость пояс башни башенного крана тяжелого режима работы. Материал пояса — сталь марки Ст. 3. По табл. 1.35, п. 19 $k = 2,0$ при нормальном качестве изготовления. Кран установлен в IV ветровом районе и имеет $\tau = 3 \text{ сек}$ (1.55).

При расчетной комбинации нагрузок в башне возникают напряжения от собственного веса $G \sigma = -100 \text{ кгс/см}^2$, статического веса груза $Q \sigma = 1000 \text{ кгс/см}^2$, динамического действия веса груза $Q P_{\partial}$ при $\psi = 1,2$ $\sigma = 200 \text{ кгс/см}^2$, давления ветра рабочего состояния $P_{\text{в}}$ при $q_0 = 25 \text{ кгс/м}^2$ $\sigma = 200 \text{ кгс/см}^2$.

Гистограммы распределения нагрузок в относительных единицах приведены на рис. 1.16, а; на рис. 1.16, б представлена диаграмма суммарных напряжений в поясе башни, имеющая 18 ступеней, так как на каждую из двух ступеней Q накладываются по три ступени P_{∂} , на каждую из которых приходится по три ступени $P_{\text{в}}$.

Число циклов напряжений от подъемов груза (1.56)

$$Z_n = L t_k n_k = \Sigma Z_i = 25 \cdot 5000 \cdot 20 = 2,5 \cdot 10^6.$$

Число часов повторяемости ветра рабочего состояния при $15 \leq q_0 \leq 25$ в год (см. табл. 1.34) $t_{\text{в}} = 342 - 82,7 \approx 260 \text{ ч}$. Число циклов изменения ветровых нагрузок

$$N_{\text{в}} = \frac{3600 t_{\text{в}} L}{\tau} = \frac{3600 \cdot 260 \cdot 25}{3} = 7,8 \cdot 10^6.$$

Значение $N_{\text{в}} > Z_n$, но так как напряжения, вызываемые ветром рабочего состояния при $q_0 = 25 \text{ кгс/м}^2$ относительно невелики и создают колебания напряжений с высоким значением коэффициента асимметрии цикла, для упрощения расчета принимаем $N_{\text{в}} = Z_n$, после чего все три нагрузки Q , P_{∂} и $P_{\text{в}}$ имеют одинаковое число циклов изменения.

Коэффициенты асимметрии цикла r_i и числа циклов Z_i для каждой ступени диаграммы суммарных напряжений приведены в табл. 1.53 и, например, для первой ступени $Z_1 = 0,1 \cdot 0,03 \cdot 0,03 \cdot 2,5 \cdot 10^6 = 225$ циклов. В таблицу внесены также значения пределов выносливости (см. табл. 1.38) и показателей степени кривых усталости (см. табл. 1.37) при $k = 2,0$ для каждой ступени. По формуле (1.57) вычисляем новые значения напряжений каждой ступени диаграммы (рис. 1.16, б), заменяя их значения коэффициентов асимметрии цикла r_i симметричным циклом $r = -1$. Тогда, например, для первой ступени при $k = 2$

$$\sigma_1 = \sigma_{rk} \left(\frac{\sigma_{iH}}{\sigma_{rk}} \right)^{\frac{m_y}{m}} = 510 \left(\frac{1300}{935} \right)^{\frac{6,1}{1,3}} = 815 \text{ кгс/см}^2.$$

Диаграмма на рис. 1.16, б построена по убывающим значениям напряжений.

Суммарное эквивалентное напряжение определяется по формуле (1.58) и равняется при $k = 2$ для $\sigma_i \geq 0,6 \sigma_{rk} = 0,6 \cdot 510 = 306 \text{ кгс/см}^2$ (ступени 1—9)

$$\sigma_3 = \sqrt[1.3]{\frac{\sum_{i=1}^9 \sigma_i^m Z_i}{\sum_{i=1}^9 Z_i}} = \sqrt[1.3]{\sigma_1^m \frac{Z_1}{\sum Z_i} + \dots + \sigma_9^m \frac{Z_9}{\sum Z_i}} = \sqrt[1.3]{815^{1,3} \frac{225}{250 000} + \dots + 560^{1,3} \frac{105 000}{250 000}} = 592 \text{ кгс/см}^2.$$

Проверку на ограниченную выносливость производим по условию (1.64), в котором α определяем по табл. 1.41. Тогда для $k = 2$ $592 < 2,05 \cdot 370 = 755$.

Таким образом, при нормальном качестве изготовления проверка на выносливость удовлетворяется.

1.53. Расчетные величины для проверки на выносливость пояса башни башенного краиа

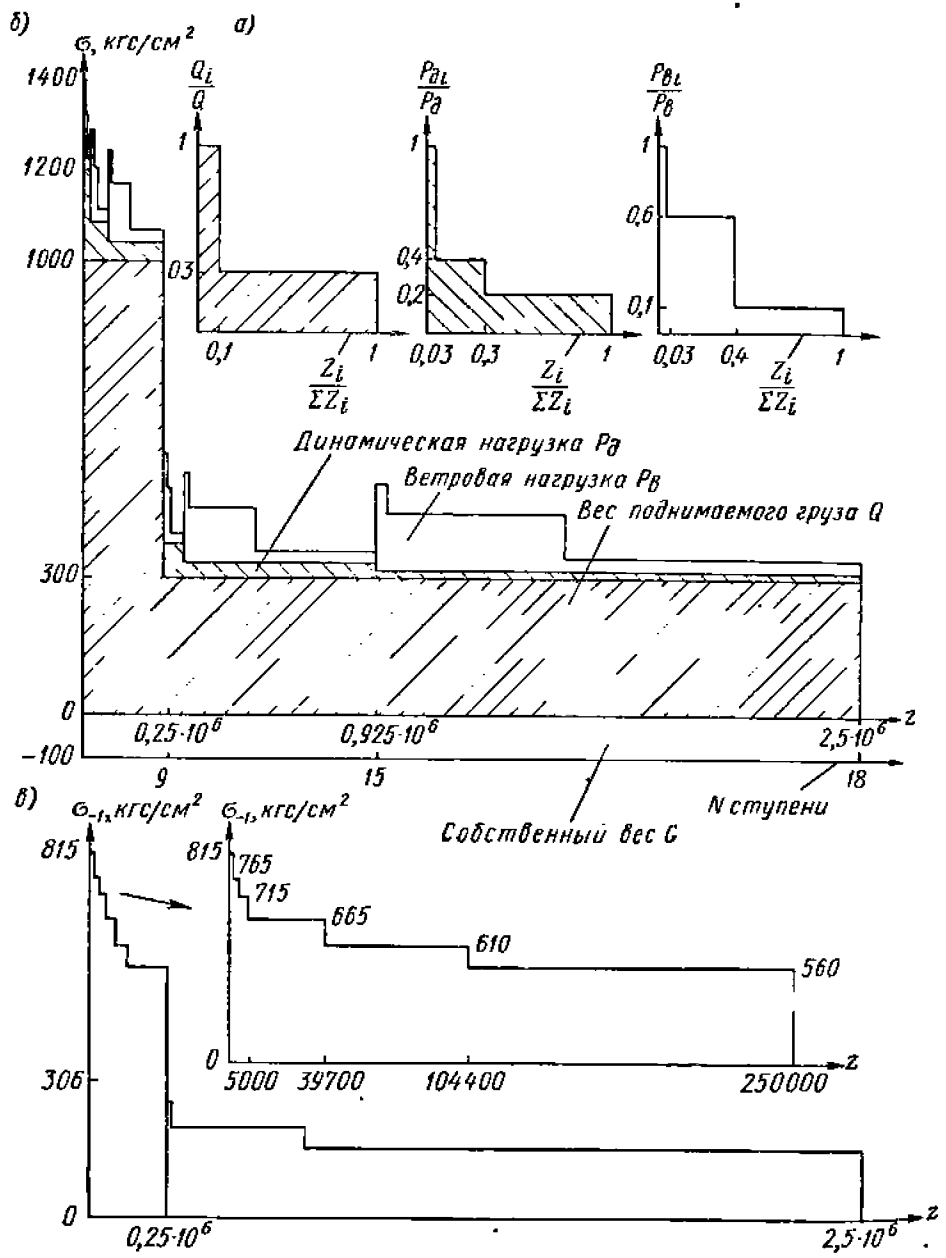


Рис. 1.16. Гистограммы распределения нагрузок (а) и напряжений в поясе башни при действующих коэффициентах асимметрии цикла у каждой ступени r_i (б) и приведенные к симметричному циклу $r = -1$ (в)

Число ступеней	Напряжения от отдельных нагрузок в кг/см^2				Суммарные напряжения σ (рис. 1.16, б) в кг/см^2	Коэффициент асимметрии r_i	Число циклов Z_i	Предел выносливости при $k=2$ в кг/см^2	m_y при $k=2$	Суммарные напряжения σ (рис. 1.16, б) в кг/см^2	$\frac{\sigma}{\sigma_{\text{пр}}}$
	от собственного веса G	от веса груза Q	от динамической нагрузки P_d	от давления ветра P_v							
1			200	1300	-100	-0,08	225	935	6,1	815	1,6
2			120	1220	-100	-0,08	2 750	935	6,1	765	1,5
3			20	1120	-100	-0,09	4 500	930	6,1	665	1,3
4			200	1180	-100	-0,08	2 025	935	6,1	715	1,4
5		80	120	1100	-100	-0,09	25 000	930	6,1	665	1,3
6			20	1000	-100	-0,10	40 600	920	6,1	560	1,1
7			200	1140	-100	-0,09	5 200	930	6,1	665	1,3
8		40	120	1060	-100	-0,09	64 700	930	6,1	610	1,2
9			20	960	-100	-0,10	105 000	920	6,1	560	1,1
10	-100		200	460	-100	-0,22	2 000	835	5,7	255	0,5
11		60	120	380	-100	-0,26	25 000	810	5,6	205	0,4
12			20	280	-100	-0,36	40 300	750	5,3	155	0,3
13			200	424	-100	-0,24	18 200	820	5,6	205	0,4
14		300	24	344	-100	-0,29	225 000	790	5,5	205	0,4
15			20	244	-100	-0,41	364 300	720	5,2	155	0,3
16			200	412	-100	0,24	47 000	820	5,6	205	0,4
17		12	120	332	-100	-0,30	583 000	785	5,5	155	0,3
18			20	232	-100	-0,43	945 000	710	5,1	155	0,3

18. РАСЧЕТ ПО МЕТОДУ ПРЕДЕЛЬНЫХ СОСТОЯНИЙ

Для металлических конструкций подъемно-транспортных машин должны удовлетворяться два предельных состояния: 1) по несущей способности и ограничению чрезмерных пластических деформаций; 2) по общим деформациям или колебаниям.

Для первого предельного состояния по несущей способности (выносливости, прочности или устойчивости элементов) предельное условие для рассчитываемого элемента имеет вид

$$\sum \alpha_i P_i^n n_i \leq FRm_0 \quad (1.68)$$

где α_i — усилие в элементе от нагрузки $P_i^n = 1$; P_i^n — нормативные нагрузки; $P_i^n n_i$ — расчетные нагрузки, см. в табл. 1.54; n_i — коэффициенты перегрузки; F — геометрический фактор элемента (площадь, момент сопротивления и т. д.); R — расчетное сопротивление элемента; m_0 — коэффициент условий работы.

1.54. Расчетные нагрузки металлических конструкций при расчете по методу предельных состояний

Виды нагрузок	Случаи нагрузок				
	I		II		III
	Комбинации нагрузок				
	Ia ¹	Iв	IIa	IIв ²	—
Собственный вес G (включая вес тележки)	$n_1 G$	$n_1 k_m G$	$n_1 G$	$n_1 k_m G$	$n_1 G$
Вес груза Q (включая грузозахват) с учетом динамических коэффициентов ψ и коэффициентов толчков k_m	$\psi I Q_{ж}$	$k_m Q_{ж}$	$n_2 \psi II Q$	$n_2 k_m Q^4$	—
Горизонтальные силы инерции масс крана (разгон или торможение одного из механизмов) P_u	—	P_u	—	$n_3 P_u^{max}$	—
Угол отклонения грузов от вертикали (для стреловых кранов) α^4	—	α_1	—	$n_4 \alpha_{II}$	—
Давление ветра на конструкцию P_v	—	—	P_{vII}	P_{vII}	$n_5 P_{vIII}$

¹ Угол отклонения груза от вертикали α может также рассматриваться как результат косо го подъема груза.

² Если комбинация IIa является не основным, а дополнительным сочетанием нагрузок, последнее умножается на коэффициент сочетаний, равный 0,9; если комбинация нагрузок включает особые нагрузки, то коэффициент сочетаний равен 0,8.

³ Для некоторых элементов конструкции следует учитывать суммарное действие как комбинации нагрузок Ia со своим количеством циклов, так и комбинации нагрузок Iв со своим количеством циклов.

⁴ Точнее $n_4 Q + n_1 (k_m - 1) n_2 Q$.

Коэффициенты перегрузки принимаются равными: $n_1 = 1,1$ для собственного веса конструкций и $1,1 - 1,3$ для весов расположенного на них оборудования; $n_2 = 1,05 \div 1,5$ для веса груза (большие значения для малых грузов); вертикальные динамические нагрузки, учитываемые коэффициентами k_m и ψ , вводятся в расчет с теми же коэффициентами перегрузки, что и собственные веса и вес груза; $n_3 = 1,05 \div 2,0$ для горизонтальных сил инерции масс крана; $n_4 = 1,05 \div 2,0$ для

углов отклонения грузов от вертикали у поворотных кранов; $n_5 = 1,1$ для давления ветра нерабочего состояния.

Расчетные сопротивления элементов для расчета на прочность даны в табл. 1.45 и 1.55; для расчета на устойчивость значения R из табл. 1.45 и 1.55 уменьшаются путем умножения на коэффициенты φ и $\varphi_{вн}$ для сжимаемых (см. табл. 3.8, 3.14, 3.15) или φ_0 (3.109) для изгибаемых элементов; для расчета на выносливость $R = 0,8 \cdot \sigma_{rk}$ для углеродистых и $R = 0,75 \sigma_{rk}$ для низколегированных сталей, где σ_{rk} берется из табл. 1.38—1.40.

Расчетные сопротивления сварных швов, болтовых и заклепочных соединений см. в табл. 1.46—1.48, 1.56 и 1.57.

1.55. Расчетные сопротивления R для сталей при расчете на прочность случай нагрузок II [0.50] в кг/см²

Марка стали	Растяжение и изгиб	Срез	Смятие		
			торцевой поверхности ¹	местное при плотном касании	
Прокатные стали ²	Ст. 3, Ст. 4 09Г2, 09Г2С ³ 10Г2С1, 15ХСНД 10ХСНД	2100	1300	3200	1600
		2500	1500	3700	1900
		2900	1700	4300	2200
		3400	2000	5100	2500
Отливки из углеродистой стали	15.7	1500	900	2300	1100
	35Л	2100	1300	3200	1600

¹ При наличии пригонки.

² Указанные в таблице значения расчетных сопротивлений установлены: для прокатной листовой и широкополосной углеродистой стали толщиной до 40 мм вкл. и фасонной — до 20 мм вкл., для прокатной низколегированной стали толщиной до 32 мм вкл.

³ Значения R в [0.50] не указаны.

Коэффициент условий работы

$$m_0 = m_1 m_2 m_3 \quad (1.69)$$

где $m_1 = 1,0 \div 0,75$ учитывает ответственность элемента; $m_2 = 0,90 \div 0,95$ — неточности изготовления; m_3 — несовершенство расчета; устанавливается для отдельных типов конструкций и их элементов (концевые балки крановых мостов, опоры порталов порталных кранов и т. п.) в зависимости от принятой для них методики расчета; кроме того, для сжатых раскосов из одиночных уголков $m_3 = 0,75$.

Для того чтобы учесть меньшую вероятность совпадения расчетных нагрузок при более сложных их сочетаниях, вводятся коэффициенты сочетаний меньшие единицы, на которые умножаются коэффициенты перегрузок всех нагрузок за исключением постоянной (см. примечание 2 к табл. 1.54).

Расчетные нагрузки и коэффициенты условий работы для расчетов на выносливость по методу предельных состояний еще окончательно не установлены, подробнее см. [0.13]. При этом проверочный расчет на выносливость возможно производить по методике допускаемых напряжений.

Для второго предельного состояния по развитию чрезмерных деформаций или колебаний предельное условие не отличается от соответствующей проверки по методике допускаемых напряжений; оно имеет вид

$$\frac{f}{L} \leq \left[\frac{f}{L} \right] \text{ или } t_p \leq [t_p], \quad (1.70)$$

где $\frac{f}{L}$ и $\left[\frac{f}{L} \right]$ — расчетное и допускаемое значения относительного прогиба; t_p и $[t_p]$ — расчетное и допускаемое значения времени затухания колебаний конструкции.

1.56. Расчетные сопротивления R^{cs} и R_y^{cs} для сварных швов стальных конструкций при расчете на прочность, случай нагрузок II [0.50] в кгс/см²

Вид сварных швов	Вид напряженного состояния	Расчетные сопротивления сварных швов в конструкциях из стали марок			
		Ст. 3 Ст. 4	09Г2 09Г2С	10Г2С1 15ХСНД	10ХСНД
		при сварке автоматической и полуавтоматической, а также ручной, электродами типов			
		Э42 и Э42А	Э50А	Э65	
Швы встык	Сжатие	2100	2500	2900	3400
	Растяжение: при автоматической сварке при полуавтоматической и ручной сварке с применением для контроля качества швов: повышенных способов обычных способов	2100	2500	2900	3100
		2100 1800	2500 2100	2900 2500	3400 2900
	Срез	1300	1500	1700	2000
Угловые швы	Сжатие, растяжение и срез	1500	1700	2000	2400

Примечания: 1. К повышенным способам контроля качества швов, применяемым в дополнение к обычным способам (наружный осмотр, измерения швов и т. п.), относятся физические способы контроля (рентгено- или гаммаграфирование, ультразвуковая дефектоскопия, магнитографические способы и др.).

2. Примененные повышенные способы контроля качества швов должны оговариваться на чертежах.

3. Приведенные в таблице расчетные сопротивления сварных швов встык соответствуют соединениям, выполненным двусторонней сваркой или односторонней с подваркой корня шва. Для соединений встык, в которых невозможно осуществить подварку корня шва, расчетные сопротивления снижаются умножением на коэффициент 0,7.

4. Значения R^{cs} и R_y^{cs} в конструкциях из стали марок 09Г2 и 09Г2С в [0.50] не указаны.

1.57. Расчетные сопротивления $R_{ср}$, $R_{сн}$, R_p и $R_{отр}$ для заклепочных и болтовых соединений стальных конструкций для расчетов на прочность случай нагрузок II

Род соединения	Род напряжения	Сопротивления			
		среза и растяжению заклепок и болтов из стали марок		смятию соединяемых элементов конструкций из стали марок	
		Ст. 2, Ст. 3	НЛ	Ст. 3, Ст. 4	НЛ
Заклепки с полукруглой головкой	Срез	0,85R	0,8R	—	—
	Смятие	—	—	2R	2R
	Растяжение (отрыв головок)	0,55R	0,55R	—	—
Болты чистые и полчистые	Растяжение	0,8R	0,75R	—	—
	Срез	0,8R	0,75R	—	—
	Смятие	—	—	1,8R	1,8R
Болты черные	Растяжение	0,8R	0,75R	—	—
	Срез	0,6R	—	—	—
	Смятие	—	—	1,6R	—
Анкерные болты	Растяжение	0,65R	0,65R	—	—

Примечания: 1. Отверстия для заклепок и чистых болтов, сверленные на проектный диаметр в собранных элементах или в отдельных элементах и деталях по кодукторам, а также сверленные или продавленные на меньший диаметр в отдельных деталях с последующей рассверловкой до проектного диаметра в собранных элементах.

2. R — расчетное сопротивление заклепок и болтов для напряженного состояния при растяжении и срезе, а элементов конструкций — при смятии; значения R см. в табл. 1.55.

3. Для монтажных заклепок расчетные сопротивления понижаются на 10%.

4. При заклепках с потайными или полупотайными головками расчетные сопротивления заклепочных соединений срезом и смятием понижаются умножением на коэффициент 0,8. Работа указанных заклепок на растяжение не допускается.

5. НЛ — низколегированная сталь марок, указанных в табл. 1.1.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гохберг М. М. Характеристики малоциклового усталости для металлических конструкций. — Прочность при малом числе циклов нагружения. М., изд-во «Наука», 1969.
2. Гохберг М. М., Розовский Н. Я. О законе накопления усталостных повреждений в сварных конструкциях. — «Автоматическая сварка», 1968, № 3 (180).
3. Гохберг М. М. и Юшкевич В. Н. Прочность элементов крановых металлических конструкций в малоциклового области. — «Вестник машиностроения», 1969, № 3.
4. Технические условия проектирования железнодорожных, автодорожных и городских мостов и труб (СН 200—62). М., Трансжелдориздат, 1962.
5. Нормы проектирования. Алюминиевые конструкции. СНиП II-V, 5—64. М., Стройиздат, 1963.
6. Левитин В. С., Воронцов Г. А. Применение алюминиевых сплавов в крановых металлоконструкциях. Изд. 2-е, М., изд-во «Машиностроение», 1969.
7. Мюизе В. Х. Усталостная прочность сварных стальных конструкций. Пер. с англ. М., изд-во «Машиностроение», 1966.
8. Хейвуд Р. Г. Проектирование с учетом усталости. Пер. с англ. М., изд-во «Машиностроение», 1969.

ОБЩИЕ РАСЧЕТЫ КРАНОВ

19. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КРАНОВ, ВЫБОР ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЕЙ И СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ

Расчет производительности крана

Производительность крана зависит от рода груза, условий работы и организации труда. Часовая производительность при весе Q_0 одного подъема и n циклах составит

$$P_{час} = nQ_0 \quad (1.71)$$

Вес подъема штучных грузов зависит от грузоподъемности крана Q и веса захватного устройства G

$$Q_{0max} = Q - G$$

в некоторых случаях ограничивается возможностью зацепить требуемое число штук груза.

Для навалочных грузов с насыпным весом γ , при емкости V захватного устройства и коэффициенте его заполнения ψ , вес подъема

$$Q_0 = V\gamma\psi.$$

Величина V назначается из условия, чтобы кран не был перегружен при $\psi = 1$ откуда

$$V = \frac{Q - G}{\gamma}.$$

При бадьях и ковшах считают $\psi = 1$. При грейферах следует базироваться на опытных данных; в расчетах производительности можно принимать ψ по табл. 1.58.

1.58. Коэффициент заполнения грейфера ψ

Характер работы	Грузы	
	зернистые	кусковые
Захват из большого слоя	0,9—1,0	0,8—0,9
» » небольшого »	0,8—0,9	0,6—0,75

При переменной в зависимости от вылета грузоподъемности производительность определяется исходя из приведенной (средневзвешенной) грузоподъемности; подробнее см. [0.27].

Длительность цикла $T_{сек}$ и число циклов в час n равны:

$$T_{сек} = \Sigma t + A \quad \text{и} \quad n = 3600 / T_{сек} \quad (1.72)$$

Здесь Σt — машинное время на операции по перемещению груза, определяемое с учетом совмещения движений и возможного увеличения скорости при уменьшении нагрузки двигателей и работы их в генераторном режиме; A — вспомогательное время на операции, которые не связаны с перемещением груза (в том числе захват и отдача груза) и не могут производиться во время перемещения его.

Время t для операции по перемещению груза со скоростью v на длину пути s с учетом того, что в период разгона t_p и торможения t_r , средняя скорость равна 0,5 v составит

$$t = \frac{s}{v} + 0,5(t_p + t_r).$$

У кранов с двухканатными грейферами в общее время Σt входит длительность открывания и закрывания грейфера, определяемая по формуле для t , причем в данном случае s — длина выбираемого каната полиспаста грейфера, v — скорость каната.

Цикл работы крана может быть представлен графически в виде циклограммы (рис. 1.17), каждая строчка которой представляет собой график изменения рабочей скорости движения одного из механизмов крана. Циклограмма может быть получена на работающем кране автоматической записью (тахогенератора с осциллографом) или построена расчетным путем. Метод построения циклограммы показан на примере расчета цикла грейферного крана.

Цикл начинается с закрытия грейфера, лежащего на грузе. После разгона механизма замыкающего каната t_{pn} и выбора его на длину s (площадь s циклограммы), необходимую для закрытия грейфера, крановщик переходит к подъему грейфера

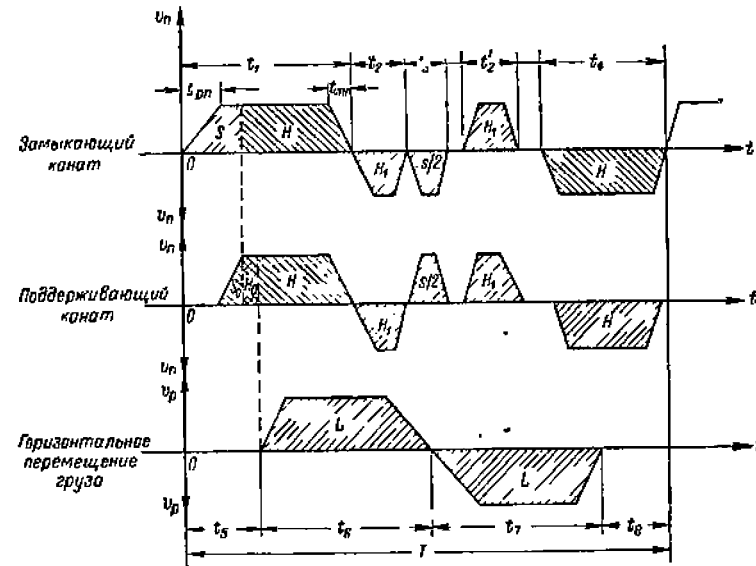


Рис. 1.17. Циклограмма

на требуемую высоту H (площадь H циклограммы). Для выравнивания натяжений канатов выбирается слабину s_0 поддерживающего каната, чтобы к моменту закрытия грейфера разогнать этот канат до скорости подъема. Горизонтальное перемещение груза совмещается с подъемом и опусканием груза (участок t_6 циклограммы) и может быть начато как только грейфер будет закрыт и поднят на некоторую высоту H_0 , обеспечивающую преодоление препятствий, что изображается участком t_5 циклограммы. Нередко с горизонтальным перемещением груза совмещается и раскрытие грейфера t_3 , для ускорения которого одновременно включаются механизмы канатов замыкающего (вниз) и поддерживающего (вверх), причем путь каждого из них равен 0,5 s . Обратное движение грейфера к месту захвата груза изображается участками t'_1 (подъем на высоту H_1), t_4 (опускание на высоту H) и t_7 (горизонтальное перемещение на расстояние L), причем опускание груза проводится с таким расчетом, чтобы закончить горизонтальное перемещение до встречи с препятствием H_0 , на обход которого требуется время t_8 . Суммарная длительность операций вертикального перемещения груза

$$T_{вер} = t_1 + t_2 + t'_2 + t_3 + t_4;$$

Суммарная длительность операций горизонтального перемещения и необходимого перерыва движения в ожидании обхода препятствия совмещению движений

$$T_{гор} = t_5 + t_6 + t_7 + t_8.$$

Продолжительность цикла T определяется большим из двух значений $T_{вер}$ и $T_{гор}$. В случаях совмещения нескольких видов горизонтального движения (перемещение крана, вращение и изменение вылета стрелы) каждому из них должна соответствовать строчка в циклограмме и свои обозначения.

Применение наиболее рациональных приемов работы позволяет существенно сократить продолжительность цикла, причем многие из приемов могут быть предусмотрены в электрической системе автоматического управления краном, как, например, закрытие грейфера с переходом к подъему, раскрытие грейфера и др.

В процессе перегрузки продолжительность цикла T не остается постоянной, так как по мере заполнения или освобождения судна, склада, вагона меняются пути перемещения груза, условия захвата и технология работы (необходимость подгребания — разгребания груза и т. д.).

Для того чтобы учесть эти обстоятельства, процесс перегрузки разделяют на этапы, причем внутри них принимают продолжительность цикла постоянной.

Выбор грузоподъемности крана и скоростей его движения

При выборе грузоподъемности и скоростей движения нужно учитывать следующее.

1. Грузоподъемность крана должна выбираться по нормальному ряду ГОСТа 1575—61: 0,05—0,1—0,2—0,25—0,32—0,4—0,5—0,63—0,8—1—1,25—1,6—2—2,5—3,2—4—5—6,3—8—10—12,5—16—20—25—32—40—50—63—80—100—125—140—160—180—200—225—250—280—320—360—400—450—500—560—630—710—800—900—1000 с учетом: 1) максимального веса единичного груза, зависящего от условий перегрузочных операций или особенностей обслуживаемого краном технологического процесса, причем в некоторых случаях для подъема тяжелых грузов возможна спаренная работа двух кранов; 2) размеров люков судна, железнодорожных вагонов, разгрузочных траншей, которые могут ограничивать размеры грейферов и пачек штучного груза; 3) габаритных размеров пачки штучного груза из соображений удобства укладки пачки вручную или возможности применения совершенных захватных устройств; 4) подъемной силы транспортных единиц — автомобилей, электротележек и т. п., работающих совместно с краном.

2. В грейферных кранах отношение веса грейфера к весу груза увеличивается с уменьшением емкости грейфера.

3. Заданная производительность крана P *т/ч* может быть достигнута путем различного сочетания величин грузоподъемности Q и числа циклов n . С увеличением числа циклов за счет повышения скоростей может быть уменьшена грузоподъемность крана Q , а тем самым и его вес; однако при этом возрастает мощность двигателей, так как длительность цикла сокращается не пропорционально увеличению скорости из-за влияния вспомогательного времени A в *сек*. Во избежание значительного роста удельной мощности двигателей (в *квт* на 1 *тс* часовой производительности) следует ограничить выбор числа циклов в час условием [0.18] $n < \frac{1800}{A_{сек}}$. Для получения

эффективных быстроходных крановых установок следует сводить к минимуму величину A в первую очередь путем применения автоматических захватных устройств и совершенных аппаратов управления.

4. Скорости движений выбираются в зависимости от величины путей перемещения s . При малом пути перемещения назначение высокой скорости не рационально. Если ускорение при разгоне и торможении равно j , то на пути s можно успеть развить скорость не более $v \leq \sqrt{js}$, соответствующую крайнему случаю, когда после конца разгона сразу начинается торможение, т. е. установившееся движение отсутствует.

Соотношение принятых скоростей отдельных движений должно способствовать наиболее полному их совмещению. Груз при совмещении горизонтального v_x и вертикального v_z движений перемещается по прямой с углом наклона к горизонту $\text{tg} \alpha = v_z/v_x$; эта прямая должна лежать в пределах допускаемых габаритов. В поворотных кранах, имеющих три рабочих движения, одно из них назначается с расчетом на возможность полного его совмещения с одним из остальных движений (например, вращение с изменением вылета или вращение с передвижением крана).

Суммарная мощность двигателей N при варьировании величин скоростей отдельных движений для заданного числа циклов n будет меняться и при некотором сочета-

нии достигнет минимума. Для случая двух рабочих движений суммарная мощность лебедок $N = N_1 + N_2$ будет отклоняться от минимума не более чем на 20% при условиях [0.18]

$$\frac{t_1}{t_2} = (0,16 \div 6,25) \frac{N_1}{N_2}, \quad (1.73)$$

где t_1 и t_2 — время, затраченное в течение цикла на первое и второе движения; N_1 и N_2 — соответствующие мощности лебедок.

5. В кранах, обслуживающих производственные (в том числе и монтажные) операции, длительность цикла и скорости движений должны быть увязаны с требованиями технологического процесса. При необходимости точной установки груза применяют двухскоростные приводы с резко пониженной посадочной скоростью.

Современная практика краностроения идет по пути применения высоких скоростей движения в кранах для массовых перегрузочных работ, а именно принимают: подъем и спуск грузов — до 2,0—2,5 *м/сек*; движение тележек по рельсовому пути — до 4—6 *м/сек*; по канатному пути — до 8—12 *м/сек*; вращение кранов — до 3 *об/мин* в зависимости от окружной скорости конца стрелы, достигающей 5—6 *м/сек*. При совершенных грузозахватных устройствах и удобных приборах управления число циклов в час быстроходных кранов на массовых перегрузочных работах, даже при значительных путях перемещения, составляет: при работе на штучных грузах 20—40, при сыпучих грузах 40—150 и более.

20. УСТОЙЧИВОСТЬ И ОСТОЙЧИВОСТЬ КРАНОВ

Устойчивость поворотных кранов

Расчет устойчивости нормирован правилами Госгортехнадзора [0.45]. Устойчивость проверяется в рабочем состоянии (грузовая устойчивость) и в нерабочем состоянии (собственная устойчивость).

Коэффициент запаса устойчивости k определяется как отношение момента удерживающего к моменту опрокидывающему относительно ребра опрокидывания. При расчете грузовой устойчивости за опрокидывающий момент принимается момент, создаваемый весом груза; при расчете собственной устойчивости — момент, создаваемый ветром нерабочего состояния. Удерживающий момент создается весом крана и может уменьшаться от влияния наклона крана, а при рабочем состоянии — также от действия сил инерции и ветра рабочего состояния.

На рис. (1.18, а) показаны положения стрелы (сплошными линиями) и ребра опрокидывания (жирными линиями) для расчета грузовой устойчивости при различных формах опорного контура колесного крана — прямоугольной, трапециевидной и треугольной. За расчетное принимается то ребро опрокидывания, при котором коэффициент запаса устойчивости имеет минимальное значение.

При расчете собственной устойчивости стрела ставится в обратном направлении (штриховые линии). Если же подветренная площадь поворотной части в плоскости стрелы значительно больше, чем с торца, то следует дополнительно проверить устойчивость при стреле, параллельной ребру опрокидывания.

Коэффициент грузовой устойчивости проверяется трижды:

1. При стреле, перпендикулярной ребру опрокидывания AB или CD (рис. 1.18, б), при наклоне крана в сторону опрокидывания, действию ветра и сил инерции, уменьшающих удерживающий момент. При этом коэффициент грузовой устойчивости k'_1 определяется выражением (1.74) в условиях одновременного разгона (торможения) механизмов подъема, изменения вылета передвижения при вращении поворотной части.

2. При тех же условиях, но при стреле, расположенной под углом 45° к ребру опрокидывания (на рис. 1.18, б положение стрелы в плане показано штриховой линией) с учетом составляющей касательной силы инерции P_k , вызываемой торможением или пуском механизма вращения. Коэффициент грузовой устойчивости k'_2 определяется выражением (1.75).

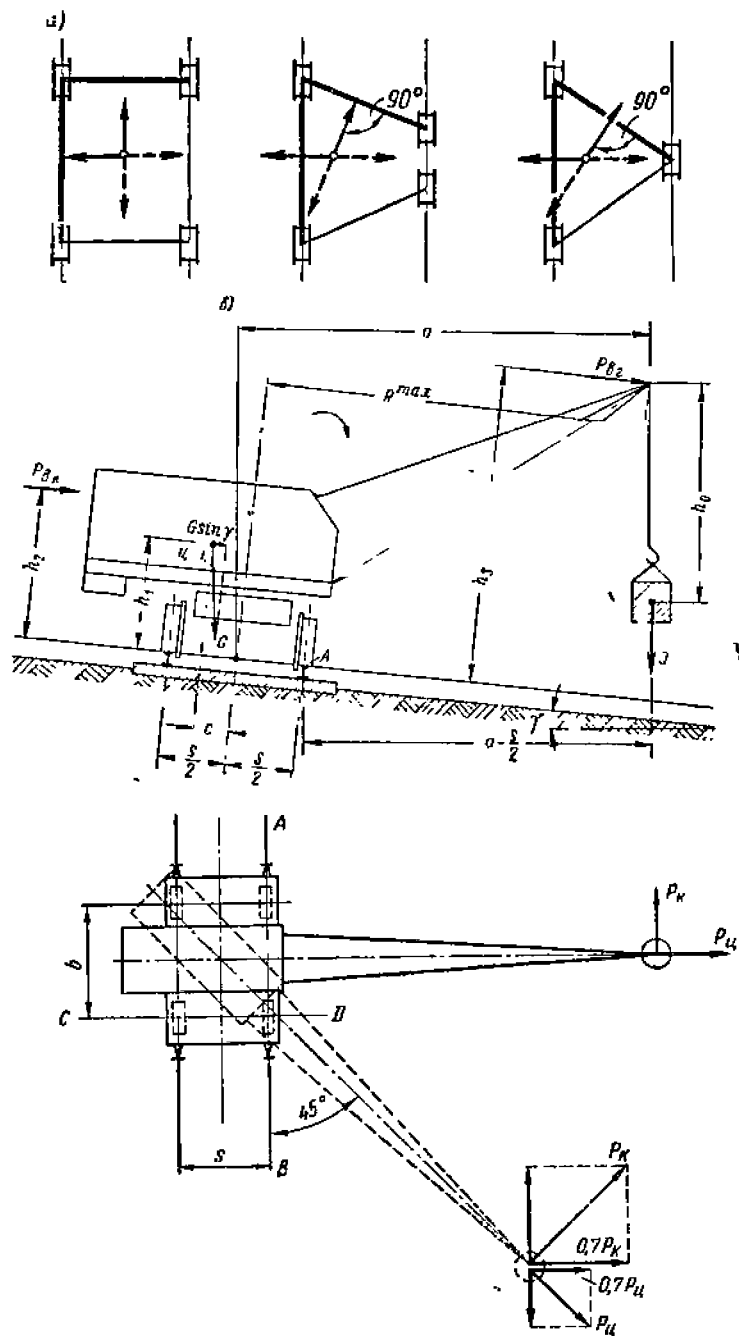


Рис. 1.18. К расчету устойчивости поворотных кранов: а — положения стрелы для проверки устойчивости; б — расчетная схема грузовой устойчивости

3 При стреле, перпендикулярной ребру опрокидывания, при расположении крана на горизонтальной плоскости и отсутствии сил инерции и ветра. Коэффициент грузовой устойчивости k_1'' определяется по выражению (1.76)

$$k_1' = \frac{1}{Q(a - 0,5s)} \left\{ G[(0,5s + c) - h_1 \sin \gamma] - \frac{Qn^2 R^{\max} h_3}{900 - n^2 h_0} - \frac{Qv_1}{gt_1} (a - 0,5s) - \frac{Qv_2}{gt_2} h_3 - \frac{Gv_2}{gt_2} h_1 - \frac{(Q + G_{np}) v_3'}{gt_3} h_3 - \frac{(Q + G_{np}) v_3''}{gt_3} (a - 0,5s) - P_{вк} h_2 - P_{вг} h_3 \right\} \geq 1,15; \quad (1.74)$$

$$k_1'' = \frac{1}{0,7Q(a - 0,5s)} \left\{ G[0,7(0,5s + c) - h_1 \sin \gamma] - \frac{0,7Qn^2 R^{\max} h_3}{900 - n^2 h_0} - \frac{6G(Q + G_{np}) n R^{\max} h_3}{(900 - n^2 h_0) gt_1} - 0,7 \frac{Qv_1}{gt_1} (a - 0,5s) - \frac{Qv_2}{gt_2} h_3 - \frac{Gv_2}{gt_2} h_1 - 0,7 \frac{(Q + G_{np}) v_3'}{gt_3} h_3 - 0,7 \frac{(Q + G_{np}) v_3''}{gt_3} (a - 0,5s) - P_{вк} h_2 - P_{вг} h_3 \right\} \geq 1,15; \quad (1.75)$$

$$k_1''' = \frac{G(0,5s + c)}{Q(R - 0,5s)} \geq 1,4. \quad (1.76)$$

В этих выражениях: Q — вес наибольшего рабочего груза; при переменной (в зависимости от вылета) грузоподъемности — вес наибольшего рабочего груза, соответствующего данному вылету, в кгс; G — вес крана в кгс; Q_{np} — вес стрелы или шарнирно сочлененной укосины с оборудованием, приведенный к точке подвеса груза (оголовку стрелы или концу хобота) в кгс; R^{\max} — максимальный вылет, соответствующий расчетной грузоподъемности Q в м; $0,5s$ — расстояние от оси вращения крана до ребра опрокидывания в м; γ — угол наклона крана к горизонту в град; c — расстояние от оси вращения до центра тяжести крана в м; v_1 и v_2 — скорости подъема или спуска груза и передвижения крана в м/сек; при свободном опускании груза его скорость принимается равной $1,5 v_1$; n — число оборотов крана в минуту; $P_{в.к}$ и $P_{в.г}$ — силы давления ветра рабочего состояния на кран и на груз в кгс; ветер направлен перпендикулярно ребру опрокидывания; числовые значения $P_{в.к}$ будут различными при вычислениях k_1' и k_1'' ; v_3' и v_3'' — скорости горизонтального и вертикального перемещения точки подвеса груза при работе механизма изменения вылета в м/сек; t_1, t_2, t_3 и t_4 — время торможения (пуска) механизмов подъема, передвижения, изменения вылета и вращения крана в сек; $a \approx R + h_3 \sin \gamma$; $g = 9,81$ м/сек² — ускорение силы тяжести; h_1, h_2, h_3 и h_0 — размеры, указанные на рис. 1.17, б в м.

Для кранов с горизонтальными или близким к горизонтальному перемещением груза при изменении вылета в выражениях (1.74) и (1.75) в члене $\frac{(Q + G_{np}) v_3''}{gt_3} (a - 0,5s)$ следует считать $Q = 0$. В этих же выражениях для всех кранов члены $\frac{Qv_2}{gt_2} h_3$

и $\frac{Gv_2}{gt_2} h_1$ учитываются при проверке грузовой устойчивости только в направлении передвижения крана, если кран предназначен для перемещения с грузом.

Если по своему устройству кран имеет ограничение в совмещении движений, то это должно учитываться при расчете грузовой устойчивости по выражениям (1.74) и (1.75).

Определение приведенного к точке подвеса груза, веса стрелы или шарнирно сочлененной укосины производится из условия равенства кинетической энергии массы приведенного веса сумме кинетических энергий приводных масс стрелы или укосины, вычисленных в момент начала торможения (конца пуска) механизмов изменения вылета G_{np}' и вращения G_{np}'' . Для прямых стрел приближенно можно считать

¹ Здесь в выражениях (1.74), (1.75) и (1.77) принято $\cos \alpha = 1$.

$G_{np}^* = G_{np}^r = \frac{G_c}{3}$, а для шарнирно сочлененных укосин — $G_{np}^* = G_{np}^r = 0,6 G_x + 0,5 (G_c + G_{om})$, где G_c — вес стрелы с ее оборудованием; G_x — вес кобота с оборудованием и G_{om} — вес оттяжки.

Коэффициент собственной устойчивости (рис. 1.19)

$$k_2 = \frac{G [(0,5s - c) - h_1 \sin \gamma]}{P_{в.к} h_2} \geq 1,15, \quad (1.77)$$

где $P_{в.к}$ — давление ветра на кран в нерабочем состоянии. Остальные обозначения те же, что в выражениях (1.74), (1.76).

Для кранов с полиспастным механизмом изменения вылета разрешается определять коэффициент собственной устойчивости при установке стрелы в нижнее рабочее положение, если по условиям эксплуатации крана это допустимо. При этом обязательно проверка собственной устойчивости крана при наименьшем вылете стрелы в ветре рабочего состояния. Определение коэффициентов устойчивости должно производиться без учета действия рельсовых захватов. Имеющиеся у крана дополнительные опоры и стабилизаторы при определении k_2 в расчет не вводятся.

Расчет устойчивости строительных башенных кранов см. ГОСТ 13994—68.

Угол наклона γ для железнодорожных, автомобильных и гусеничных кранов принимается равным 3° при работе без опорных домкратов и $1^\circ 30'$ при работе с опорными домкратами; для прочих кранов, если они работают на временных путях (на строительстве), — 2° . Для железнодорожных кранов, предназначенных для работы без опорных домкратов (дополнительных опор), должно учитываться превышение на кривых наружного рельса. Для строительных башенных кранов следует учитывать возможность превышения одного рельса над другим на 100 мм независимо от колес.

Гусеничные краны при работе на слабых грунтах должны проверяться также на продольную устойчивость с учетом наклона, вызванного осадкой грунта; подробнее см. [5].

Заполнение водяных баков, котла и бункеров для расчетов устойчивости должно в каждом случае приниматься таким, чтобы оно уменьшало устойчивость крана. О динамической устойчивости кранов при действии кратковременных сил см. [0.27].

При расчете устойчивости гусеничных кранов в поперечном направлении за расчетное ребро опрокидывания принимается прямая, проходящая посередине опорной поверхности гусеницы (рис. 1.20). В продольном направлении рекомендуется учитывать дополнительный наклон крана на угол γ' , вызываемый осадкой под гусеницами [5]. Вес нижних ветвей гусеничных лент и других узлов и деталей, не участвующих в удержании крана от опрокидывания, не учитывается.

Устойчивость козловых кранов и мостовых перегружателей

Для этих кранов устойчивость проверяется поперек и вдоль подкранового пути в рабочем и нерабочем состояниях при действии сил веса моста G_m , веса тележки G_T , веса груза Q , сил инерции массы тележки $P_{и.т.}$, при торможении тележки или торможении моста, сил инерции массы моста при его торможении $P_{и.м.}$ и силы давления ветра на груз $P_{в.г}$ и на кран $P_{в.к}$ (рис. 1.21). Коэффициенты устойчивости этих кранов правилами Госгортехнадзора не регламентированы и могут быть приняты такими же, как для поворотных кранов.

Устойчивость плавучих кранов

Устойчивостью называется способность плавучего крана, выведенного действием внешних сил из положения равновесия, возвращаться в него по прекращении действия этих сил.

При статическом действии кренящегося и дифференцирующего моментов M_θ и M_ψ углы крена θ и дифферента ψ для кранов с прямоугольными попонами (рис. 1.22, а) определяются из приближенных уравнений

$$\sin \theta_c = \frac{M_\theta}{D h_\theta} \quad \text{и} \quad \sin \psi_c = \frac{M_\psi}{D h_\psi}, \quad (1.78)$$

где D — вес крана с грузом; h_θ и h_ψ — начальная метацентрическая высота при крене и дифференте.

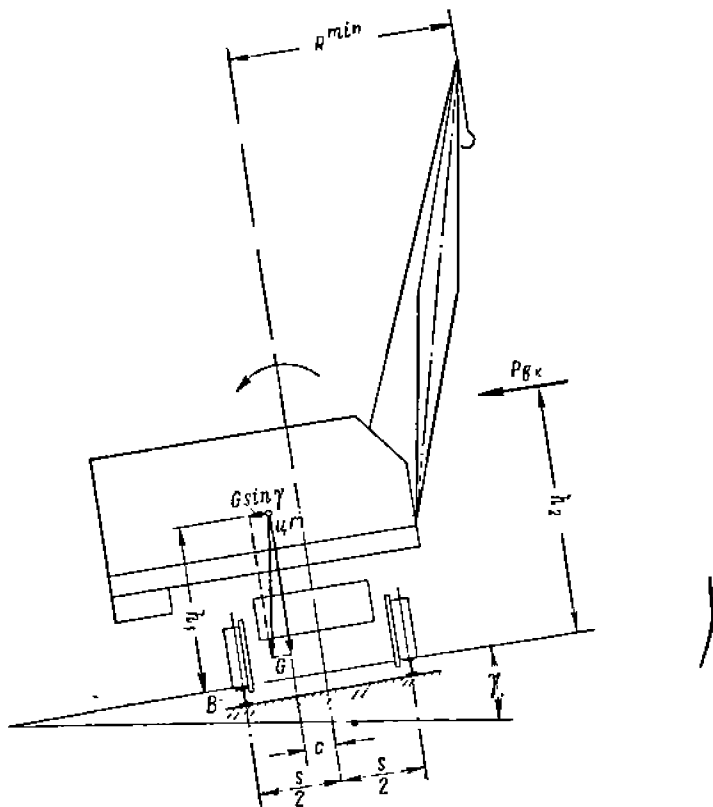


Рис. 1.19. Расчетная схема собственной устойчивости поворотного крана. В — ребро опрокидывания

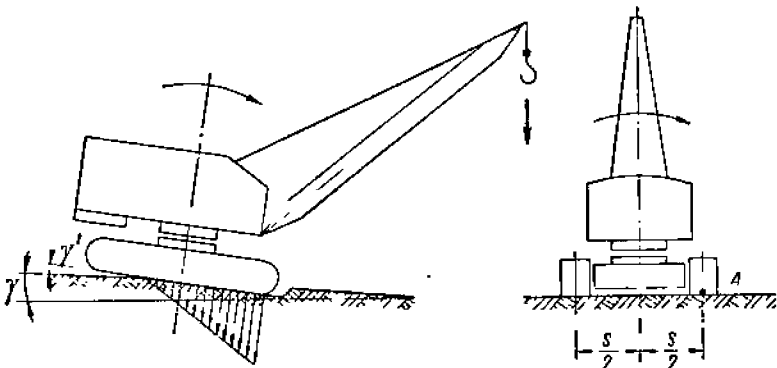


Рис. 1.20. Расчетная схема устойчивости гусеничного крана. А — расчетное ребро опрокидывания поперек пути

Для прямоугольного понтона длиной L , шириной B , имеющего осадку T (с грузом),

$$h_0 = \frac{B^2}{12T} - a \quad \text{и} \quad h_\psi = \frac{L^2}{12T} - a,$$

где a — расстояние между центром тяжести крана и центром величины (центр тяжести вытесненного объема воды) при горизонтальном положении понтона.

При резком приложении внешних сил — обрыве груза, подъеме груза рывком (с подхватом), резком торможении, шквале возникают динамические углы крена и дифферента θ_d и ψ_d .

В случае обрыва груза при прямоугольном понтоне (рис. 1.22, б) с учетом сопротивления воды динамические углы крена и дифферента

$$\theta_t = \theta_{нор} + \xi \Delta\theta \quad \text{и} \quad \psi_d = \psi_{нор} + \xi \Delta\psi.$$

Здесь $\theta_{нор}$ и $\psi_{нор}$ — статические углы начального крена и дифферента крана без груза; $\Delta\theta$ и $\Delta\psi$ — амплитуды качания; $\xi = 0,6 \pm 0,7$ — коэффициенты затухания.

Остойчивость плавучих кранов по правилам Регистра СССР [6] проверяется в рабочем и нерабочем состояниях.

Остойчивость в рабочем состоянии по правилам Регистра СССР считается достаточной, если угол крена θ при поднятом грузе и при динамическом действии ветра не превышает допустимого значения $\theta_{доп}$, т. е. если $\theta \leq \theta_{доп}$.

Угол крена θ определяется из выражения

$$\theta = \theta_0 + 2\theta_в,$$

где θ_0 — статический угол начального крена, вызванного кренящим моментом от веса груза и поворотной части при положении стрелы на борт, определяемый из выражения (1.78); $\theta_в$ — статический угол крена, вызванного кренящим моментом $M_{вII}$ от ветра, определяемый из выражения (1.78). Кренящий момент от ветра рабочего состояния

$$M_{вII} = q_0 \sum c_i F_{ni} z_i^2 \quad (1.79)$$

где q_0 — скоростной напор ветра, принимаемый $q_0 = 30 \text{ кгс/м}^2$; c_i — аэродинамический коэффициент, соответствующий i -му элементу наветренной площади крана; z_i — возвышение центра тяжести площади i -го элемента над действующей ватерлинией.

Допустимый угол крена $\theta_{доп}$ определяется из условия, чтобы надводный борт с учетом начального дифферента был равен 300 мм и чтобы середина скулы мидельшпангоута не выходила из воды. Допустимый угол крена не должен превышать 6° . Для кранов с фиксированным положением стрелы в продольной плоскости допустимый угол крена от динамического действия ветра равен 3° .

Остойчивость кранов с поворотной стрелой проверяется при максимальном грузе и при положении стрелы с максимальным вылетом на борт, а также при самом высоком положении стрелы с грузом.

Остойчивость в нерабочем состоянии по правилам Регистра СССР считается достаточной, если при наиболее высоком положении стрелы без груза динамический кренящий момент от ветра в два раза меньше минимального опрокидывающего момента, т. е., если

$$2M_{вIII} \leq M_{опр}$$

Динамически приложенный кренящий момент от ветра

$$M_{вIII} = \sum q_{0i} c_i F_{ni} z_i^2 \quad (1.80)$$

где q_{0i} — скоростной напор ветра нерабочего состояния, определяемый по данным п.7 гл. II, остальные — те же, что в выражении (1.79).

Минимальный опрокидывающий момент $M_{опр}$ определяется из диаграммы динамической устойчивости [6].

По правилам Регистра СССР стойчивость при обрыве груза не регламентируется.

Согласно ГОСТу 5534—70 на плавучие краны грузоподъемностью от 3,2 до 16 т должно быть выдержано $\theta_c \leq 3^\circ$ и $\theta_d \leq 6^\circ$. Подробнее о расчетах устойчивости см. [8, 1].

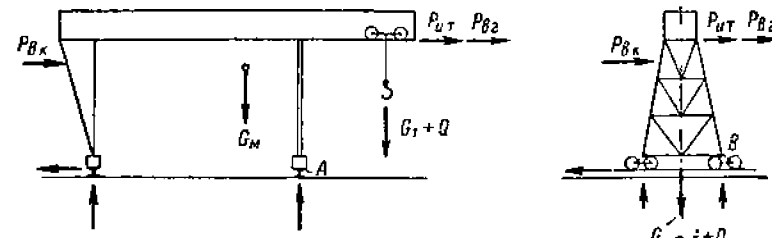


Рис. 1.21. Схема сил, действующих на перегрузочный мост. А и В — ребра опрокидывания

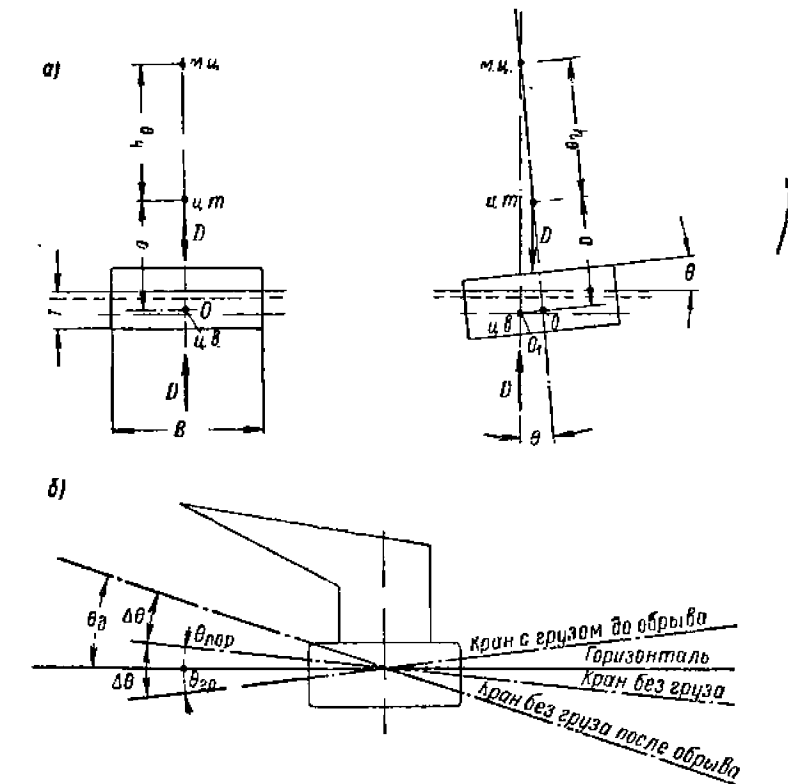


Рис. 1.22. Расчетные схемы статической (а) и динамической (б) устойчивости плавучего крана; ц.т. — центр величины; ц.т. — центр тяжести крана с понтоном; м.ц. — метацентр

Поворотные краны

При четырехопорной системе распределение нагрузок между опорами является статически неопределимой задачей и зависит от погрешностей пути и опорной части крана и их упругих свойств. Величины опорных давлений V_A, V_B, V_C, V_D от действия веса поворотной части G_0 , веса ходовой части G_1 и момента горизонтальных сил M_n при обозначениях по рис. 1.23, а и линейной податливости пути, определяются по выражениям:

$$\left. \begin{aligned} V_{A,C} &= \frac{G_0}{4} \left(1 \mp 2 \frac{t_0}{s} \right) \mp \frac{M_x}{2s} \pm \frac{M_y}{2b} + \frac{G_1}{4} \left(1 \mp 2 \frac{t_1}{s} \right) \mp \frac{h}{k_0}; \\ V_{B,D} &= \frac{G_0}{4} \left(1 \pm 2 \frac{t_0}{s} \right) \pm \frac{M_x}{2s} \pm \frac{M_y}{2b} + \frac{G_1}{4} \left(1 \pm 2 \frac{t_1}{s} \right) \pm \frac{h}{k_0}, \end{aligned} \right\} \quad (1.81)$$

где

$$\left. \begin{aligned} M_x &= G_0 e \cos \varphi + M_{n/x}; \\ M_y &= G_0 e \sin \varphi + M_{n/y}; \end{aligned} \right\} \quad (1.82)$$

$\frac{h}{k_0}$ — дополнительное давление, вызванное погрешностями пути и опорной части крана.

Здесь $M_{n/x}$ и $M_{n/y}$ — составляющие момента M_n в плоскостях $x-x$ и $y-y$; $h = h_n + h_k$ — суммарная погрешность пути h_n и опорной части крана h_k , равная высоте подъема (рис. 1.24) одной из опор крана над рельсом при невесомой (ненагруженной) конструкции, причем три другие опоры находятся в одной плоскости и касаются рельсов; $k_0 = k_{0,x} + k_{0,y}$ — сумма коэффициентов податливости опорной части крана $k_{0,x}$ и пути $k_{0,y}$. Вес поворотной части для крана с грузом $G_0 = Q + G_n + G_c$ складывается из веса груза Q , веса стрелы G_c и веса вращающейся части крана G_n (исключая вес стрелы).

Момент M_n вызывается действием силы давления ветра, горизонтальной силы при отклонении груза от вертикали (см. стр. 44), горизонтальных сил инерции, составляющей веса крана, возникающей от продольного или поперечного наклона пути.

В выражении (1.81) верхние знаки перед членом $\frac{h}{k_0}$ соответствуют для всех опор случаю, когда суммарная погрешность (зазор) h образуется под опорой C (или A), а нижние знаки — образованию зазора под опорой B (или D).

Для наиболее нагруженной опоры $V_B = V_B^{\max}$ при положении стрелы I перпендикулярно диагонали опорного контура (рис. 1.23, а) ($\varphi = \varphi_0 = \text{arctg } s/b$) и при зазоре под опорой C (или A)

$$V_B^{\max} = \frac{G_0}{4} \left[1 + 2 \left(\frac{t_0}{s} + \frac{e}{s} \frac{a}{b} \right) \right] + \left(\frac{M_{n/x}}{2s} + \frac{M_{n/y}}{2b} \right) + \frac{G_1}{4} \left(1 + 2 \frac{t_1}{s} \right) + \frac{h}{k_0} \quad (1.83)$$

и для наименее нагруженной опоры $V_D = V_D^{\min}$ при тех же условиях

$$V_D^{\min} = \frac{G_0}{4} \left[1 - 2 \left(\frac{t_0}{s} + \frac{e}{s} \frac{a}{b} \right) \right] - \left(\frac{M_{n/x}}{2s} + \frac{M_{n/y}}{2b} \right) + \frac{G_1}{4} \left(1 - 2 \frac{t_1}{s} \right) - \frac{h}{k_0}, \quad (1.84)$$

где a — длина диагонали опорного контура.

Сумма давлений на наименее нагруженные смежные опоры

$$V_C + V_D = \frac{G_0 + G_1}{2} - G_0 \frac{e}{b} \sin \varphi - \frac{M_{n/y}}{b}, \quad (1.85)$$

а минимальная сумма давлений на диагональные опоры

$$(V_A + V_C)_{\min} = \frac{G_0 + G_1}{2} - 2 \frac{h}{k_0}. \quad (1.86)$$

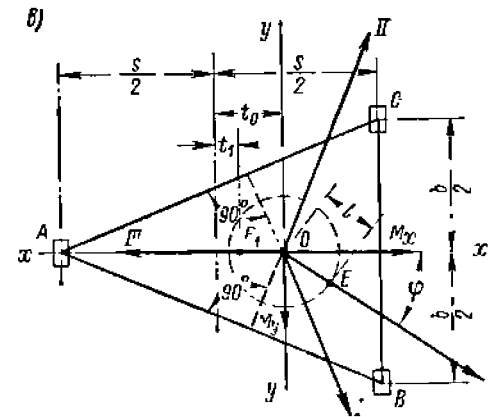
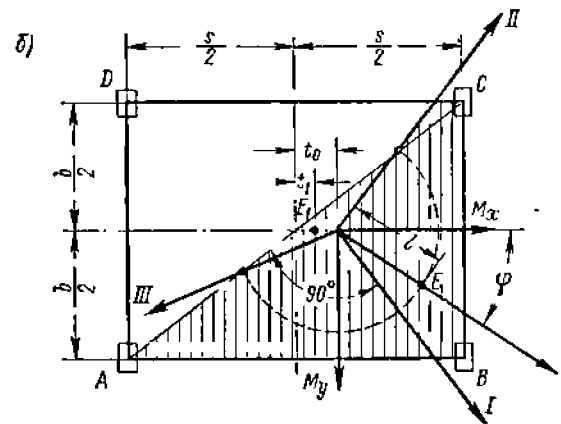
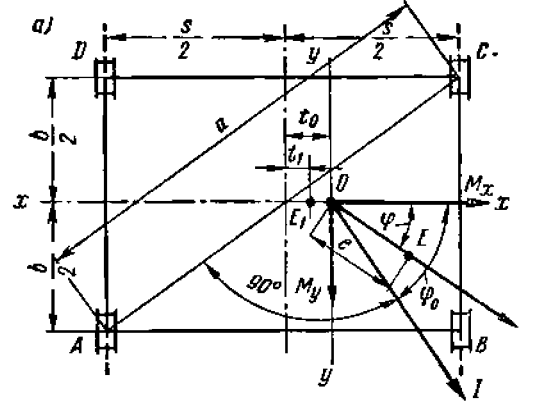


Рис. 1.23. Расчетные схемы вертикальных опорных давлений при четырехопорной (а, б) и трехопорной (в) разе; А, В, С, D — ходовые опоры; O — ось вращения крана; E — центр тяжести поворотной части; E1 — центр тяжести ходовой части

Величина погрешности пути k_n зависит от вертикальных допусков на их укладку и допустимых отклонений при эксплуатации (см. раздел третий, гл. VI). Погрешность опорной части крана складывается из неточности изготовления металлической конструкции и биения ходовых колес, которое можно принимать до 1% по диаметру с учетом износа.

Коэффициент податливости k может быть выражен через коэффициент жесткости c , а именно $k = \frac{1}{c}$, и соответственно $k_0 = \frac{1}{c_{оп}} + \frac{1}{c_{ок}}$, где $c_{оп}$ и $c_{ок}$ — коэффициенты жесткости пути и опорной части крана. Для железобетонных путей и путей на мас-

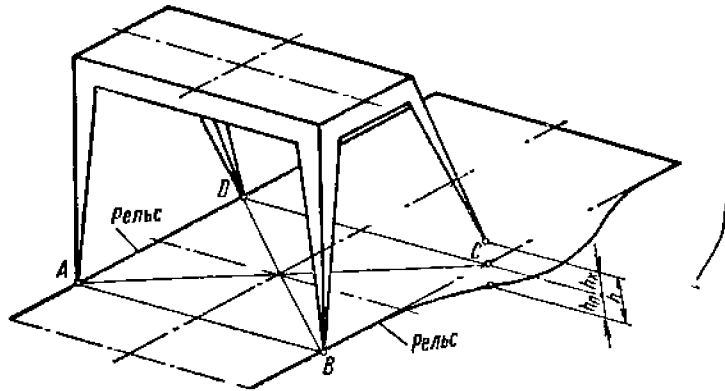


Рис. 1.24. Схема опирания четырехопорного крана; h — зазор между колесом и рельсом

сивных основаниях $k_{ок} \approx 0$, для новых балластных путей $k_{ок} = 0,45 \text{ мм/тс}$ и после длительной эксплуатации $k_{ок} = 1,3 \text{ мм/тс}$ (Резников. «Речной транспорт», 1961, № 4). Влияние разной податливости опорных точек пути невелико; расчет в этом случае можно вести по среднему значению.

Просадки пути под отдельными опорами можно считать взаимно независимыми. Податливость опорной части крана зависит от ее конструкции и типа ходовых частей; она может быть значительно увеличена путем поддрессирования ходовых частей и расположения их на гибких консолях ходовых балок. Значения $k_{ок}$ приведены в третьем разделе. В пневмоколесных кранах величина $k_{ок}$ должна также учитывать деформацию (см. п. 22), которая нелинейно пропорциональна нагрузкам. При устройстве рессор с нелинейной характеристикой можно получить линейную суммарную податливость шин и рессор. Для кранов, передвигающихся по металлическим эстакадам и мостам, податливость пути (прогибы в опорных точках) будет различной и нелинейной; уточненный расчет см. в работах [3, 4].

Если одна из опор оторвалась от пути (опора D , рис. 1.23, б), то при опирании на оставшиеся три опоры (независимо от погрешности и упругих свойств пути и крана) опорные давления при прежних обозначениях равны:

$$\left. \begin{aligned} V_A &= \frac{G_0}{2} \left(1 - 2 \frac{t_0}{s} \right) - \frac{M_x}{s} + \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{t_1}{s} \right); \\ V_B &= G_0 \frac{t_0}{s} + \frac{M_x}{s} + \frac{M_y}{b} + G_1 \frac{t_1}{s}; \\ V_C &= \frac{G_0}{2} - \frac{M_y}{b} + \frac{G_1}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (1.87)$$

где M_x и M_y определяются по выражениям (1.82).

При этом наибольшие давления на отдельные опоры возникнут при положениях стрелы I (V_B^{\max}), II (V_C^{\max}) и III (V_A^{\max}). В случае трехопорной рамы (см рис. 1.23, в), являющейся статически определимой, опорные давления при прежних обозначениях равны:

$$\left. \begin{aligned} V_A &= \frac{G_0}{2} \left(1 - 2 \frac{t_0}{s} \right) - \frac{M_x}{s} + \frac{G_1}{2} \left(1 - 2 \frac{t_1}{s} \right); \\ V_{B,C} &= \frac{G_0}{4} \left(1 + 2 \frac{t_0}{s} \right) + \frac{M_x}{2s} \pm \frac{M_y}{b} + \frac{G_1}{4} \left(1 + 2 \frac{t_1}{s} \right), \end{aligned} \right\} \quad (1.88)$$

где M_x и M_y определяются по выражению (1.82).

Наибольшие давления на отдельные опоры возникнут при положениях стрелы I (V_B^{\max}), II (V_C^{\max}), III (V_A^{\max}).

Для случая, когда ось вращения смещена не поперек, а вдоль пути (по оси yy) выражения (1.81), (1.87) и (1.88) останутся в силе, но тогда в качестве s следует принимать базу колес, а в качестве b — ширину колес.

Горизонтальные давления вдоль пути H_1 в рабочем состоянии ограничиваются силой сцепления приводных колес с рельсами: $H_1 = 0,15 N_{пр}$, где $N_{пр}$ — давление на приводные (тормозные) колеса. В нерабочем состоянии при наличии противоугольного устройства и действии силы ветра $P_в$ $H_1 = P_в$.

Поперечные горизонтальные давления H_A и H_B (рис. 1.25) при действии силы ветра $P_в$, составляющей веса груза при отклонении его от вертикали T и касательной силы инерции масс поворотной части (без груза) P_u будут равны

$$H_{B,A} = (P_в + T + P_u) \left(0,5 \pm \frac{a}{b} \right) \pm \frac{M_k}{b}, \quad (1.89)$$

где M_k — крутящий момент на оси вращения крана, ограниченный приведенной к этой оси величиной момента фрикционной муфты. Рекомендуется принимать с учетом влияния перекоса крана $H \geq 0,1V$ (V — давление на опору от действия вертикальных сил).

Мостовые и козловые краны, мостовые перегружатели

Давления на опоры грузовых тележек с поворотной стрелой определяются по выражению (1.81). В грузовых тележках с жестким подвесом груза (рис. 1.26) следует учитывать момент от действия горизонтальных сил инерции P_{uy} массы тележки с грузом, возникающий при торможении моста P'_u и тележки P''_u .

Давления на опоры моста

$$V = V' + V'' \mp \frac{h}{k_0},$$

где V' — давление от тележки, которое для тележки с поворотной стрелой определяется по выражению (1.81), пользуясь обозначениями на рис. 1.27 и без учета погрешностей пути и тележки; V'' — давление от веса моста и действующих на него сил ветра и горизонтальных сил инерции при торможении моста или тележки,

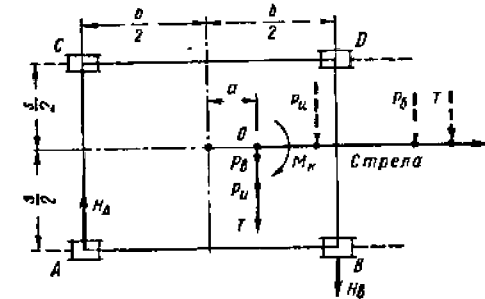


Рис. 1.25. Расчетная схема горизонтально-поперечных давлений; O — ось вращения крана

которые учитываются согласно схеме на рис. 1.21; h/k_0 — давление, вызванное погрешностями подкранового пути и моста.

Горизонтальные поперечные давления опор крана для расчета ходовых частей по случаю нагрузок II можно принимать (данные завода ПТО им. С. М. Кирова):

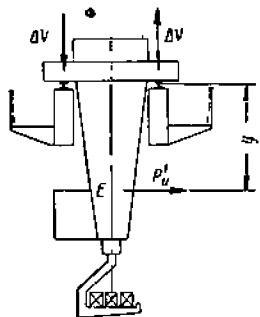


Рис. 1.26. Расчетная схема давлений на опоры тележки при жестком подвесе груза; E — центр тяжести тележки с грузом

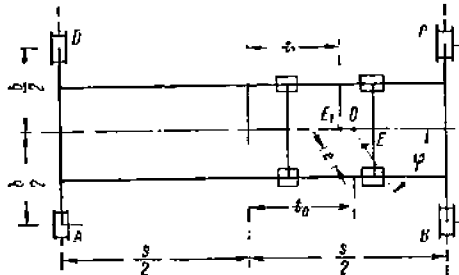


Рис. 1.27. Расчетная схема давлений на опоры моста от тележки с поворотной стрелой; O — ось вращения стрелы; E — центр тяжести поворотной части тележки с грузом; E_1 — центр тяжести ходовой части тележки

для режима L — 10%, режима C — 15, режима T — 20 и режима BT — 25% от вертикальных давлений (без учета коэффициента толчков), а для расчета по случаю нагрузок I (в том числе подшипников) при всех режимах работы — 10%.

Расчетные нагрузки ходовых частей

Расчетная величина вертикальных нагрузок определяется с учетом коэффициента толчков k_m' (см. стр. 43). При расчетах по случаю нагрузок I берутся средние (эквивалентные) величины давлений на опоры, отвечающие среднему положению тележки на мосту или среднему положению стрелы (угол поворота, вылет) без учета давления ветра. Для мостовых и козловых кранов и перегрузочных мостов можно в среднем считать расположение тележки на расстоянии $1/4$ пролета от опоры при отсутствии консолей и над опорой — при наличии консолей. Для поворотных кранов можно считать среднее давление в размере 75% от максимального давления на опору.

22. ДАВЛЕНИЕ НА ОПОРЫ БЕЗРЕЛЬСОВОГО ХОДА

Опорные давления кранов на пневмоколесном и гусеничном ходах при их перемещении должны определяться для положения стрелы вдоль пути [0.45].

Для автомобильных и пневмоколесных кранов с поддресорными колесами или балансирной подвеской местные неровности пути не учитываются.

Давление на опоры двухосных стреловых кранов, находящихся на поверхности с малым уклоном, определяются по формулам (1.81) — (1.88) с учетом следующих замечаний. Для кранов с жестким креплением осей (выключенными рессорами или балансиром) на неровной площадке рассматривается случай отрыва одной из опор (задней или передней). В случае ровной площадки в формуле (1.80) давления от момента M_x заменяются выражением

$$\frac{M_x}{s} \frac{c_2}{c_1 + c_2},$$

где c_1 и c_2 — жесткости передних (A, D) и задних (B, C) опор в $кес/см$.

При прямолинейном движении крана с грузом или без груза на пути с продольным уклоном (рис. 1.28) давления на опоры определяются с учетом давления ветра рабочего состояния на груз $P_{в.г}$ и на кран $P_{в.к}$ и сил инерции массы груза $P_{и.г}$ и массы

крана $P_{и.к}$ при разголе (на подъеме) или торможении (при спуске). Предельный продольный уклон и скорость движения на нем ограничиваются устойчивостью крана, мощностью двигателя механизма передвижения и сцеплением приводных колес.

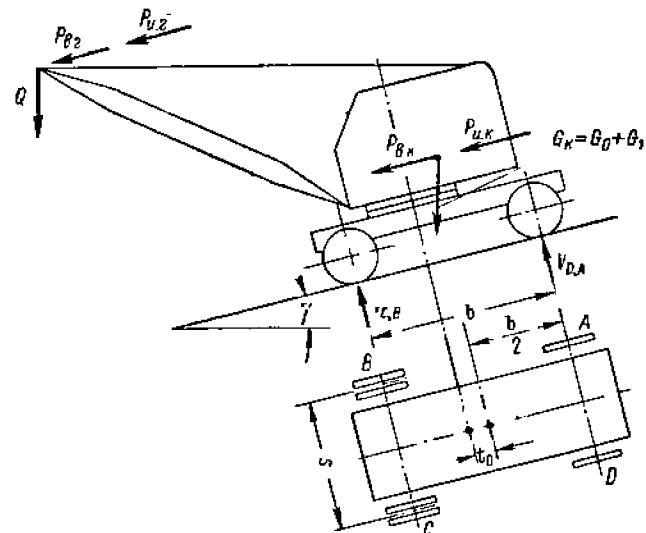


Рис. 1.28. Схема нагружения крана на пути с продольным уклоном

При криволинейном движении на пути с поперечным уклоном (рис. 1.29) дополнительно учитываются поперечные ($P'_{и.г}$, $P'_{и.к}$) и продольные ($P''_{и.г}$, $P''_{и.к}$) составляющие центробежных сил, направление которых показано для управляемых колес A и D , когда центр поворота находится в плоскости колес B и C .

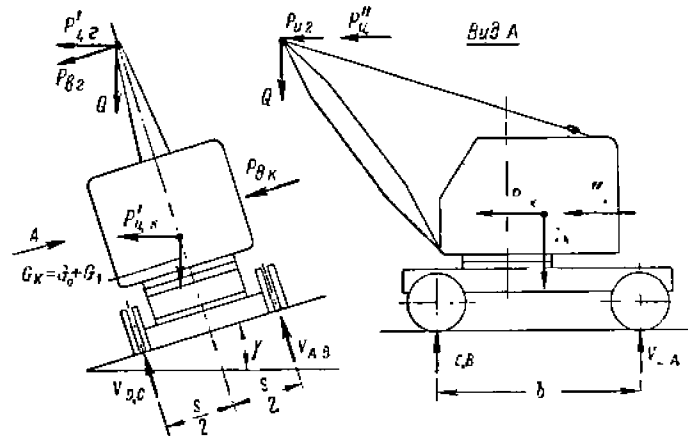


Рис. 1.29. Схема нагружения крана на пути с поперечным уклоном

Возможные комбинации радиуса кривых и скорости движения на них определяются исходя из ограничений по устойчивости крана и допустимой нагрузке на ходовые части.

У трехопорного крана с опиранием на переднюю ось в ее середине (с поперечным балансиром) момент, действующий на кран в поперечной плоскости, воспринимается опорами задней оси. Аналогично давления на колеса определяются наибольшими давлениями на аутригеры при работе крана с ними. Осевые нагрузки на колесах определяются уравнениями статики. В трехосных кранах с ходовой частью соответственно рис. 1.30 давления на опоры определяются по схеме двухосного крана с осями O_1 и O_2 . Давление, приходящее на опору оси O_2 , поровну распределяется балансиром на все колеса опоры.

Во всех случаях угол наклона крана складывается из угла наклона поверхности стоянки (пути) и угла, обусловленного податливостью грунта и опор (шин и рессор). Проседание шины с нагрузкой N в кс на твердой дороге равно

$$y = \frac{N(1-\psi)}{\pi p \sqrt{DB}}, \quad (1.90)$$

где D и B — наружные диаметр и ширина шины в см; p — давление воздуха в шине в кс/см²; ψ — коэффициент жесткости шины (в среднем 0,25).

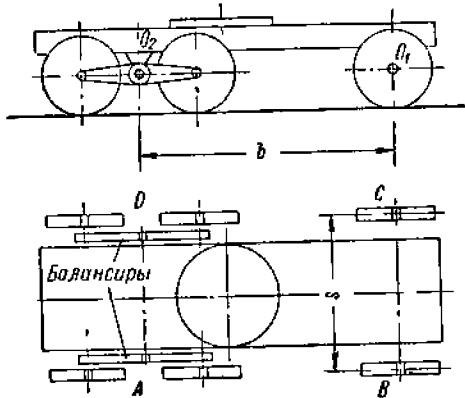


Рис. 1.30. Схема ходовой части трехосного крана

На мягком грунте глубина колеи

$$h = \left(\frac{N}{Dq^2} - 2 \right) \sqrt{\frac{N\lambda}{1000}}, \quad (1.91)$$

где q — наибольшее давление на поверхности контакта; $\lambda = 1,0 \div 1,25$.

Допустимые удельные давления на грунты при их осадке на 10—15 см приведены в табл. 1.59. На мягких грунтах удельное давление $q^{\max} = \frac{p}{1-\psi}$, на твердых грунтах местные давления могут быть вдвое больше давления p .

При определении опорных давлений гусеничных кранов рассматриваются те же расчетные случаи, что и для пневмоколесных кранов. Силы инерции, воз-

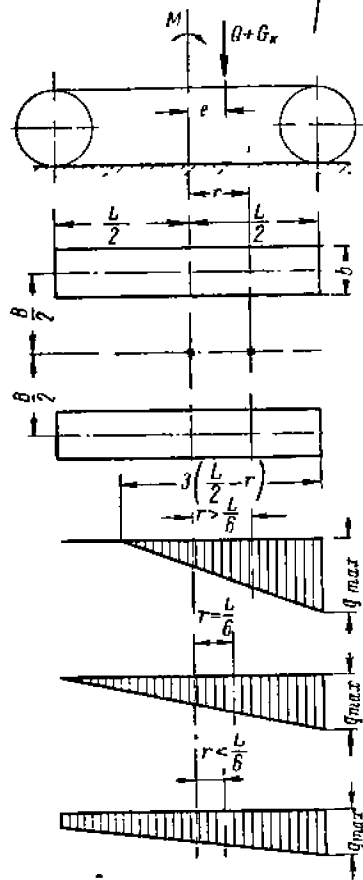


Рис. 1.31. Опорные давления гусеницы при продольном положении стрелы

никающие при передвижении крана, обычно не учитываются. Допускается, что деформация грунта пропорциональна действующему давлению ($h = \frac{q}{q_0}$, где q_0 — удельное сопротивление смятию грунта, см. табл. 1.59), а опорные поверхности гусениц и грунта представляют собой плоскости. При стреле, расположенной вдоль гусеницы (рис. 1.31), обозначив собственный вес крана G_k и вес груза Q :

$$\left. \begin{aligned} q^{\max} &= \frac{2}{3} \frac{Q + G_k}{b(L - 2r)} \leq [q] \text{ для } \frac{L}{6} \leq r < 0,5L; \\ q^{\max} &= \frac{Q + G_k}{2bL} \left(1 + 6 \frac{r}{L} \right) \leq [q] \text{ для } 0 < r < \frac{L}{6}. \end{aligned} \right\} \quad (1.92)$$

Величина приведенного эксцентриситета (M — момент всех горизонтальных сил относительно оси O)

$$r = \frac{(Q + G_k)e + M}{Q + G_k},$$

где e — расстояние от центра тяжести крана с грузом до середины гусеницы.

1.59. Удельное сопротивление грунтов смятию q_0 и допускаемая удельная нагрузка $[q]$ на грунты

Род грунтов	q_0 в кс/см ²	$[q]$ в кс/см ²
Болото	0,1—0,15	0,8—1,0
Заболоченный грунт, мелкий рыхлый песок	0,18—0,25	2,0—3,0
Слабая мокрая глина, рыхлый песок, пашня	0,25—0,35	3,0—5,0
Крупный слежавшийся песок, влажная глина	0,35—0,6	6,0—8,0
Плотная глина	1,0—1,25	8,0—12,0
Мергель	1,3—1,8	10,0—15,0

При стреле, расположенной поперек гусеницы, удельное давление более нагруженной гусеницы

$$q^{\max} = \frac{Q + G_k}{bL} \left(0,5 + \frac{r}{B} \right) \leq [q]. \quad (1.93)$$

При стреле в промежуточном положении давления могут превышать вычисленные по формуле (1.92) на 2—5% [0.38]. Полученные по этим формулам давления, если нет иных специальных требований, не должны превышать при передвижении крана $[q] = 2$ кс/см² и при подъеме груза $[q] = 4$ кс/см² (для универсальных кранов). Проходимость гусеничного крана при перевозках характеризуют средним удельным давлением на грунт

$$q_{\text{ср}} = \frac{G_k}{2bL}.$$

Обычно $q_{\text{ср}} = 0,5 \div 1,0$ кс/см². При работе на мягких грунтах наклон крана от проседания грунта значительно увеличивает удельное давление, уточненный расчет для этих условий см. [0.38].

1. Алейнер А. Л. Уравновешивание поворотной части плавучих кранов и допускаемые углы крена. — «Речной транспорт», 1961, № 11.
2. Аксенов И. И. Грузовая устойчивость стреловых кранов, М., Машгиз, 1952.
3. Ковальский Б. С. Определение давлений бегунков поворотных кранов. — «Внутризаводской транспорт», 1935, № 2.
4. Коган И. С. Распределение давлений на колеса четырехколесных кранов, см. [0,53, 1958, № 24].
5. Петерс Е. Р. Об устойчивости двухгусеничных экскаваторов и кранов. — «Механизация строительства», 1951, № 7.
6. Правила классификации и постройки морских судов. Регистр СССР, Л., изд-во «Транспорт», 1967.
7. Рабинович И. Ш. К расчету давлений на колеса поворотных кранов на пневмошинах. — «Механизация строительства», 1950, № 3.
8. Reichert P. Standsicherheitsuntersuchungen und Bestimmungen. — «Fördern und Heben», 1954, N 1—4.
9. Steinh. Standsicherheit von fahrbaren Turmdrehkränen. — «Fördertechnik», 1938, N 17.
10. Zilch G. Der Einfluss von Bahnebenenheiten auf den Raddruck fahrbaren Hofenkrane. — «Hansa», 1961, N 14.
11. Vetter H., Ubrichl H. Raddrücke bei vierrädigen Baukränen. — «Maschinenbautechnik», 1959, N 8.

ГЛАВА I

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ПРИВОД

I. КРАНОВЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД

Основным видом привода всех крановых механизмов являются двигатели трехфазного тока с фазным ротором. Двигатели с короткозамкнутым ротором (к. з. р.) используются при ненапряженной работе, а также во взрывоопасных и пожароопасных цехах.

Двигатели постоянного тока применяются для крановых приводов тяжелого и весьма тяжелого режима работы, а также при необходимости иметь глубокое и плавное регулирование скорости и увеличенную скорость холостого хода (для повышения производительности). Для питания двигателей постоянного тока нужны электромашинные или статические преобразователи. При автономных регулируемых преобразователях целесообразно использование двигателей параллельного и смешанного возбуждения, при питании от сети постоянного тока — последовательного возбуждения. Вес, стоимость и расходы по обслуживанию двигателей постоянного тока превышают соответствующие показатели двигателей трехфазного тока и поэтому двигатели постоянного тока применяются, если установлены технические и экономические преимущества их применения [5, 8, 9]. Для особо точной остановки электроприводов постоянного тока больших кранов используются электромашинные усилители (ЭМУ).

Основные свойства разных систем электропривода приведены в табл. 2.1.

2. КОНСТРУКТИВНОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ И ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Конструктивное выполнение двигателей

Для кранов, как правило, используются специальные с повышенной прочностью крановые и металлургические двигатели, предназначенные для частых пусков и перегрузок (серий МТ, МТК, МТМ, МТКМ, ДП, МП). Крановые двигатели обладают повышенной перегрузочной способностью и малым маховым моментом [2, 8]. Крановые и металлургические двигатели выполняются по общему стандарту, но различаются механическими данными, обусловленными в основном изоляцией обмоток.

Обозначения крановых двигателей: буква в начале обозначения М — крановые и металлургические, Т — трехфазного тока, П — постоянного тока, К — с к. з. р.; М в конце обозначения указывает на специальное теплостойкое металлургическое исполнение, первая цифра после буквенного обозначения — габаритный размер (величина), следующие цифры — диаметр корпуса. Обозначения двигателей общепромышленного исполнения (единая серия): А2 — с к. з. р. в обычной оболочке; А02 — то же, с внешним обдувом; АК2 и АОК2 — с контактными кольцами; буква Э в обозначении указывает на наличие встроенного электромеханического тормоза. Буква

2.1. Основные свойства различных систем электроприводов,

применяемых для грузоподъемных машин

Система электропривода	Особенности механических и скоростных характеристик	Пределы и характер регулирования скорости	Синхронизация хода группы двигателей
Двигатели постоянного тока, питаемые регулируемым напряжением:	Мягкие характеристики у двигателей с последовательным и смешанным возбуждением. Жесткие естественные характеристики двигателей с параллельным и независимым возбуждением; с последовательным возбуждением; со смешанным возбуждением	Регулирование скорости в пределах 1—4 и получение малых устойчивых скоростей. Плавность зависит от числа ступеней регуляторного аппарата	Достигается применением системы электрического вала
Двигатели постоянного тока, питаемые регулируемым напряжением (система генератор—двигатель, питание регулируемых выпрямителями)	Жесткие естественные и регулировочные характеристики	Весьма плавное регулирование скорости в пределах 1—10, а при использовании специальных устройств (например, замкнутых систем автоматического управления) до 1—120	Осуществима
Асинхронные двигатели с фазным ротором	Жесткие естественные характеристики смягчаются с увеличением сопротивления в цепи ротора или при использовании специальных схем и аппаратов	Без применения специальных устройств регулирование скорости вниз от номинальной до 50% лишь при значительных нагрузках. При установке специальных тормозных машин, автоматически управляемых электрогидромоторов, дросселей насыщения, а также при использовании схем динамического торможения регулирование скорости до 1—5. Плавное и глубокое регулирование скорости в пределах 1—100 при питании током изменяемой частоты и схемах автоматического управления	Система электрического вала

Допустимость частых перегрузок	Допустимость и экономичность частых пусков и торможений	Пределы применяемых мощностей	Область применения
При частых перегрузках наиболее пригодны двигатели с последовательным и смешанным возбуждением. Перегрузка ограничивается током, допустимым для коллектора двигателя (оговорена стандартами)	Допускаются частые пуски и торможения. Пуски сопровождаются потерями энергии	Двигатели с последовательным и смешанным возбуждением применяются до 150—200 квт. Двигатели с параллельным и независимым возбуждением применяются без ограничения мощности	Крановые подъемные механизмы (последовательное возбуждение). Механизмы передвижения и поворота (последовательное и смешанное возбуждение). Механизмы, в которых недопустимы значительные колебания скорости (параллельное возбуждение). Специальные лебедки
Частые перегрузки допустимы. Величина перегрузок ограничивается током, безопасным для коллекторов двигателей и генераторов, а также мощностью последних	Система экономична при частых пусках и торможениях, так как устраняются пусковые потери энергии	Без ограничения мощности	Ответственные механизмы больших кранов с широким диапазоном регулирования скорости и при необходимости точной остановки механизмов
Перегрузки ограничиваются максимальным моментом двигателя и нагревом двигателя (контроль тепловыми реле)	Допускаются частые пуски и торможения (необходима проверка расчетом, так как сопровождаются потерями энергии)	До 150—200 квт	Наиболее распространенный вид привода кранов всех видов

Система электропривода	Особенности механических и скоростных характеристик	Пределы и характер регулирования скорости	Синхронизация хода группы двигателей
Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором	Жесткие характеристики. Возможно смягчение при использовании специальных схем	Ступенчатое изменение скорости переключением полюсов в пределах 1—4 и плавное регулирование скорости в пределах 1—100 при питании током изменяемой частоты и автоматическом управлении	Система электрического вала

Допустимость частых перегрузок	Допустимость и экономичность частых пусков и торможений	Пределы применяемых мощностей	Область применения
Перегрузки ограничиваются нагревом двигателя и максимальным моментом его. Достаточность выбранного двигателя по нагреву при частых пусках проверяется на число включений в час	Число пусков ограничивается значительными потерями в двигателе	Ограничивается мощностью питающей сети и цеховых трансформаторов	Механизмы больших кранов, взрывобезопасных и пожаробезопасных кранов, кранбалок, электроталей, монорельсовых тележек и т. д.

Т в конце обозначения типа указывает на специальное тропическое исполнение двигателя. Для морских и портовых грузоподъемных машин применяются двигатели МАП (морские асинхронные полюсопереключаемые).

Для электрогазелей, монорельсовых тележек и кран-балок используются двигатели общепромышленного исполнения, к которым относятся двигатели единой серии с чугунной или алюминиевой оболочкой, двигатели с повышенным скольжением, с повышенными контактами кольцами и т. д. Двигатели бывают: нормального исполнения с горизонтальным расположением вала; имеющие для крепления лапы или специальный фланцевый щит; встроенные внутрь машины; с вертикальным расположением вала и т. д. Фланцевые двигатели широко используются для привода электроталей и специальных лебедок. Крупные крановые двигатели выполняются с разъемным корпусом.

По системам охлаждения электрические машины классифицируются следующим образом: с естественной вентиляцией; с самовентиляцией (с вентилятором на валу ротора); с охлаждением от специальных вентиляторов; закрытые (не герметические) для работы на открытом воздухе; закрытые вентилируемые для пыльных и влажных помещений; водозащитные и герметические для особо сырых и насыщенных парами и едкими газами помещений; морские крановые двигатели, являющиеся модификацией закрытых машин; взрывобезопасные для работы во взрыво- или пожароопасных помещениях.

Для работы на открытом воздухе и в сырых помещениях изоляция обмоток машин, предназначенных для этих условий, делается влагостойкой. Выбор типа и исполнения двигателя определяется условиями его работы и в первую очередь характеристикой среды (табл. 2.2).

Общие технические требования к электродвигателям

Эти требования регламентируются ГОСТом 183—66*. В нем дается определение номинальных данных электромашин, номинальные режимы работы, для которых регламентируется номинальная мощность. Режимы различаются: продолжительный S1; кратковременный S2 с длительностью периода неизменной номинальной нагрузки 10, 30, 60 и 90 мин; повторно-кратковременный S3 с относительной продолжительностью включения ПВ-15, 25, 40 и 60% при продолжительности цикла не свыше 10 мин; повторно-кратковременный при тех же ПВ, но при частых пусках (30, 60, 120 и 240 в час) S4 и при частых пусках и электрических торможениях S5 (30, 60, 120 и 240 в час). Режимы S4 и S5 нормируются при коэффициенте инерции $\frac{J_{рот} + J_{мех}}{J_{рот}} = 1, 2; 1, 6; 2, 5$ и 4. Кроме того, нормальными являются перемежающиеся с переменной продолжительной нагрузкой S6, с частыми реверсами и торможениями S7, а также

перемежающиеся с двумя и более скоростями. Режимы S1, S4, S6, S7, S8 в крановом приводе встречаются значительно реже режимов S2, S3, S5, которые являются основными для крановых приводов переменного и постоянного тока. Номинальные мощности, скорости вращения и режимы нормируются для номинального напряжения (допускается отклонение от —5 до +10%), частоты $\pm 5\%$ и температуры окружающей среды не свыше $\pm 40^\circ\text{C}$ при высоте над уровнем моря не свыше 1000 м.

Начальный пусковой ток асинхронных двигателей с к. з. р. допускает отклонение $\pm 15\%$, начальный пусковой вращающий момент 20%, максимальный момент для тех же двигателей 10%, минимальный момент при пуске 20%. Момент инерции может иметь отклонения от номинальных значений $\pm 10\%$.

ГОСТом 183—66 регламентируются программа испытаний электромашин, маркировка клемм и выводных концов и обозначения на заводских щитках

Конструктивные данные металлургических и крановых двигателей установлены особыми стандартами (ГОСТы 184—61 и 185—63). В ГОСТе 185—70 установлены размеры двигателей переменного тока, указаны габариты, концы и высота валов, крепежные отверстия для трехфазных асинхронных двигателей крановых и металлургических. С фазным ротором изготавливаются исполнения с 011 до 713 (от 1,4 до 160 кВт и скоростей вращения 1000, 750 и 600 об/мин), с к. з. р. исполнения с 011 до 512 (от 1,4 до 37 кВт и скоростей вращения 1000 и 750 об/мин); двигатели с к. з. р. исполнения с 211 по 512 изготавливаются и в двухскоростной модификации. По способу монтажа и расположения вала трехфазные двигатели изготавливаются: 1) со станиной на лапах, с горизонтальным валом; 2) со станиной на лапах или с фланцами, с вертикальным и горизонтальным валом (по 512 исполнение включительно).

Требования к взаимозаменяемости подшипников, к окраске, упаковке, испытаниям, гарантии и заполнению щитков и документации, хранению в отношении крановых и металлургических двигателей переменного тока установлены ГОСТом 185—63. По способу защиты от внешних воздействий и охлаждения эти двигатели выполняются закрытыми (обдуваемыми) и защищенными с независимой вентиляцией (продуваемые); последний способ использован лишь для двигателей с фазным ротором исполнения с 511 по 713.

Конструктивные данные металлургических и крановых двигателей постоянного тока и размеры установлены ГОСТом 184—61* с учетом изменений от 23/1 1963 г. Двигатели постоянного тока для кранов и металлургических механизмов изготавливаются тихоходными и быстроходными. Тихоходные двигатели изготавливаются от 12 до 112 исполнения мощностью 3—300 кВт со скоростью вращения 400—1200 об/мин (наибольшая скорость у малых машин). Быстроходные двигатели изготавливаются от 21 до 52 исполнения (от 5,5 до 42 кВт при 1460—850 об/мин). В том же ГОСТе 184—61* указаны конструктивные требования к двигателям постоянного тока, маркировка и правила их хранения. По способу монтажа и расположения вала основным испол-

2.2. Выбор исполнения и типа двигателя

Характеристика помещений (окружающая среда)	Рекомендуемое исполнение двигателя	Дополнительные требования	Тип двигателя
Сухие чистые отопляемые	Открытое и защищенное	Нет	Допускается установка двигателей всех типов
Неотопляемые умеренно влажные	Закрытое	Противосыrostная изоляция	МТК, МТКМ, МТ, МТМ, АО2, АК2
Агрессивная химическая среда	Химически стойкое	Специальное исполнение	
На открытом воздухе с защитой от прямого попадания влаги	Закрытое	Противосыrostная изоляция	
Взрывоопасные	Взрывобезопасное	Недопустимость перегрузок	ВАКр, ВАО
Пожароопасные	Закрытое и взрывобезопасное		МТК, МТКМ, А2, АО2, ВАКр, ВАО
Пыльные	Закрытое	С независимой вентиляцией	МТК-Т
Влажные	Закрытое специальное или тропическое		
Особо сырые, насыщенные парами и едкими газами	Закрытое специальное		
На палубе или морском берегу	Морское	По специальным требованиям морского регистра	МАП
На открытом воздухе в северных районах	Северное	Работоспособность при низких температурах	Специальное исполнение крановых двигателей серии МТК и МТ

нением двигателей постоянного тока являются исполнение с горизонтальным валом и станиной на лапах; по требованию изготавливаются фланцевые двигатели — вертикальные всех исполнений и горизонтальные до 52 исполнения включительно. Станина до 52 исполнения включительно делается неразъемной; разъемная станина 62, 72, 82, 92, 102 и 112 исполнений и при указании в заказе 42 и 52 исполнений. По способу охлаждения указанные двигатели изготавливаются защищенными с независимой вентиляцией (продуваемые) и закрытые с естественным охлаждением.

Технические данные наиболее надежных и распространенных металлургических электродвигателей приведены в табл. 2.3 и 2.4.

Электродвигатели единой общепромышленной серии А2 и АО2, применяемые для подвесных кранов, кран-балок и талей, изготавливаются согласно требованиям ГОСТа 13859—68 в закрытом обдуваемом и в защищенном исполнениях девяти габаритов со скоростью вращения 600, 750, 1000, 1500 и 3000 об/мин, с номинальной мощностью 0,4—125 кВт при отношении максимального момента к номинальному 1,7—2,2 и отношении минимального момента к номинальному 1,0—1,5.

Взрывобезопасные электродвигатели представляют особую конструктивную группу двигателей. Выбор этих двигателей производится в соответствии с классом помещения (шесть классов) и категорий взрывоопасной смеси (4 группы) согласно «Правилам устройства и эксплуатации электроустановок» (ПУЭ).

В большинстве взрывоопасных помещений при нормальной эксплуатации взрывоопасные смеси горючих газов паров или газов с воздухом или другими окислителями не имеют места, а возможны только в результате аварий или неисправностей. В этих условиях (класс В—1а) ПУЭ разрешают применение электрооборудование взрывозащищенного исполнения, но пригодного для установки во влажных, сырых и пыльных помещениях; при этом требуется регулярная проверка концентрации газа и паров [5].

Применение взрывозащищенного электрооборудования и в исполнении повышенной надежности против взрыва допускается лишь при отсутствии в условиях нормальной эксплуатации взрывчатых смесей.

В табл. 2.5 приведены данные крановых асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором типа ВАКр, которые выполнены со встроенными тормозами, в закрытом взрывонепроницаемом исполнении ВЗГ, с естественным охлаждением, без вентилятора наружного обдува [6].

3. ДВИГАТЕЛИ ТРЕХФАЗНОГО ТОКА

Скорость вращения магнитного поля (синхронная скорость вращения n_0) определяется частотой f сети и числом пар полюсов p ; $n_0 = \frac{60f}{p}$ об/мин. Без нагрузки на валу

скорость вращения ротора близка к синхронной, а скольжение $s = \frac{n_0 - n}{n}$ очень мало;

с увеличением нагрузки скольжение растет. В пределах почти до опрокидывающего момента асинхронный двигатель имеет довольно жесткую естественную характеристику (рис. 2.1).

При введении в цепь ротора сопротивления искусственные характеристики смягчаются. Перегрузочная способность крановых двигателей (отношение максимального вращающего момента к номинальному при ПВ = 25%) в соответствии с ГОСТом 185—70:

с фазным ротором до 5 кВт	2,3
» » от 10 кВт	2,5
» » свыше 10 кВт	2,8
с короткозамкнутым ротором до 8 кВт	2,5
» » свыше 8 кВт	2,8

Крановые электродвигатели трехфазного тока нормально изготавливаются на напряжение 220/380 в (Δ/Δ), 500 в (не переключаются). По требованию изготавливаются двигатели на напряжение 380/660 в (Δ/Δ).

Номинальные мощности закрытых обдуваемых крановых электродвигателей нормируются для ПВ = 25%, металлургических — ПВ_н = 40%. В каталогах, кро-

2.3. Технические данные электродвигателей с фазным ротором серий МТМ и МТМ-Г (50 гц, 220/380, 240/415, 400 и 500 в)

Тип	Мощность на валу в кет при					Скорость вращения в об/мин	Ток статора при 330 в в а	cos φ	К. п. д. в %	Ток ротора в а	Напряжение между контактами ротора в в	Максимальный момент в кгс · м	Маховой момент в кгс · м²	Вес двигателя в кг	Максимальная скорость вращения в об/мин
	ПВ = 25%	ПВ = 40%	ПВ = 60%	ПВ = 100%	30 мин										
111-6	2,6	—	—	—	—	815	7,5	0,84	93	11,0	—	—	—	—	—
	—	2,2	—	—	2,2	865	6,4	0,80	65	11,8	—	—	—	—	—
	—	—	1,9	—	—	800	5,8	0,75	66	9,8	—	—	0,195	76	2500
	—	—	—	1,7	—	905	5,5	0,71	66	8,5	144	5,7	—	—	—
112-6	4,0	—	—	—	—	855	11,0	0,81	66	17,8	—	—	—	—	—
	—	3,3	—	—	3,3	890	9,5	0,77	68	13,7	—	—	—	—	—
	—	—	2,9	—	—	910	8,8	0,73	69	11,5	—	—	—	—	—
	—	—	—	2,5	—	925	8,2	0,67	69	9,7	178	8,3	0,27	88	2500
211-6	6,0	—	—	—	6,0	880	16,5	0,78	71	22,0	—	—	—	—	—
	—	5,0	—	—	—	905	14,3	0,73	73	17,3	—	—	—	—	—
	—	—	4,3	—	—	920	13,0	0,68	73	14,4	—	—	—	—	—
	—	—	—	3,6	—	935	12,0	0,62	74	11,8	204	13,5	0,46	120	2500
311-6	9,0	—	—	—	9,0	920	22,0	0,81	77	25,0	—	—	—	—	—
	—	7,5	—	—	—	935	19,0	0,77	78	20,0	—	—	—	—	—
	—	—	6,5	—	—	945	17,3	0,73	79	17,0	—	—	—	—	—
	—	—	—	5,5	—	955	16,0	0,66	79	12,0	240	22	0,90	170	2500

Тип	Мощность на валу в кет при					Скорость вращения в об/мин	Ток статора при 330 в в а	cos φ	К. п. д. в %	Ток ротора в а	Напряжение между контактами ротора в в	Максимальный момент в кгс · м	Маховой момент в кгс · м²	Вес двигателя в кг	Максимальная скорость вращения в об/мин
	ПВ = 25%	ПВ = 40%	ПВ = 60%	ПВ = 100%	30 мин										
412-8	19	—	—	—	—	700	30	0,73	79	62	—	—	—	—	—
	—	16	—	—	19	710	45	0,68	79	61	—	—	—	—	—
	—	—	14	—	—	715	42	0,64	79	44	—	—	—	—	—
	—	—	—	12	—	720	38,5	0,60	79	37	203	64	3,0	345	1900
511-8	27	—	—	—	27	700	65	0,78	81	76	—	—	—	—	—
	—	22	—	—	—	710	56	0,73	82	60	—	—	—	—	—
	—	—	18	—	—	720	50	0,67	82	48	—	—	—	—	—
	—	—	—	15	—	725	47	0,60	81	40	237	85	4,3	460	1900
512-8	37	—	—	—	37	705	85	0,79	83	84	—	—	—	—	—
	—	30	—	—	—	715	77	0,75	84	66	—	—	—	—	—
	—	—	24	—	—	725	64	0,68	84	52	—	—	—	—	—
	—	—	—	19	—	730	58	0,60	83	41	268	115	5,7	560	1900
611-10	45	—	—	—	45	570	103	0,78	85	169	—	—	—	—	—
	—	38	—	—	—	575	91	0,74	85	140	—	—	—	—	—
	—	—	30	—	—	582	80	0,68	85	109	—	—	—	—	—
	—	—	—	25	—	585	74	0,61	85	91	172	190	17	860	1500
612-10	60	—	—	—	60	572	132	0,81	86	172	—	—	—	—	—
	—	50	—	—	—	577	114	0,77	87	140	—	—	—	—	—
	—	—	40	—	—	582	99	0,71	87	111	—	—	—	—	—
	—	—	—	33	—	586	90	0,65	86	90	223	235	21	1020	1500
613-10	75	—	—	—	75	572	164	0,77	87	170	—	—	—	—	—
	—	—	—	—	—	577	143	0,76	88	140	—	—	—	—	—
	—	—	—	—	—	582	123	0,70	88	109	—	—	—	—	—
	—	—	—	—	—	585	113	0,66	87	93	282	305	25	1180	1500

2.4. Технические данные металлургических электродвигателей серии МТКМ и МТКМ-Т с короткозамкнутым ротором (50 гц, 220/380, 240/415, 400 и 500 в)

Тип	Мощность на валу в кет, при					Скорость вращения в об/мин	Ток статора при 3/0 в я	cos φ	К. п. д. в %	Максимальный момент в кс. м	Пусковой момент в кс. м	Пусковой ток при 3/0 в я	Вес двигателя в кг	Максимальная скорость вращения в об/мин
	ПВ = 25%	ПВ = 40%	ПВ = 60%	ПВ = 100%	60 мин									
111-6	2,6	—	—	—	—	855	7,0	0,86	66	6,0	6,0	24	0,18	70
	—	2,2	—	—	2,2	885	6,1	0,80	68	—	—	—	—	—
112-6	—	—	—	—	—	905	5,6	0,74	69	6,0	6,0	24	0,18	70
	—	—	—	1,7	—	920	5,2	0,71	70	—	—	—	—	—
211-6	4,0	—	—	—	—	855	10,5	0,86	67	9,0	9,0	35	0,26	80
	—	3,3	—	—	3,3	895	9,0	0,79	70	—	—	—	—	—
311-6	—	—	—	—	—	910	8,4	0,74	71	9,0	9,0	35	0,26	80
	—	—	—	2,5	—	925	7,8	0,70	71	—	—	—	—	—
411-6	6,0	—	—	—	—	875	15,0	0,83	74	14	14	52	0,44	110
	—	5,0	—	—	5,0	905	12,8	0,78	76	—	—	—	—	—
311-6	—	—	—	—	—	920	11,4	0,71	77	23	23	60	0,85	155
	—	—	—	3,6	—	935	10,2	0,69	78	—	—	—	—	—
311-6	9,0	—	—	—	—	885	21,5	0,83	75	23	23	60	0,85	155
	—	7,5	—	—	7,5	910	18,2	0,81	78	—	—	—	—	—
311-6	—	—	—	—	—	925	16,3	0,77	79	—	—	—	—	—
	—	—	—	5,5	—	940	14,8	0,71	79	—	—	—	—	—

Тип	Мощность на валу в кет, при					Скорость вращения в об/мин	Ток статора при 3/0 в я	cos φ	К. п. д. в %	Максимальный момент в кс. м	Пусковой момент в кс. м	Пусковой ток при 3/0 в я	Вес двигателя в кг	Максимальная скорость вращения в об/мин
	ПВ = 25%	ПВ = 40%	ПВ = 60%	ПВ = 100%	60 мин									
312-6	13,5	—	—	—	—	900	31,8	0,83	78	37	35	130	1,20	195
	—	11	—	—	13,5	925	27,0	0,77	80	—	—	—	—	—
411-6	—	—	—	—	—	935	24,7	0,73	81	48	48	180	1,90	255
	—	—	—	8,0	—	950	22,5	0,67	81	—	—	—	—	—
412-6	19	—	—	—	—	920	42,5	0,84	82	67	67	250	2,55	315
	—	16	—	—	19	935	36,5	0,81	83	—	—	—	—	—
412-6	—	—	—	—	—	945	33	0,77	83	—	—	—	—	—
	—	—	—	12	—	955	30	0,73	84	—	—	—	—	—
412-6	27	—	—	—	—	910	59	0,86	82	67	67	250	2,55	315
	—	22	—	—	27	930	48	0,83	84	—	—	—	—	—
311-8	6,0	—	—	—	—	600	15,6	0,82	71	18	18	60	1,1	155
	—	5,0	—	—	6,0	685	13,7	0,76	73	—	—	—	—	—
312-8	—	—	—	—	—	695	12,6	0,70	73	27	27	90	1,55	195
	—	—	—	—	—	705	11,6	0,64	74	—	—	—	—	—
312-8	9,0	—	—	—	—	660	23,5	0,79	73	27	27	90	1,55	195
	—	7,5	—	—	9,0	680	19,8	0,77	75	—	—	—	—	—
411-8	—	—	—	—	—	700	18,2	0,71	76	45	45	125	2,15	255
	—	—	—	—	—	710	17,0	0,65	76	—	—	—	—	—
411-8	13,5	—	—	—	—	675	32,5	0,82	78	45	45	125	2,15	255
	—	11,0	—	—	13,5	690	27,3	0,77	79	—	—	—	—	—
411-8	—	—	—	—	—	700	24,8	0,73	80	—	—	—	—	—
	—	—	—	8,0	—	710	22,8	0,67	80	—	—	—	—	—

Тип	Мощность на валу в кВТ при				Скорость вращения в об/мин				Ток статора при 380 В в а	cos φ	К. п. д. в %	Максимальный момент в кгс·м	Пусковой момент в кгс·м	Пусковой ток при 380 В в а	Маховой момент ротора в кгс·м ²	Вс двигателей в кг	Максимальная скорость вращения в об/мин
	ПВ-25%	ПВ-40%	ПВ-60%	НПВ-100%	30 мин	60 мин	690	700									
412-8																	1900
																	430
																	4,3
																	530
511-8																	1900
																	430
																	4,3
																	530
512-8																	1900
																	430
																	4,3
																	530

2.5. Технические данные электродвигателей типа ВАКР

Тип	Номинальная мощность в кВт	ПВ при 60 циклах в час в %	Скорость вращения в об/мин	$I_{пуск}$	$M_{пуск}$	M_{min}	M_{max}	Маховой момент ротора в кгс·м ²
				$I_{ном}$	$M_{ном}$	$M_{ном}$	$M_{ном}$	
071-4	0,27	15	1390	4	2,2	1,6	2,2	0,005
072-4	0,4	15	1390	4	2,2	1,6	2,2	0,006
11-4	0,6	15	1400	1,5	2,2	1,6	2,2	0,009
12-4	0,8	15	1400	1,5	2,2	1,6	2,2	0,011
22-6	0,8	25	890	4	2,5	2	2,5	0,029
22-6	1,1	25	890	4	2,5	2	2,5	0,029
31-6	1,5	25	890	4	2,5	1,8	2,5	0,065
32-6	2,2	25	890	4	2,5	1,8	2,5	0,070
41-6	3	25	910	4,5	2,5	1,6	2,5	0,170
42-6	4	25	910	4,5	2,5	1,6	2,5	0,220
51-6	5,5	25	925	5	2,5	1,6	2,5	0,450
52-6	7,5	25	925	5	2,5	1,6	2,5	0,570

Маховой момент нагрузки, приведенный к валу двигателя, должен быть не более двукратного значения махового момента ротора.

ме того, указывается отдаваемая мощность для ПВ = 15; 25; 40; 60 и 100%, а также при кратковременном режиме в течение 30 и 60 мин. Двигатели, защищенные с независимой вентиляцией для ПВ_н = 100%.

Электродвигатели исполнений с 011 по 512 изготавливаются с изоляцией класса Е и В, а с 611 по 713 — с изоляцией класса В. Металлургические двигатели изготавливаются только с изоляцией класса Н. Классы изоляции нормируются ГОСТами 183—66* и 8865—70. Превышения температуры отдельных частей металлургических двигателей должны быть на 10°С ниже предусмотренных для крановых и общепромышленных двигателей (ГОСТ 183—66*). Конструкция и технические параметры допускают без нарушения работоспособности следующие колебания температуры окружающей среды для двигателей крановых от —40 до +40°С, для металлургических от —40 до +50°С. Электродвигатели трехфазного тока допускают следующие максимальные скорости вращения в об/мин:

Фазный	ротор	Синхронная	Максимальная
		1000	2500
»	»	750	1900
»	»	600	1500
Короткозамкнутый	»	1000	2500
	»	750	1900

Двигатели должны без повреждений выдерживать в течение 2 мин при холостом ходе скорость, превышающую указанную на 10%.

Потребляемая двигателем мощность

$$P_1 = 1,73U_1 I_1 \cos \varphi 10^3 \text{ ват}, \quad (2.1)$$

где U_1 — напряжение сети (линейное, междуфазное напряжение) в в; I_1 — ток статора в а (линейное значение).

$$P_2 = P_1 \eta,$$

где η — к. п. д. двигателя.

Вращающий момент двигателя при скольжении s :

$$M = M_K \frac{2 + q}{\frac{s}{s_K} + \frac{s_K}{s} + q} \quad (2.2)$$

Здесь M_K — максимальный момент двигателя, соответствующий критическому скольжению s_K ; q — коэффициент, равный для крановых двигателей 0,2—1,0 (большее значение коэффициента относится к двигателям небольшой мощности, а меньшее — к двигателям большой мощности); для крановых двигателей мощностью 22—125 *квт* $q = 0,3$; для некрановых двигателей $q = 0,1 \div 0,2$.

По значениям $\lambda = \frac{M_K}{M_N}$ и номинального скольжения $s_N = \frac{n_0 - n_N}{n_0}$ приближенно:

$$s_K = s_N (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}).$$

Максимальный крутящий момент двигателя уменьшается при падении напряжения сети приблизительно пропорционально квадрату напряжения; при нормированной потере напряжения максимальный крутящий момент двигателя $M_K = 0,85^2$

$M_K \approx 0,7 \lambda M_N$. Величина $\lambda = \frac{M_K}{M_N}$ при номинальном напряжении дается в каталогах.

Величина скольжения двигателя пропорциональна величине сопротивления роторной цепи (при постоянном моменте нагрузки)

$$\frac{s_x}{s_e} = \frac{R_x}{R_p} = \frac{R_p + R_{доб}}{R_p},$$

где s_p — скольжение двигателя при сопротивлении роторной цепи R_p (естественная характеристика); s_x — скольжение при той же нагрузке, но при сопротивлении роторной цепи $R_p + R_{доб}$ (искусственная характеристика).

Для устойчивой части механических характеристик соотношение между крутящим моментом и скольжением при разных сопротивлениях роторной цепи

$$M = C \frac{s}{R_p + R_{доб}},$$

где $C = \text{const}$ при $U = \text{const}$.

Это соотношение используется для приближенного построения ряда искусственных характеристик, если известна естественная характеристика. Приближенное построение искусственных характеристик пригодно лишь для прямолинейной их части, поэтому пользуются семейством характеристик, заранее построенных для двигателей данной серии [6, 8]. Семейство универсальных искусственных характеристик крановых двигателей приведено на рис. 2.1, б.

Пуск асинхронного двигателя

Когда нужно ограничить пусковой или максимальный момент и ток двигателя с к. з. р., применяют включение статора через активное или реактивное сопротивление. При включении однофазного сопротивления его величина должна быть

$R_0 = yZ$, где номинальное сопротивление двигателя $Z = \frac{U_N}{1,73I_{нн}}$, а величина коэффициента y определяется по кривой на рис. 2.2, а. По мере складания пускового тока влияние добавочного сопротивления на снижение напряжения на клеммах двигателя уменьшается, что позволяет иногда не выключать небольшое сопротивление после окончания пуска.

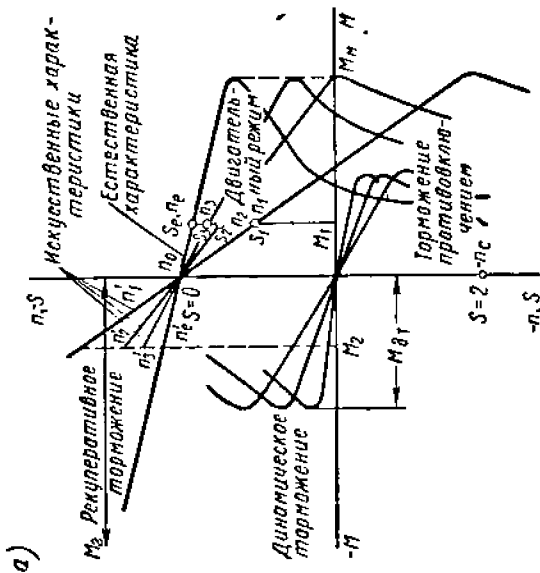
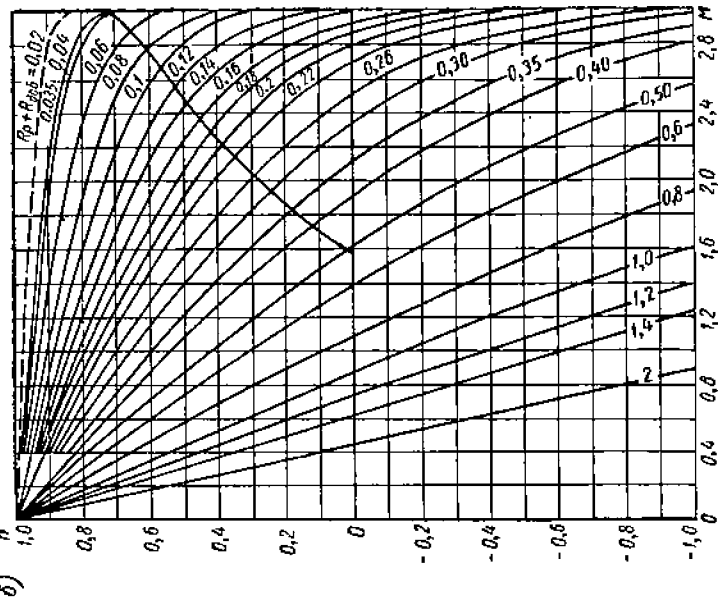


Рис. 2.1. Характеристика асинхронных двигателей: а — естественные; б — универсальные

Пуск двигателя с фазным ротором производится с введением в цепь ротора активных сопротивлений, благодаря чему начальный пусковой момент может быть доведен до величины M_K (обозначается в каталогах также M_n и M_{max}).

Пользуясь соотношением

$$M = C \frac{s}{R_p + R_{доб}} = \alpha - \beta n = \alpha s, \quad (2.3)$$

где $\alpha = \frac{M_n}{s_n}$ и $\beta = \frac{M_n}{n_0 - n_n}$, можно расчет пусковых сопротивлений вести пользуясь формулой $\frac{s_x}{s_e} = \frac{R_p + R_{доб}}{R_p}$. Здесь s_e — скольжение на естественной характеристике

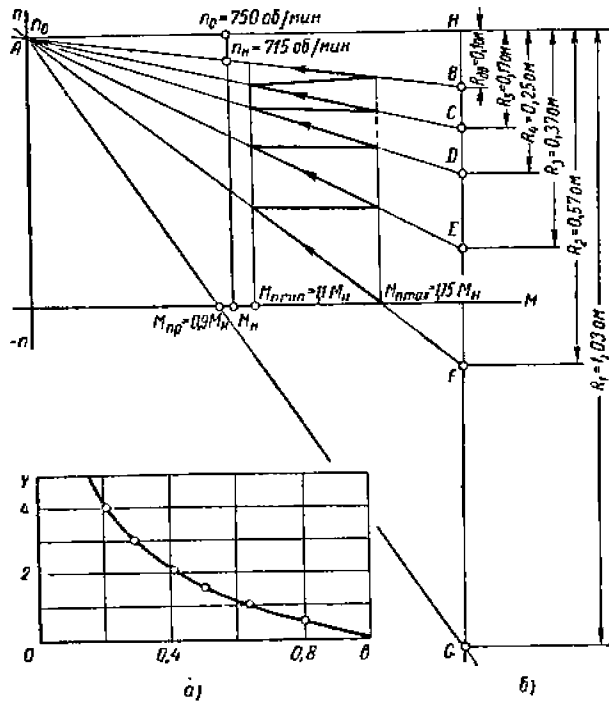


Рис. 2.2. Расчет пусковых сопротивлений: а — однофазное сопротивление в статоре; б — сопротивление в цепи ротора

при сопротивлении роторной цепи R_p ; s_x — скольжение на искусственной характеристике при сопротивлении роторной цепи $R_p + R_{доб}$.

Для графического расчета пусковых характеристик согласно рис. 2.2, б исходными являются естественная характеристика; она определяется точками n_0 (синхронная скорость вращения поля); n_n (номинальная скорость вращения при нагрузке номинальным моментом M_n) и допустимыми пределами изменения момента двигателя при пуске $M_{n \min}$ и $M_{n \max}$. Этим условиям соответствует ломаная жирная линия, обозначенная стрелками, и отрезки NB , BC , CD , DE , EF . Отрезок FG определяется значением начального (предварительного) пускового момента M_{np} . Значения отрезков пропорциональны сопротивлениям роторной цепи (рис. 2.2, б). Масштаб находят пользуясь тем, что собственное сопротивление обмотки ротора пропорционально отрезку NB .

Регулирование скорости вращения

Для регулирования скорости применяются: изменение частоты, включение сопротивлений в цепь ротора, переключение полюсов и некоторые другие способы. Регулирование скорости изменением частоты является плавным и экономичным по требованию для каждого из двигателей.

Для двигателей с к. з. р. применяется ступенчатое регулирование скорости вращения изменением числа полюсов. Для регулирования скорости двигателей с фазным и к. з. р. и для осуществления плавного пуска их пригодны схемы регулирования с использованием тиристоров.

Для ограничения момента двигателя и механических перегрузок при переходе с одной скорости на другую применяется включение в цепь статора активных и реактивных сопротивлений. Наиболее удачные характеристики дает включение реактивного сопротивления; при включении активного сопротивления даже небольшое снижение максимального момента связано со значительным снижением двигательного момента. Иногда в многоскоростных двигателях вместо включения специальных реактивных сопротивлений последовательно с тихходной обмоткой включают быстроходную, и она является по отношению к первой переменным сопротивлением. Зная естественные характеристики обеих обмоток, можно рассчитать их суммарную характеристику, рассматривая двигатель как систему из двух двигателей, работающих на один вал. На рис. 2.3 представлены характеристики, получаемые при последовательном соединении обмоток двухскоростных двигателей.

При двигателях с фазным ротором применяется регулирование скорости включением сопротивления в цепь ротора, что дает возможность получить различные скорости меньше синхронной при значительном нагрузочном моменте на валу двигателя (обычно не менее $0,5 M_n$). Все искусственные характеристики сходятся в одной точке n_0 (рис. 2.2, б). Недостаток этого метода — его неэкономичность, так как вся энергия скольжения, пропорциональная уменьшению скорости, выделяется в виде тепла.

Для регулирования скорости асинхронных крановых двигателей возможны схемы полупроводникового управления на тиристорах, которые одновременно обеспечивают плавность пуска и протекания тормозных режимов.

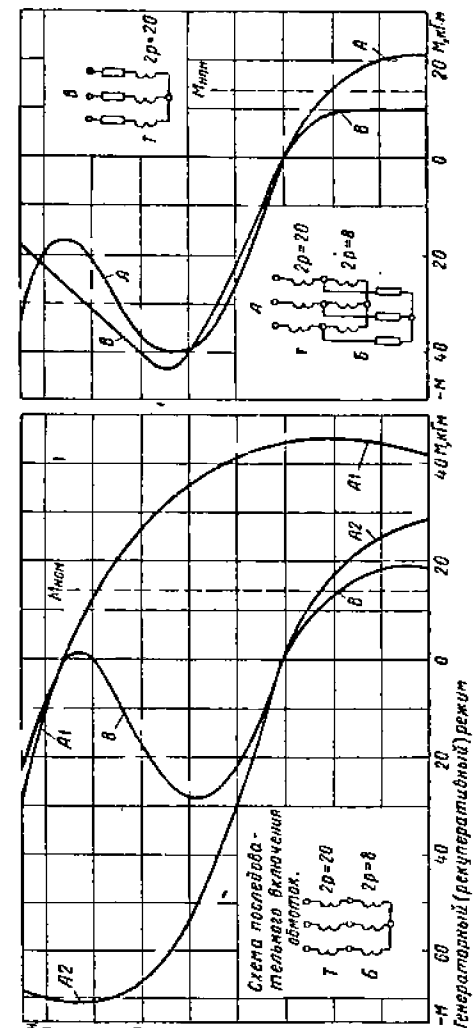


Рис. 2.3. Схема включения и характеристики двухскоростных крановых двигателей

Наиболее распространенными способами торможения являются сверхсинхронное и противовключением. Сверхсинхронное торможение с отдачей энергии в сеть возникает, когда двигатель под влиянием нагрузки повышает свою скорость сверх синхронной; оно применимо лишь в условиях вращения двигателя со скоростью выше синхронной и не может быть использовано при исчезновении напряжения в сети. Торможение асинхронного двигателя противовключением возникает при включении его по нормальной схеме реверса, а также если двигатель, включенный на подъем, не может из-за недостаточности развиваемого момента преодолеть момент, создаваемый грузом, и вместо подъема происходит спуск груза.

Недостатком торможения противовключением являются мягкие тормозные характеристики, определяющие резкое изменение скорости спуска в зависимости от величины груза, и трудность регулирования скорости при спуске. При одном и том же положении аппарата управления спуск разных грузов происходит с резко различными скоростями, а при малых грузах вместо спуска возможен даже подъем. Торможение противовключением находит широкое применение из-за чрезвычайной простоты его осуществления; потери при противовключении особенно ограничивают возможность его использования в случае двигателей с к. з. р.

Динамическое торможение асинхронных двигателей возможно при подаче к двигателю тока возбуждения, получаемого от источника постоянного тока. В этом случае тормозной момент зависит от подводимого напряжения постоянного тока, от сопротивления статорной цепи и от скорости двигателя. Максимальная величина тормозного момента $M_{д.т.}$ приблизительно пропорциональна квадрату напряжения постоянного тока; увеличение сопротивления роторной цепи меняет форму тормозной характеристики и увеличивает скольжение.

Торможение и регулирование скорости по методу сложения характеристик широко применяется в кранах. В простейшем случае притормаживание движущегося механизма осуществляется управляемым (иногда автоматическим) механическим тормозом. При этом из момента двигателя вычитается (или складывается с ним) момент тормоза [9].

При использовании двух асинхронных двигателей с фазным ротором можно обеспечить широкое регулирование скорости в двигательном и тормозном режимах; в двигательном режиме оба двигателя работают совместно, а в тормозном (при спуске тяжелых грузов) двигатели включаются встречно и их моменты вычитаются. Регулирование скорости можно получить, если один из этих двигателей питать постоянным током и таким образом создать для него режим динамического торможения. Сложение механических характеристик используется также в системе электропривода с тормозным генератором постоянного тока, включенным на сопротивление. Результирующие характеристики системы получаются путем алгебраического сложения силовых характеристик двигателя и тормозных характеристик генератора; такая система позволяет обеспечить пределы регулирования скорости 1 : 10; иногда двигатель и генератор выполняются в одном корпусе. Мощность тормозного генератора составляет 0,25—0,5 мощности основного двигателя.

Вместо генератора постоянного тока может быть использована специальная тормозная муфта — генератор вихревого тока [2, 8, 9].

Можно также получать регулировочные и тормозные характеристики питания статора двигателя несимметричным напряжением. Для этого применяют автотрансформаторы или однофазное включение (при замыкании двух зажимов статора между собой). Достоинство однофазного включения — простота и невозможность произвольного реверса механизма, недостаток — невозможность получения малых скоростей при значительных моментах, а также большие потери энергии, связанные с нагревом двигателя.

Бесступенчатое управление крановыми электроприводами достигается применением дросселей, системы Г—Д или питанием асинхронного двигателя током переменной частоты. Дроссельное управление может быть рациональным для механизмов передвижения тележек и мостов (при большой рабочей скорости) и для механизмов подъема и вращения стреловых кранов. Для управления дросселем требуется постоянный ток мощностью, составляющей лишь несколько процентов мощности трехфазного тока [8, 9]. Перспективны тиристорные схемы управления.

При работе двух двигателей с механическими характеристиками 1 и 2 (рис. 2.4, а) на один вал общий момент статического сопротивления $M_c = M_1 + M_2$ (кривая 3) распределяется между ними неравномерно. Двигатель с характеристикой 1 нагружается моментом M_1 , а двигатель с характеристикой 2 — моментом M_2 . Для прямолинейной части характеристик отношение моментов $M_1 = \frac{s_{н2}}{s_{н1}} = x$, следовательно, нагрузка каждого из двигателей $M_1 = 2M \frac{x}{1+x}$ и $M_2 = \frac{2M}{1+x}$. Таким образом, отношение номинальных скольжений x определяет распределение нагрузок [8]. Величина $M = \frac{M_1 + M_2}{2}$.

Существуют два способа электрической синхронизации электроприводов — с помощью уравнительных машин или добавочного сопротивления

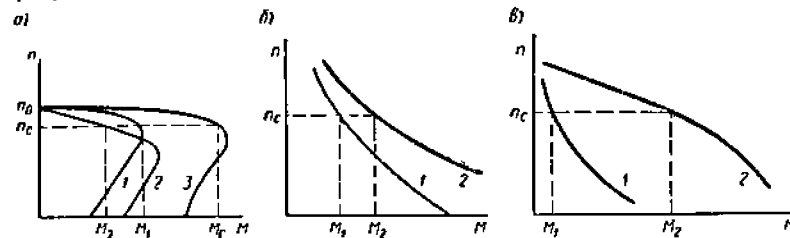


Рис. 2.4. Распределение нагрузок между двумя двигателями при жестких (а), мягких (б) и различных (в) характеристиках

в роторной цепи рабочих двигателей. Первый способ предусматривает установку вспомогательных двигателей на одном валу с приводными двигателями. Роторы вспомогательных двигателей соединены между собой, но добавочное сопротивление отсутствует. Уравнительные машины трехфазного тока с фазным ротором включаются так, чтобы направление вращения их магнитного поля было противоположно направлению вращения поля главных двигателей. При втором способе соединяют роторные цепи двигателей на дополнительные сопротивления (для увеличения скольжения до 20—25% при разнице в нагрузке двигателей 10—15%). Сопротивления включаются как обычный пусковой реостат. Схема с уравнительными машинами обеспечивает надежную синхронизацию во всех условиях, даже при перемене знака момента нагрузки (например, ветровой). В зависимости от необходимой жесткости электрического вала выбирается мощность уравнительных двигателей, которая составляет обычно около 50% мощности основных; если хотят сохранить работоспособность привода, при аварии основных двигателей мощность уравнительных принимают равной мощности основных. Схема без уравнительных машин работает надежно лишь при скоростях двигателей ниже синхронной, она не может быть рекомендована для механизмов передвижения кранов, подверженных действию ветра, но применяется в приводе двухмоторных рейферных лебедок для выравнивания хода канатов.

Недостатком схемы является возникновение весьма значительных токов и крутящих моментов при несинфазном положении роторов в момент включения двигателей. Последнее устраняется предварительно включением статоров (однофазное включение).

4. ДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА

Крайовые электродвигатели постоянного тока выпускаются на напряжение 220 и 440 в. Однако имеются некоторые ограничения: на напряжение 440 в не изготавливаются тихоходные двигатели исполнения 12 и быстроходные исполнения 21, 31, 41 и 52. Тихоходные двигатели исполнения 22, 32, и 42 изготавливаются лишь по обоснованному требованию.

Параллельные обмотки возбуждения двигателей на напряжение 220 в изготавливаются на напряжение 220 и 110 в и состоят из двух групп. Группы при 220 в соединяются параллельно, а при 110 в — последовательно. При напряжении сети 440 в обмотки параллельного возбуждения изготавливаются также на 220 в, но включаются последовательно с добавочным сопротивлением. В многодвигательном приводе (например, для механизмов передвижения тележек перегрузочных мостов) используется последовательное соединение двух двигателей с якорями на напряжение 220 в. ГОСТ 184—61 допускает это соединение без заземления средней точки.

Крановые и металлургические закрытые с независимой вентиляцией двигатели постоянного тока должны отдавать номинальную мощность при повторно-кратковременном режиме и $P_{вн} = 25\%$. Мощность при $PВ = 15, 40, 60$ и 100% и при кратковременном режиме продолжительностью 60 мин указывается в каталогах. Двигатели с независимой вентиляцией (продуваемые) должны отдавать номинальную мощность при продолжительном режиме $PВ = 100\%$; для этих двигателей в каталогах указываются мощности также при $PВ = 40$ и 60% . Окружающая температура допустима в пределах от -40 до $+40^\circ C$.

Перегрузочная способность двигателя представляет собой отношение предельно допустимого вращающего момента к номинальному моменту закрытого двигателя при $PВ = 25\%$ и напряжении 220 в. При напряжении 440 в перегрузочная способность снижается до 80% величины, указанной в табл. 2.6.

2.6. Допустимы перегрузки двигателей постоянного тока

Возбуждение двигателя	При номинальных напряжении и скорости, а также при мощности в <i>кат</i>		При трогании с места, скорости до 20% от номинальной и при мощности в <i>кат</i>	
	< 50	> 50	< 50	> 50
Последовательное	4	4,5	5	5,5
Смешанное	3,5	4	4,5	5
Параллельное со стабилизирующей обмоткой и параллельное с удвоенным напряжением на обмотке с усилением возбуждения при пуске	3	3,3	3,6	4
Параллельное с обмоткой на номинальное напряжение	2,5	2,8	3	3,3

По условиям коммутации электродвигатели должны допускать перегрузку, соответствующую механическим перегрузкам, приведенным в табл. 2.6. Максимальная скорость вращения (*об/мин*) определяется согласно ГОСТу 184—61*.

Исполнения	12	21	22	31	32	41	12	52	62	72	82	92	102	112
n_{max}	3300	3300	3000	2600	2500	2200	2100	2100	1800	1600	1500	1500	1400	1400

Без повреждений и остаточных деформаций двигателя выдерживают скорость более указанной на 10% в течение двух минут.

Перегрузки в табл. 2.6 даны для соединения двигателя с механизмом как посредством муфты, так и зубчатой передачей; минимальный диаметр шестерин на валу двигателя указывается в каталогах.

Момент механического торможения не должен превышать двукратного номинального момента двигателя. Ток при максимальной скорости вращения не должен превышать $0,7$ номинального для тихоходных и $1,6$ для быстроходных двигателей.

При независимой вентиляции присоединение вентиляционных труб должно производиться фланцами, а при необходимости пристроенный вентилятор и фильтр

поставляются вместе с двигателем. Выводы обмоток двигателя группируются с правой стороны (если смотреть со стороны коллектора) и по требованию заказчика могут быть защищены предохранительными кожухами.

Электродвигатели постоянного тока крановые и металлургические выполняются с двумя одинаково выступающими концами вала; вал со стороны коллектора снабжается защитным колпаком и снимается в случае необходимости использования второго конца вала. По требованию заказчика второй конец вала может отсутствовать. Для двигателей постоянного тока крановых и металлургических применяются только шариковые или роликовые подшипники. Для заземления на окрашенном снаружи и внутри корпусе имеется очищенная от краски клемма.

Момент, развиваемый двигателем постоянного тока,

$$M = C_m I \Phi,$$

где I — сила тока якоря в а; Φ — поток возбуждения в *вб (в-сек)*; C_m — постоянный для данного двигателя коэффициент.

Скорость вращения вала двигателя

$$n = \frac{U - IR}{C_e \Phi}, \quad (2.4)$$

где U — подводимое напряжение; R — сопротивление цепи якоря; C_e — постоянный для данного двигателя коэффициент.

Ток якоря

$$I = \frac{U - E}{R},$$

где $E = C_e \Phi n$ — э. д. с., наведенная потоком возбуждения в обмотке якоря. Величина $\frac{E}{n} = C_e \Phi$ используется для расчета искусственных характеристик двигателей

и для выражения крутящего момента $M = 0,98 \left(\frac{E}{n}\right) I \text{ кгс} \cdot \text{м}$.

Для ограничения пускового тока и момента при пуске увеличивают сопротивление цепи якоря, включая (при обычном пуске) последовательно с ним добавочное переменное сопротивление. Сопротивления выражают в омах, в долях или процентах так называемого номинального сопротивления двигателя

$$R_n = \frac{U_n}{I_n},$$

где U_n — номинальное напряжение двигателя; I_n — номинальный ток.

Электромашин постоянного тока могут работать как в режиме двигателя, так и в режиме генератора (тормоза).

Совместная работа двигателей постоянного тока на один вал имеет ряд отличий. При параллельном включении двигателей в сеть справедливы рис. 2.4 с тем отличием, что в характеристиках на рис. 2.4, а нет перегиба в зоне опрокидывающего момента. При последовательном соединении якорей, применяемом в крановом приводе, моменты зависят от распределения напряжений между якорями, и устойчивый режим возможен при достаточно жесткой связи между валами двигателей [5, 9]. Для синхронизации хода и выравнивания нагрузок двух двигателей используют последовательное соединение якоря первого двигателя с обмоткой последовательного возбуждения второго, а у второго двигателя — наоборот (соединение крест-накрест).

Двигатели с параллельным и независимым возбуждением (механические характеристики и включение, рис. 2.5)

При расчетах пусковых, регулировочных и тормозных характеристик исходят из уравнения

$$M = K \frac{C_e n_0 \Phi - C_e n \Phi}{R},$$

где Φ — магнитный поток двигателя в *в-сек*; n — скорость вращения двигателя в *об/мин* при идеальном холостом ходе (n_0) и номинальная (n_n); R — полное сопротивление

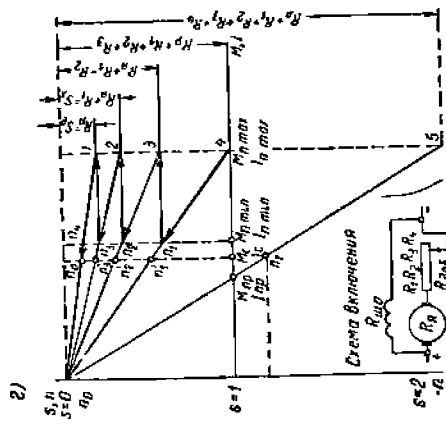
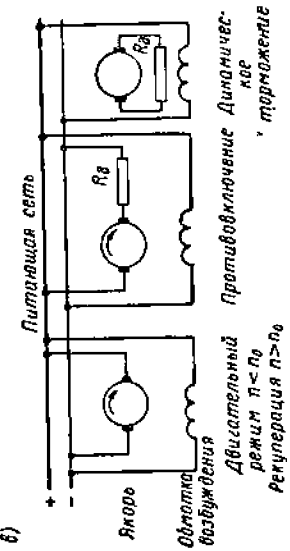
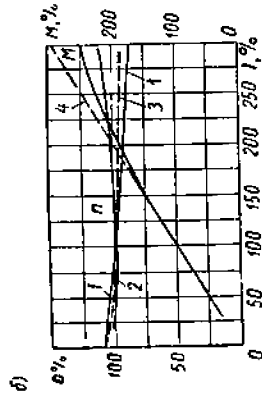
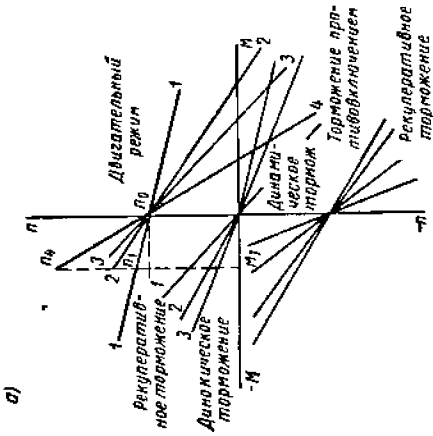


Рис. 2.5. Двигатели с параллельным и независимым возбуждением: a — механические; b — угловые характеристики двигателя; c — расчет сопротивления



ние якорной цепи в ом; $C_e = \frac{E}{n\Phi} = \frac{U}{n_0\Phi}$; $K = C_m\Phi$ — постоянные величины, зависящие от параметров двигателя; E — обратная э. д. с. в в.
Крутящий момент аналогично (2.3)

$$M = \alpha - \beta n, \quad (2.5)$$

где α и β определяются по каталожным данным двигателя $\alpha = \frac{M_N}{s_N^2}$ и $\beta = \frac{M_N}{n_0 - n_N}$, так как из каталогов известны M_N — номинальный момент двигателя в кгс·м; n_N — скорость вращения двигателя в минуту при номинальном моменте и $s_N = \frac{n_0 - n_N}{n_0}$ — изменение скорости вращения двигателя при нагружении его номинальным моментом относительно скорости при идеальном холостом ходе.
Аналогично (2.3)

$$s_x = s_e \frac{R_N + R_{доб}}{R_N}, \quad (2.6)$$

где R_N — сопротивление якоря; $R_{доб}$ — добавочное сопротивление в цепи якоря; s_e — скольжение на естественной характеристике.

Пользуясь выражением (2.6), получают величину добавочного сопротивления $R_{доб}$ в цепи якоря двигателя. Пусковые и регулировочные сопротивления находят графически (рис. 2.5, z), задаваясь пределами изменения пускового тока или момента. Совершенно так же, как и для асинхронных двигателей (см. рис. 2.2), чтобы обеспечить нормальный пуск, нужно $M_{н\max} > M_c$; M_c — момент статического сопротивления нагрузки. Максимально допустимый при пуске момент $M_{н\max}$ обусловлен механической прочностью крана и допустимыми токами. Масштаб в этом случае находится по сопротивлению якоря

$$R_N = \frac{U_N}{I_N} = \frac{n_0 - n_N}{n_0} \approx \frac{U_N}{I_N} \frac{1 - \eta_N}{2}.$$

Величина к. п. д. двигателя η_N берется из каталогов. Обычно номинальный к. п. д. небольших двигателей постоянного тока (до 100 квт) лежит в пределах 0,75—0,90; двигатели большей мощности имеют к. п. д. до 0,93. Величина к. п. д. зависит от загрузки двигателя, поэтому указывается как для номинальной, так и для частичных нагрузок.

Аналогично пусковым и регулировочным ступеням могут быть рассчитаны тормозные характеристики двигателей.

Регулирование скорости двигателей с параллельным и независимым возбуждением осуществляется изменением потока возбуждения, введением сопротивления в цепь якоря или изменением питающего напряжения (система Г—Д). Первый способ позволяет увеличивать скорость сверх номинальной; значительное ослабление потока возбуждения делает работу двигателя неустойчивой и вызывает повышенное искрение на коллекторе, что ограничивает пределы регулирования величиной не свыше 3 : 1 для двигателей общепромышленного типа и 2 : 1 — для двигателей крановых и металлургических.

Электродвигатели крановые и металлургические постоянного тока с параллельным возбуждением со стабилизирующей обмоткой допускают увеличение скорости вращения в 2,5 раза для тихоходных и в 2 раза для быстроходных путем уменьшения тока в параллельной обмотке и позволяют при увеличенной скорости вращения развивать максимальный момент 0,8 от номинального при напряжении 220 в и 0,64 при 440 в. Без стабилизирующей обмотки увеличение скорости допускается лишь в 2 раза при тех же максимальных моментах. Подъемом напряжения на якоре двигателя постоянного тока с параллельным возбуждением можно также увеличивать скорость вращения в 2 раза, допуская при полном возбуждении максимальный вращающий момент до 1,5-кратного номинального (при увеличенной скорости вращения).

¹ Величина s выражает изменение скорости вращения двигателя от нагрузок в относительных величинах и аналогична скольжению у асинхронных двигателей.

Для расчета регулировочных сопротивлений в цепи возбуждения применяют кривую намагничивания (рис. 2.6, а) и построенную по ней кривую $n = \psi(i_a)$ (рис. 2.6, б). Скорость вращения двигателя n , ток i_a и поток возбуждения Φ_a даны на этих кривых в долях номинальных значений этих величин.

Если число ступеней регулирования m , то коэффициент нарастания скорости при переходе со ступени на ступень $k = \frac{n_2}{n_1}$ может быть вычислен, если известна номинальная скорость вращения двигателя n_n и максимальная скорость его на последней ступени регулирования $k = \sqrt[m]{\frac{n_{\max}}{n_n}}$.

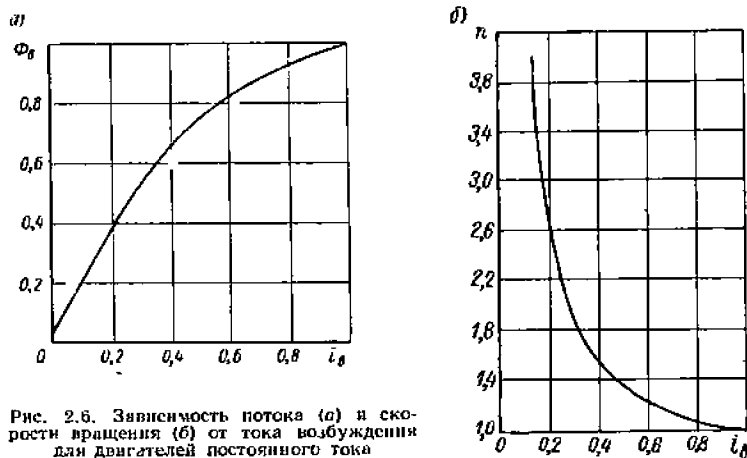


Рис. 2.6. Зависимость потока (а) и скорости вращения (б) от тока возбуждения для двигателей постоянного тока

Характеристики генераторного торможения являются продолжением двигательных и рассчитываются так же, как последние, но для отрицательного скольжения; тормозной момент уменьшается по мере уменьшения скорости.

Торможение противовключением возникает при нормальной схеме включения двигателя, если нагрузка заставляет его вращаться в противоположном включению направлении; в этом случае характеристики являются продолжением двигательных для отрицательной скорости.

Динамическое торможение двигателя возникает, если якорь двигателя отключен от сети и замкнут (на сопротивление или накоротку), а обмотка возбуждения подключена к сети; при этом тормозной момент снижается с уменьшением скорости и, чтобы поддержать интенсивность торможения, необходимо соответственно уменьшать включенное сопротивление.

Двигатели с последовательным возбуждением

Такие двигатели при меньшем, чем у других двигателей, относительном росте величины тока дают большую перегрузочную способность; при малых нагрузках скорость двигателей увеличивается.

Динамические свойства двигателей последовательного возбуждения характеризуются механической постоянной времени, которая определяется (в сек) по формуле

$$T = \frac{GD_{\text{я}}^2 n_n}{375 M_{\text{max}}}$$

где $GD_{\text{я}}^2$ — маховый момент якоря двигателя в $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; n_n — номинальная скорость вращения в об/мин ; M_{max} — вращающий момент в $\text{кгс} \cdot \text{м}$ при номинальном напря-

жении. Для двигателей с последовательным возбуждением при напряжении 220 в постоянная времени должна быть не более 0,07 сек при мощности двигателя до 50 квт ; 0,08 сек — от 50 до 106 квт ; 0,11 сек — при мощности 150 квт .

Крутящий момент

$$M = C_m I_a \Phi = \alpha C_m I_a^2 = k I_a^2, \quad (2.5)$$

где коэффициент $k = \alpha C_m$. Этот коэффициент постоянен лишь для ненасыщенной машины, и поэтому обычно пользуются опытными зависимостями $M = \varphi(I_a)$.

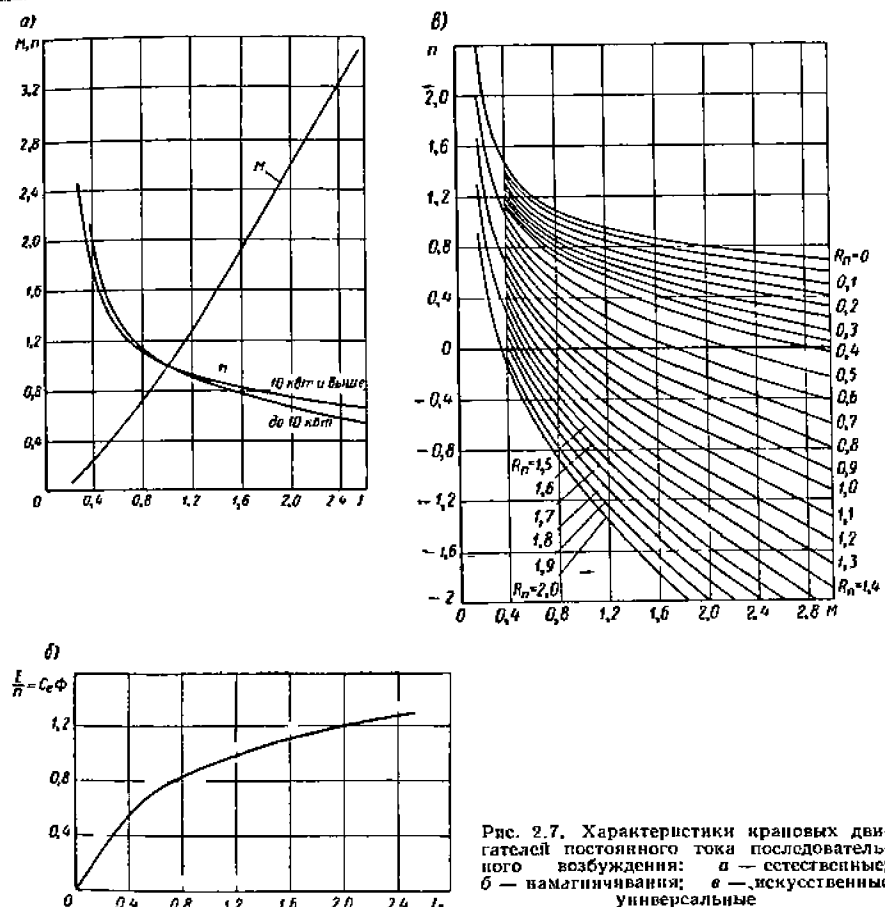


Рис. 2.7. Характеристики крановых двигателей постоянного тока последовательного возбуждения: а — естественные; б — намагничивания; в — искусственные универсальные

Исходя из общего выражения для двигателей постоянного тока (2.4), имеем следующее соотношение

$$n = \frac{U - I_a (R_{\text{я}} + R_a)}{C_e \Phi} \quad (2.6)$$

Здесь U — напряжение, подаваемое к двигателю, в в; I_a — ток якоря в а; $R_{\text{я}}$ — сопротивление якоря в ом; R_a — сопротивление обмотки возбуждения в ом; C_e — постоянный коэффициент; Φ — поток возбуждения в вб .

Если известны полученные опытным путем зависимости $M = \varphi(I_a)$ и $n = \psi(I_a)$, то можно построить естественные и искусственные характеристики (рис. 2.7).

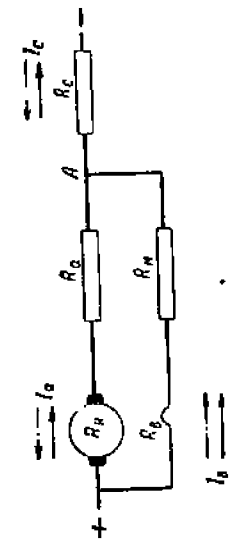
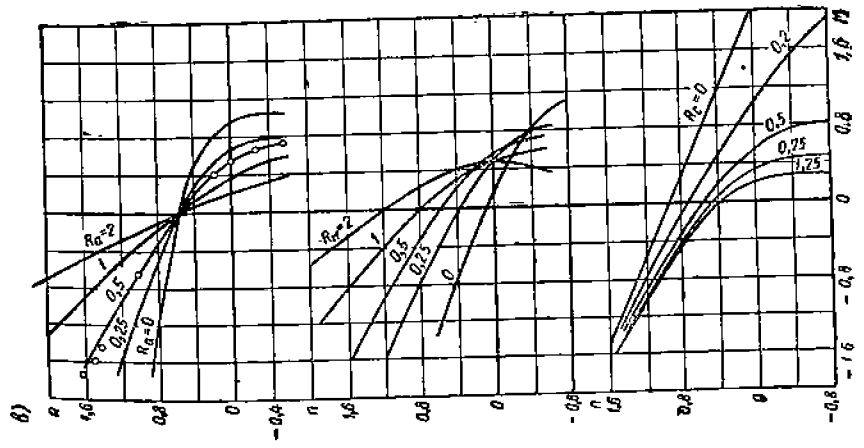
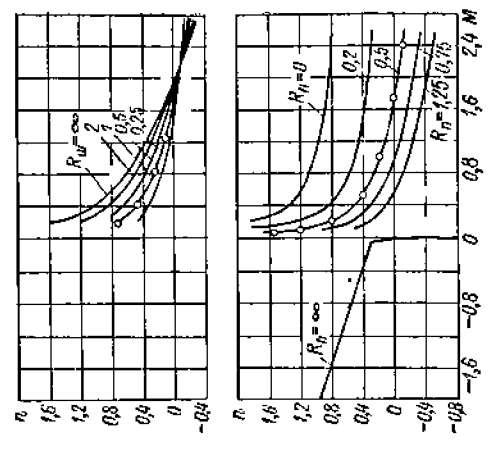
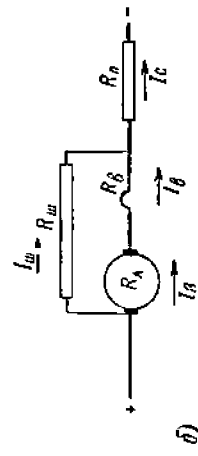
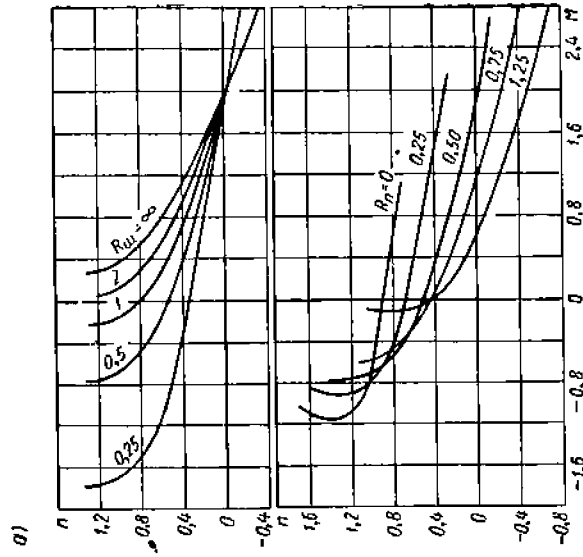
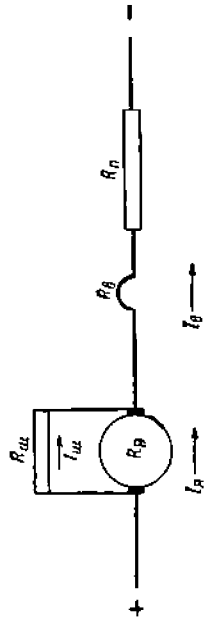


Рис. 2.8. Регулирование скорости двигателей последовательного возбуждения; а — шунтирование якоря, параллельное возбуждение двигателя; б — шунтирование двигателя; в — параллельное возбуждение якоря и обмотки возбуждения

Расчет искусственных характеристик ведут, пользуясь тем, что развиваемый двигателем момент не зависит от сопротивлений силовой цепи и скорости; а определяется лишь потоком возбуждения. Для расчетов пользуются универсальной кривой намагничивания (рис. 2.7, б). Для расчета механической характеристики необх. димо также знать внутреннее сопротивление двигателя

$$R_{\partial} = R_{я} + R_{\partial} + R_{\partial.п} = 0,75 (1 - \eta_{н}) \frac{U_{н}}{I_{н}}. \quad (2.7)$$

Здесь $R_{я}$ — сопротивление якоря и R_{∂} — сопротивление обмотки возбуждения в ом, $R_{\partial.п}$ — сопротивление дополнительных полюсов; $R_{\partial} \approx 1,5 R_{н}$; $R_{н} = \frac{U_{н}}{I_{н}}$.

Для двигателей смешанного возбуждения $R_{\partial} \approx 0,2 R_{я}$.

Зная $C_e = f(I_{н})$, сопротивление двигателя R_{∂} и величину добавочных сопротивлений $R_{п}$, можно найти скорость вращения при разных токах $I = I_{\partial} = I_{я}$

$$n = \frac{U - IR}{C_e \Phi} = \frac{U - I(R_{я} + R_{\partial} + R_{п})}{C_e \Phi}. \quad (2.8)$$

Величина $C_m \Phi$ зависит от тока возбуждения I_{∂} и в ряде специальных схем, где $I_{я} \neq I_{\partial}$ строят зависимость $\frac{M}{I_{я}} = C_m \Phi$, которой пользуются для определения крутящего момента двигателя при известных $I_{яx}$ и $C_m \Phi$ $M_x = (C_m \Phi)_x I_{яx}$.

Шунтирование якоря и двигателя позволяет получить малые скорости при подъеме небольших грузов (рис. 2.8, а, б).

Параллельное включение якоря двигателя и обмотки возбуждения позволяет регулировать скорости опускания грузов разного веса; для получения различных характеристик спуска пользуются изменением величины сопротивления $R_{п}$ (соединено последовательно с якорем), $R_{н}$ (соединено последовательно с обмоткой возбуждения) и R_c (общее сетевое сопротивление).

Пользуясь искусственными универсальными характеристиками (рис. 2.7, а) двигателей данной серии, можно упростить методику подбора пуско-регулирующих сопротивлений. Аналогично показанному на рис. 2.5, з, в точках $M_{н \min}$ и $M_{н \max}$ на оси моментов восстанавливаются перпендикуляры, пересекающие универсальные характеристики на рис. 2.7, а, каждая из них отмечена определенным значением последовательно соединенного с якорем двигателя сопротивления $R_{п}$. Подбор характеристик, обеспечивающих нужные изменения пускового момента, определяет и сопротивления пусковых или регулируемых ступеней.

Динамическое торможение возникает при замыкании обмотки двигателя (после отключения его от сети) накоротко или на добавочное сопротивление $R_{п}$ (для ограничения тока и момента). Обмотка возбуждения в обоих случаях остается соединенной последовательно с якорем, а направление тока — неизменным. С увеличением скорости двигателя при переключении на тормозной режим тормозной момент возрастает. Динамическое торможение применяется для аварийных остановок в особо ответственных случаях. При самовозбуждении оно менее эффективно, чем при независимом возбуждении с питанием от сети из-за уменьшения потока при снижении скорости вращения двигателя. Но так как аварийное торможение бывает редко, то в этих случаях допускают повышенные токи и получают повышенные тормозные моменты.

Расчет характеристик и сопротивлений для динамического торможения по заданным $M_{т \max}$ и $M_{т \min}$ показан на рис. 2.9; он аналогичен расчету пусковых сопротивлений по формуле (2.8) или выполняется графически, если известны универсальные характеристики (рис. 2.9, б).

Торможение противовключением широко применяется лишь для механизмов горизонтальных перемещений при необходимости быстрых остановок в условиях интенсивной работы. Чтобы ограничить ток и тормозной момент, при переходе в тормозной режим включают добавочное сопротивление $R_{п}$, величина которого находится из условия

$$I_{н \max} = \frac{U + E}{R_{я} + R_{\partial} + R_{п}}, \quad (2.9)$$

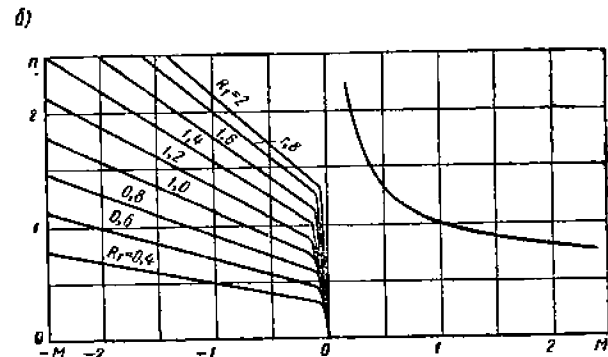
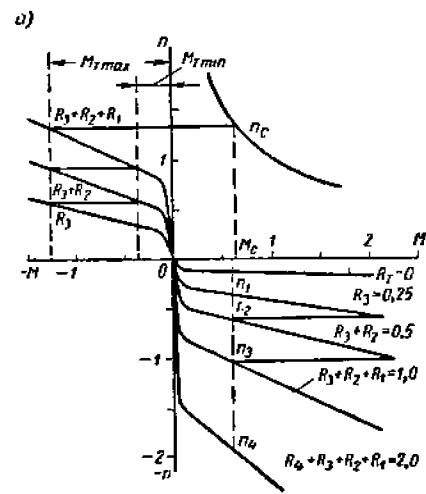


Рис. 2.9. Динамическое торможение: а — расчет сопротивлений; б — универсальные характеристики

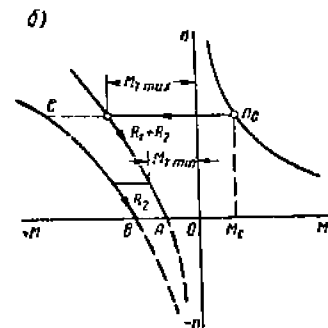
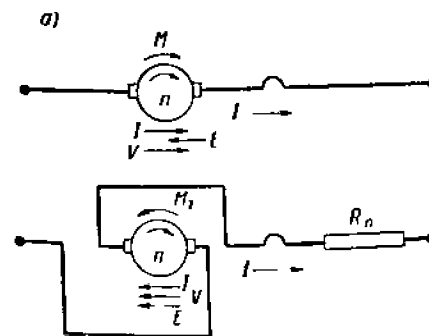


Рис. 2.10. Торможение противовключением: а — переключение обмоток; б — характеристики

ести задаться предельным значением тока $I_{п\max}$ и найти э. д. с. $E = C_e \Phi_{\max} n_c$, где n_c — скорость, при которой происходит переключение на тормозной режим (рис. 2.10). При расчете пользуются приведенными выше общими соотношениями для двигателя постоянного тока последовательного возбуждения.

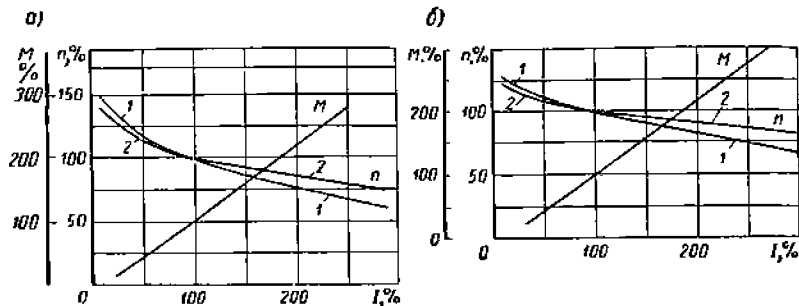


Рис. 2.11. Универсальные характеристики двигателей смешанного возбуждения для малых (1) и больших (2) машин, преобладают обмотки возбуждения: а — последовательного; б — параллельного

По сравнению с динамическим торможением противоключение дает с падением скорости меньшее снижение интенсивности торможения. Потери энергии при противоключении больше потерь при динамическом торможении, и это обычно вызывает повышенный нагрев двигателей. Двигатели смешанного возбуждения обладают характеристиками, зависящими от того, какая из обмоток (последовательная или параллельная) преобладает; применяются в механизмах горизонтального перемещения. Универсальные характеристики крановых двигателей смешанного возбуждения приведены на рис. 2.11.

5. ВЫБОР МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Предварительный выбор мощности двигателя производится по номинальной для данного механизма статической нагрузке с учетом соответствующего значения относительной продолжительности включения двигателя этого механизма $PВ\%$, которая для некоторых крановых механизмов, имеющих открытый управляемый тормоз, может быть меньше, чем $PВ$ механизма. Величина $PВ$ двигателя определяется как отношение t — времени работы (включения) двигателя в течение цикла работы данного механизма крана к времени этого цикла T ; при $T_u > 10$ мин режим работы следует считать продолжительным ($PВ = 100\%$). Окончательный выбор двигателя производится после совместной расчетной проверки его вместе с механизмом [2,3,7]. Выбранный двигатель должен быть проверен: а) на перегрузку при кратковременном действии максимального статического момента M_c^{\max} (порывы ветра повышенной силы, максимальные углы качания груза и т. п.) из условия $M_{\partial}^{\max} \geq M_c^{\max}$, где M_{∂}^{\max} — максимальный момент двигателя, ограниченный электрической защитой; б) на время пуска, которое приближенно может быть определено в условиях равномерного ускоренного движения исходя из среднего пускового момента двигателя и постоянной величины статического сопротивления за период пуска (уточненные методы расчета с учетом пусковых характеристик см. [3,4,8,9]); целесообразно производить проверку времени пуска для полной (номинальной) нагрузки и холостого хода, а также при понижении до допустимого предела напряжения (85% U_n) сети [8]; в) на нагрев соответственно графику нагрузки двигателя в течение цикла, а при отсутствии достоверного графика — по номинальному режиму работы электрооборудования, указанному в Правилах Госгортехнадзора, пользуясь выработанной методикой [8].

Предварительный выбор двигателя и проверка его на перегрузку и на время пуска приведены в шестом разделе II тома применительно к механизмам различных типов. Проверка на нагрев приводится ниже.

При повторно-кратковременном режиме работы (рис. 2.12), характерном для крановых механизмов, проверка на нагрев может производиться методом средних потерь или методами эквивалентного по нагреву (среднеквадратичного) тока I_3 , эквивалентного момента M_3 и эквивалентной мощности N_3 .

Метод средних потерь (мощности) наиболее точен и пригоден для электродвигателей всех типов [3,8], не требует достаточных данных о зависимости потерь от степени загрузки двигателя; эта зависимость может быть найдена по данным каталогов (рис. 2.13). Для правильного выбора методом средних потерь номинальные потери выбранного двигателя должны быть больше или равны средним потерям мощности в двигателе за время рабочего цикла

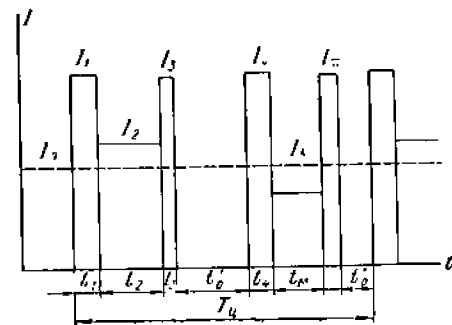


Рис. 2.12. График повторно-кратковременной работы: t_0 — пауза

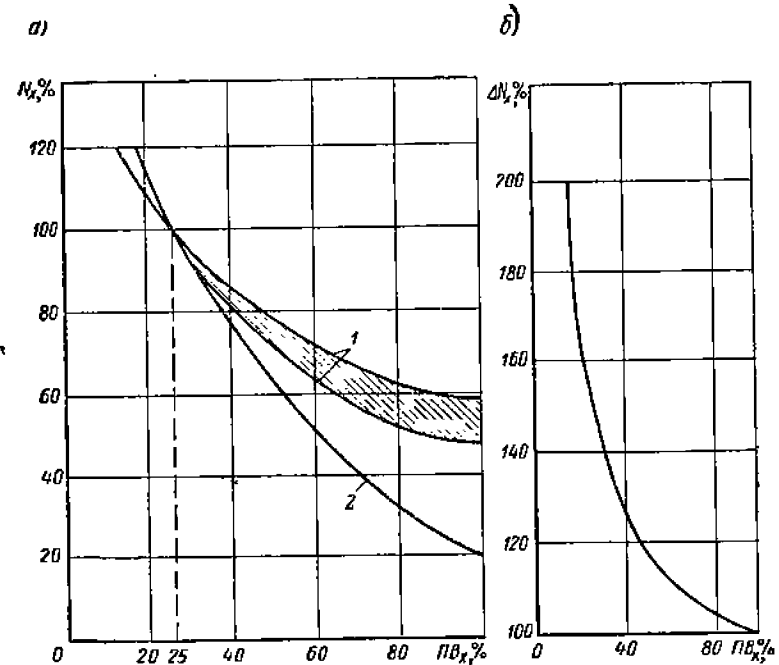


Рис. 2.13. Зависимость мощности N_x и потерь ΔN_x от $PВ_x\%$: а — $N_x = f(PВ_x\%)$; б — $\Delta N_x = f(PВ_x\%)$; 1 — для двигателей с внешним обдувом; 2 — без обдува

проводимого им механизма. Метод средних потерь обязателен при расчете мощности двигателей ответственных крановых механизмов с известным и постоянным циклом работы (например, металлургические краны).

$$M_э = \sqrt{\frac{M_{I_1}^2 t_1 + M_{I_2}^2 t_2 + \dots + M_{I_m}^2 t_m}{t_1 + t_2 + \dots + t_m}} \leq M_x \quad (2.12)$$

и

$$M_э = \sqrt{\frac{M_n^2 t_n + \sum M_p^2 t_p + M_r^2 t_r}{\beta_n t_n + \sum \beta_p t_p + \beta_r t_r}} \leq M_x \quad (2.13)$$

где M_x — допустимый момент двигателя при относительной продолжительности включения ПВ, соответствующей графику работы; M_n, M_p, M_r — моменты при пуске, электрическом торможении и установившемся движении.

Величины β_n и β_r соответствуют прежним обозначениям.

Величину эквивалентной мощности $N_э$ можно получить из выражений (2.12) и (2.13), заменив в них моменты значениями мощностей.

Метод эквивалентного момента применим, когда момент двигателя пропорционален току, что справедливо для двигателей постоянного тока с параллельным и независимым возбуждением, работающих при неизменном потоке возбуждения, для асинхронных с фазным ротором, а также для короткозамкнутых при редких пусках. Метод эквивалентной мощности менее точен и универсален, так как пригоден только для условий, когда соотношение $M/N = \text{const}$, т. е. при постоянной скорости вращения двигателя.

Если соответствующая графику работы ПВ, отличается от указанных в каталогах номинальных значений $PВ_n = 15; 25; 40; 60; 100\%$, то допустимый ток двигателя I_x , эквивалентный по нагреву номинальному току I_n (соответствующему значению $PВ_n$), равен

$$I_x \approx I_n \sqrt{\frac{PВ_n}{PВ_x}} \quad (2.14)$$

Для уменьшения неточности пересчет следует делать на ближайшую величину $PВ_n$. Аналогично для допустимых моментов M_x и мощностей N_x :

$$M_x \approx M_n \sqrt{\frac{PВ_n}{PВ_x}} \quad (2.15)$$

$$N_x \approx N_n \sqrt{\frac{PВ_n}{PВ_x}} \quad (2.16)$$

Причем

$$M_n = 975 \frac{N_n}{n_n}$$

где n_n — номинальная скорость вращения двигателя в об/мин; M_n и N_n — момент (кгс·м) и мощность (квт) на валу двигателя. Величину N_x можно также определить по кривым на рис. 2.13, где значение N_x дано в % от величины N_n при $PВ_n = 25\%$.

Пересчет мощности можно достаточно точно производить по величине допустимых при $PВ_x$ потерь ΔN_x , если известна величина потерь при длительном включении ΔN_{100} (при $PВ = 100\%$). При любом значении $PВ_x$ допустимая мощность на валу двигателя

$$N_x = \frac{\Delta N_x}{\Delta N_{100}} \frac{\eta}{1 - \eta} \quad (2.17)$$

Величина $\frac{\Delta N_x}{\Delta N_{100}}$ для закрытых двигателей без внешнего обдува приведена на рис. 2.13, б.

Номинальная (по каталогу) мощность двигателя N_n соответствует номинальной температуре окружающей среды (воздуха) θ_n° ; если температура воздуха θ_x° отличается от номинальной, то производится пересчет номинальной мощности по формуле

$$N_{nx} = \alpha_x N_n = \sqrt{\lambda_0 (1 + a) - a} N_n \quad (2.18)$$

Методы эквивалентного по нагреву тока, момента и мощности требуют меньших сведений о двигателе.

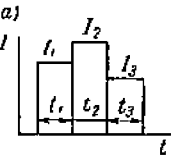
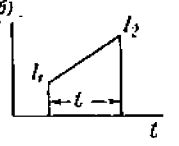
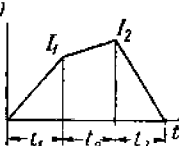
Величина эквивалентного тока

$$I_э = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \dots + I_m^2 t_m}{t_1 + t_2 + \dots + t_m}} \leq I_x \quad (2.10)$$

где I_x — допустимый (номинальный) ток двигателя при относительной продолжительности включения его ПВ, соответствующей графику работы; I_1, I_2, \dots, I_m — токи, протекающие в обмотках двигателя в течение времени протекания частей рабочего цикла в соответствии с нагрузочной диаграммой; t_1, t_2, \dots, t_m — время включения двигателя, соответствующее токам (без учета пауз).

Значения $I_э$ при различных видах графика изменения тока (нагрузки) приведены в табл. 2.7.

2.7. Значения эквивалентного тока $I_э$ в зависимости от вида графика нагрузки

График изменения тока	Расчетная формула
	$I_э = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \dots}{t_1 + t_2 + \dots}}$
	<p>При $I_2 - I_1 \leq 0,25 I_1$</p> $I_э = \sqrt{\frac{I_1^2 + I_1 I_2 + I_2^2}{3}}$ <p>При $I_1 = 0$ $I_э = \sqrt{\frac{I_2^2}{3}}$</p>
	$I_э = \sqrt{\frac{\frac{I_1^2}{3} t_1 + I_1 I_2 t_2 + \frac{I_2^2}{3} t_3}{t_1 + t_2 + t_3}}$ <p>При $t_1 = t_2 = t_3$</p> $I_э = \sqrt{\frac{I_1^2}{3} + I_1 I_2 + \frac{I_2^2}{3}}$

При учете условий охлаждения во время пуска и торможения двигателя

$$I_э = \sqrt{\frac{I_n^2 t_n + \sum I_p^2 t_p + I_r^2 t_r}{\beta_n t_n + \sum \beta_p t_p + \beta_r t_r}} \leq I_x \quad (2.11)$$

где I_n, I_r, I_p — токи при пуске, электрическом торможении и работе с установившимся движением; t_n, t_r, t_p — время пуска, торможения и установившегося движения; β_n, β_r — коэффициенты ухудшения условий охлаждения.

Величины $\beta_n \approx \beta_r$ можно принимать в зависимости от типа двигателей: закрытые 0,7—1,0, закрытые с ребрами и наружным обдувом 0,65—0,8, защищенные открытые с вентилятором на валу 0,0—0,65.

где a — отношение постоянных $q_{\text{плост}}$ и переменных $q_{\text{пер}}$ потерь в двигателе при его номинальной нагрузке (находится по каталожным данным); a_0 — отношение перегревов τ_x и τ_n , равное

$$\lambda_0 = \frac{\tau_x}{\tau_n} = \frac{\vartheta_{\text{доп}}^a - \vartheta_x^a}{\vartheta_{\text{доп}}^a - \vartheta_n^a} \quad (2.19)$$

Допустимая температура нагрева $\vartheta_{\text{доп}}^a$ зависит от класса изоляции обмоток двигателя. Величина $\vartheta_n^a = 40^\circ$ (ГОСТ 183—66°).

2.8. Допустимые превышения и рабочие температуры обмоток двигателя

Превышение допустимой температуры перегрева резко снижает срок службы изоляции [1,2,9].

Величина $N_{\text{нх}} < N_n$ при $\vartheta_x^a > \vartheta_n^a$, причем она может быть увеличена путем внешнего обдува двигателя; при $\vartheta_x^a < \vartheta_n^a$ величина $N_{\text{нх}} > N_n$, т. е. номинальная мощность двигателя может быть больше указанной в каталоге.

Допустимы следующие температуры $^\circ\text{C}$ в наиболее нагретой доступной точке двигателя и предельно допустимые длительные температуры обмоток, выполненных с изоляцией различных классов (табл. 2.8)

Предельная температура подшипников двигателей регламентирована 80°C (подшипники скольжения) и 100°C (подшипники качения). Температура масла в подшипниках, если не применены специальные сорта масла или специальные вкладыши, допускается не выше 65°C [2,8].

Примечание. Изоляция классов В, F, H и С — теплостойкая.

нены специальные сорта масла или специальные вкладыши, допускается не выше 65°C [2,8].

$$k_{2p} = \frac{\text{средний вес перемещаемого (поднимаемого) груза}}{\text{номинальный груз}}$$

$$k_2 = \frac{\text{число рабочих дней в году}}{365 \text{ дней}}; \quad k_c = \frac{\text{число рабочих часов в сутки}}{24 \text{ ч}}$$

Метод номинального режима работы (ВНИИПТмаш) в соответствии с Правилами Госгортехнадзора применяется, если отсутствует достоверный график работы или серийный кран предназначен для использования в различных условиях. Отнесение электрооборудования к номинальному режиму работы его производится согласно упомянутым Правилам по данным табл. 2.9.

Величина номинальной мощности выбранного двигателя, приведенная к номинальному значению ПВ = 25 или 40%,

$$N_g = K_{25} \gamma N_{\text{ст}} \leq N_{25} \quad \text{или} \quad N_g = K_{40} \gamma N_{\text{ст}} \leq N_{40} \quad (2.20)$$

где $N_{\text{ст}}$ — мощность, соответствующая статической нагрузке при перемещении (подъеме) номинального груза; K_{25} , K_{40} — коэффициент приведения к значению ПВ = 25, 40%, величина которого зависит от режима работы и исполнения двигателя (K_{25} — крановое, K_{40} — металлургическое исполнения):

Режим работы	Л	С	Т	ВТ
K_{25}	0,5	0,75	1,0	1,5
K_{40}	0,35	0,5	0,75	1,0

Величину коэффициента γ , определяющего эквивалентную по нагреву мощность, находят по графикам на рис. 2.11 [8] в зависимости от отношения времени пуска t_n к времени средней рабочей операции $t_p = \frac{t_p}{v_p}$, которая находится исходя из средних

2.9. Отнесение электрооборудования механизмов к различным режимам работы

Номинальный режим	Коэффициент использования			ПВ в %	Число включений в час (среднее за смену)	Температура окружающей среды в $^\circ\text{C}$	Наименование и назначение механизма (типичные случаи)
	по грузоподъемности k_{2p}	по времени					
		в течение года k_2	в течение суток k_c				
Легкий (Л)	1,00	Нерегулярная редкая работа		—	60	25	Механизмы подъема и передвижения ремонтных кранов и краиов машинных залов; механизмы передвижения строительных и порталных кранов
	0,75			—			
	0,50	0,25	0,33	15			
	0,25	0,50	0,67	15			
Средний (С)	1,00	1,0	0,67	15	120	25	Механизмы подъема и передвижения кранов механических и сборочных цехов со среднесерийным производством, электротали
	0,75	0,5	0,33	25			
	0,50	0,5	0,67	25			
	0,25	1,0	1,00	10			
Тяжелый (Т)	1,00	1,00	0,67	25	240	25	Механизмы кранов технологических цехов и складов на заводах с крупносерийным производством
	1,00	1,00	0,33	40			
	0,75	0,75	0,67	40			
	0,50	1,00	1,00	40			
Весьма тяжелый (ВТ)	1,00	1,0	1,0	40	300—600	45	Механизмы кранов технологических цехов и складов металлургического производства и кранов, обслуживающих порты и железнодорожные узлы
	0,75	1,0	1,0	60			
	0,50	1,0	1,0	60			
	0,25	1,0	1,0	60			
	0,10	1,0	1,0	60			

рабочих путей за цикл t_p и скоростей v_p . Для средних условий работы величина t_n указана ниже. Время пуска (разгона электропривода) в сек определяется графическим интегрированием

$$t_n = \frac{GD^2}{375} \int_0^n \frac{dn}{M - M_c},$$

где GD^2 — полный условный маховой момент электропривода, вычисленный с учетом потерь при передаче через механизм динамического момента $кгс \cdot м$ [7]; M — переменный момент, развиваемый двигателем при разгоне, в $кгс \cdot м$; n — скорость вращения в $об/мин$; M_c — момент статического сопротивления на валу двигателя в $кгс \cdot м$.

Так как в зависимости от применяемой пускорегулировочной аппаратуры, условий пуска и при разных нагрузках время разгона меняется в несколько раз, а расчеты приходится повторять, то, пользуясь заранее вычисленными значениями интеграла

$$t_{no} = \int_0^y \frac{dy}{\mu - \alpha},$$

где $\mu = \frac{M}{M_n}$ и $\alpha = \frac{M_c}{M_n}$ для разных двигателей [8], расчет ведут по формуле

$$t_n = \frac{GD^2}{375} \frac{n_n}{M_n} t_{no}, \quad (2.21)$$

где n_n и M_n — номинальные скорость и момент двигателя; t_{no} — функция загрузки двигателя статическим сопротивлением α и максимального пускового момента M_{max} (в 0 , или долях от номинального). Очень приближенный расчет времени разгона до скорости n возможен по формуле

$$t_n = \frac{GD^2 n}{375 (M_{c.n} - M_c)}, \quad (2.22)$$

где $M_{c.n}$ — средний пусковой момент двигателя в $кгс \cdot м$. Для расчета отношения t_p принимают среднее за цикл время пуска или задаются величиной $\frac{t_n}{t_p}$ на основании приведенных ниже данных:

Механизмы подъема крюковых, магнитных и грейферных кранов, работающих в цехах и на складах.	0,1
Механизмы передвижения кранов, работающих в цехах.	0,2
Механизмы передвижения кранов, работающих на складах (переброска грузов на большие расстояния).	0,1
Механизмы вращения стреловых кранов, работающих на складах, в портах и на стройместах.	0,3—0,4
Механизмы передвижения тележек рудных и угольных перегружателей.	0,3—0,4
Механизмы подъема, передвижения и вращения различных монтажных кранов.	0,2—0,3

Проверка короткозамкнутых двигателей на допустимое число включений h в час приближенно выполняется методом эквивалентного тока [1,2,8].

Для крановых двигателей

$$h = \frac{36 (ПВ_n - k_p^2 ПВ_x)}{k_n^2 t_n}, \quad (2.23)$$

где $ПВ_n$, $ПВ_x$ — номинальное и фактическое значения ПВ в %; $k_p = \frac{I_p}{I_n}$ — нагрузка двигателя по рабочему току I_p ; $k_n = \frac{I_n}{I_n}$ — кратность пускового тока I_n (по каталогу).

При кратковременном режиме работы, когда двигатель за время перерыва в работе успевает охладиться до температуры окружающей среды, проверка на нагрев для случая постоянной величины статической мощности производится из условия

$$N_{ст} \leq N_{кр}, \quad (2.24)$$

где $N_{ст} = const$ — мощность для преодоления статического сопротивления; $N_{кр}$ — допустимая кратковременная мощность двигателя за период кратковременной работы $t_{кр}$.

Величина $N_{кр}$ приведена в каталогах двигателей для периодов $t_{кр} = 0,5$ ч и $t_{кр} = 1$ ч. Для крановых двигателей $N_{кр} \approx N_{40}$ при $t_{кр} = 0,5$ ч и $N_{кр} \approx N_{60}$ при $t_{кр} = 1$ ч. Подробнее см. [2,8].

6. УПРАВЛЕНИЕ КРАНАМИ

Все электрооборудование соединяется в соответствии с электрическими схемами, которые выполняются с соблюдением официальных указаний «Обозначения условные графические для электрических схем» (Изд-во стандартов, 1965).

Принципиальные схемы обычно выполняются в виде разверток, на которых отдельные части одного и того же аппарата могут помещаться в разных частях чертежа. На монтажных схемах все части данного аппарата указываются в одном месте. На схемах внешних соединений показываются все провода и соединяющие их кабели.

Управление кранами может быть ручное, полуавтоматическое, автоматическое и программное.

Способы управления: 1) непосредственное путем переключения основных цепей силовыми контроллерами (К); 2) релейно-контакторное с помощью магнитных станций и командоаппаратов (так называемых магнитных контроллеров М); 3) телеуправление при помощи тех же магнитных станций, но с передачей сигналов управления от малоомощных специальных командоаппаратов через телемеханическое устройство для кодирования, разделения по времени, частоте и фазе, усиления, расшифровки и преобразования сигналов управления. Сигналы могут передаваться по проводному каналу или радиоканалу.

Выбор типа контроллера силового (К) или магнитного (М) зависит от режима эксплуатации и мощности двигателя и выполняется в соответствии с табл. 2.10.

Данные для выбора способов управления приведены в табл. 2.11 и 2.12 [5,8,9].

2.10. Выбор способа управления

Мощность двигателя, отнесенная к ПВ = 25%, в кВт	Режим эксплуатации механизма			
	Л	С	Т	ВТ и ВТН
До 10	К	К	К	М
До 30	К	Л	М (К)	М
Свыше 30	К	М (К)	М	М

Примечание. В скобках указан допускаемый, но не рекомендуемый тип контроллера.

№ п/п	Характер работы кранов	Способ управления	Используемая аппаратура
1	Краны для ненапряженной работы (режимы Л, С), не требующие точной остановки и посадки грузов	Ручное управление силовыми контроллерами с использованием релейно-контакторной защитной и блокировочной аппаратуры	Силовые контроллеры. Защитные панели
2	Краны, участвующие в интенсивном технологическом процессе (режимы С, Т), не требующие точной остановки и посадки грузов	Ручное управление силовыми контроллерами и полуавтоматическое магнитными с использованием релейно-контакторной защитной и блокировочной аппаратуры. При магнитных контроллерах автоматизируются процессы пуска и торможения	Силовые контроллеры. Магнитные контроллеры. Защитные панели
3	Краны, участвующие в интенсивном технологическом процессе (режимы Т, ВТ), требующие точную остановку и посадку грузов	Полуавтоматическое (с автоматизацией пуска, торможения и регулирования скорости) управление магнитными контроллерами. Использование специальных схем и устройств для регулирования скорости и торможения. Использование сложения характеристик двух двигателей и т. д.	Магнитные контроллеры. Защитные панели. Генераторы вихревого тока (тормозные машины), управляемые тормоза, выпрямители (для динамического торможения)
4	Краны, участвующие в автоматизированном технологическом процессе, вне зависимости от режима работы	Полуавтоматическое и автоматическое управление магнитными контроллерами, электромашиными и магнитными усилителями с корректирующими устройствами и обратными связями	Специальные релейно-контакторные электромашиные и электромагнитные устройства. Логические элементы и датчики
5	Краны, выполняющие однородные операции внутри рабочего цикла (краны с автоматическими захватами, грейферными лебедками и т. д.)	Полуавтоматическое управление рабочими операциями внутри цикла	Механические дифференциалы и релейно-контакторные устройства и т. д.

№ п/п	Характер работы кранов	Способ управления	Используемая аппаратура
6	Краны, выполняющие длительное время однородные операции в течение многих повторяющихся циклов	Автоматические программные устройства	См. п. 4; перфокарты, перфоленды, магнитные записывающие устройства
7	Краны, требующие управления на расстоянии (улучшение условий труда и видимости)	Дистанционное полуавтоматическое и автоматическое управление с кодированием, переработкой, усилением и передачей команд по телемеханическим каналам (табл. 2.12)	Релейно-контакторная и радиоаппаратура

2.12. Выбор способов дистанционного управления кранами [9]

Объект управления и тип двигателей	Отличительные особенности	Рекомендуемые способы дистанционного управления
Небольшие краны, кран-балки при короткозамкнутых двигателях и небольшом числе команд	Необходимость удаления пункта управления от крана или кран-балки при возможности проводной связи	Непосредственное соединение проводами с полярным уплотнением сигналов
Краны средней и большой грузоподъемности с фазными двигателями и двигателями постоянного тока	При невозможности или затруднительности проводного соединения (например, в кабель-кранах)	Передача сигналов по радиоканалу с частотным уплотнением, использование канатов в качестве волноводов
	Управление механизмами кранов производится из одного пункта (ковочные краны, краны лесопромышленных комбинатов и т. д.)	Управление со стационарного пульты, соединение одной линией связи; частотное и другие способы уплотнения сигналов
Управление кранами производится из ряда определенных пунктов	Управление с переносных подключаемых штепсельным разъемом пультов; соединение с одной линией связи и уплотнением сигналов	

Примечания. 1. Для кранов рекомендуется использование частотного уплотнения наряду с кодированием сигналов; не рекомендуется временное разделение.
2. Вес переносных пультов не должен превышать 4 кг.
3. При ударах, падениях пульта и воздействии на аварийную кнопку движение крана должно прекратиться.

Различные виды ручного и полуавтоматического управления кранами реализуются при помощи стандартных аппаратов. Для автоматического и программного управления выполняются специальные устройства, использующие различные функциональные элементы и принципы действия [5,8,9].

7. АППАРАТУРА

Аппаратура, выбираемая для управления краном, должна быть проверена на соответствие по следующим основным условиям: рабочее напряжение (θ); величина тока (a); частота (для переменного тока, z); исполнение — открытое, защищенное, пыленепроницаемое, взрывобезопасное, химически стойкое, северное, тропическое; число включений в час; достаточность гарантированного числа срабатываний (долговечность, износостойкость); механическая прочность и вибростойкость; возможность регулирования (если требуется, например, для реле, сопротивлений и т. д.). Основные параметры аппаратов определяются государственными стандартами, а допустимые нагрузки, рабочее напряжение, схемы включения, габаритные и присоединительные размеры даются в заводских каталогах.

При ручном управлении все операции управления осуществляются аппаратами (рубильники, контроллеры, реостаты и т. д.), непосредственно воздействующими на силовую цепь двигателя.

При полуавтоматическом и автоматическом управлении непосредственное воздействие производится на командоаппараты: ручные или ножные кнопки, командоконтроллеры, путевые и конечные выключатели и переключатели и т. д. Командоаппараты, в свою очередь, управляют малоощными вспомогательными цепями, питающими обмотки реле и контакторов. Переключения в силовых цепях двигателей производятся контакторами.

Частичная автоматизация, применяемая на кранах, обычно охватывает следующие операции: пуск и торможение, ускорение, реверс, торможение электрически и электромеханическими путями; защита от перегрузки, минимальная, грузовая или порная защита, защита от разности, неправильного начального положения (нулевая блокировка), недопустимого реверса; конечное ограничение, ограничение скорости в конечных положениях; регулирование скорости при заданной программе в функции пути, времени или нагрузки; регулирование ускорения и замедления; осуществление точной остановки; осуществление автоматического реверса.

Блокировки двигателей в электрических схемах осуществляются преимущественно в цепях управления контакторно-релейной аппаратуры. Контактники, осуществляющие пуск и торможение, управляются при помощи реле на основе следующих принципов:

1) независимой от тока выдержки времени; применяется для всех двигателей постоянного и переменного тока;

2) зависимой от тока выдержки времени; может быть использован для всех двигателей постоянного и переменного тока;

3) ограничения тока; применяется для всех двигателей постоянного и переменного тока;

4) обратной э. д. с.; используется для двигателей постоянного тока небольшой мощности;

5) частотный используется главным образом для асинхронных двигателей с контактными кольцами.

Наибольшее распространение получил принцип независимой выдержки времени, когда пусковые ступени независимо от нагрузки выводятся через заданные промежутки времени. Принцип ограничения тока, когда ступени выводятся по мере спада тока, применяется относительно часто, но имеет тот недостаток, что при случайных перегрузках происходит задержка выключения очередной ступени сопротивления и возможно ее повреждение.

Контроллеры

Данные о силовых контроллерах трехфазного тока приведены в табл. 2.13 и 2.14. Для управления одноочным короткозамкнутым двигателем применяется контроллер НТ-53 и ККТ-63. Пуск возможен лишь из нулевого положения (нулевая блокировка). Отключение производится возвратом

2.13. Кулачковые крановые контроллеры трехфазного тока (существующие)

Тип	Исполнение	Число полюсов		Ток ротора и статора в а		Максимальная мощность электродвигателя в кВт при напряжении в а			Применение
		вперед (подъем)	назад (спуск)	при ПВ=10%	длительный	220	380	500	
НТ-51	Нормальное	5	5	75	50	16	16	16	Для крановых механизмов подъема, передвижения и поворота
НТ-61		5	5	100	60	23	30	30	
НТ-61		5	5	100	60	22	30	30	
НТ-101		6	6	150	100	30	45	45	
(ККТ-101)		7	7	225	150	60	100	100	
НТ-151		5	5	75	50	16	16	16	
НТ-52		5	5	100	60	23	30	30	
НТ-62		5	5	100	60	22	30	30	
ККТ-62		5	5	100	60	30	45	45	
НТ-102		6	6	150	100	60	100	100	
НТ-53	Тропическое	1	1	75	50	11	11	11	Для приводов с короткозамкнутыми электродвигателями
ККТ-63		1	1	100	60	11	15	15	
НТ-54		5	5	75	50	11	11	11	
ККТ-64		5	5	100	60	11	15	15	
НТ-51Т	Тропическое	5	5	75	50	16	16	16	Для крановых механизмов подъема, передвижения и поворота
НТ-61Т		5	5	75	50	22	22	22	
НТ-101Т		6	6	100	75	30	30	30	
НТ-52Т		5	5	75	50	16	16	16	
ККТ-62Т		5	5	75	50	22	22	22	
НТ-102Т		6	6	100	75	30	30	30	

1 При токе статора 100 а допустим ток ротора 75 а, при токе статора 60 а допустим ток ротора 50 а.

на нуль, а также происходит под действием аварийного выключателя одного из конечных выключателей и при снижении напряжения (минимальная защита). Параллельно двигателю может быть включен тормозной магнит или электрогидравлический толкатель.

2.14. Кулачковые контроллеры трехфазного тока серии ККТ (существующие и модернизированные)

Тип	Число положений				Ток статора и ротора в а		Номинальная мощность (ПВ до 40%) в квт. при напряжении в в		Вес в кг
	Вперед. подъем	Назад спуск	Подъем	Спуск	При ПВ=40%	Длительный	220	380	
11	5	5	—	—	25	16	5	7,5	7
61А	5	5	—	—	100	60	22	30	16
62А	5	5	—	—	100	60	Определяется мощностью контактора в цепи статора		16
63А	1	1	—	—	75	60	11	11	16
64А	—	—	5	5	75	60	11	11	16
101	6	6	—	—	160	100	30	45	36
102	6	6	—	—	160	100	Определяется мощностью контактора в цепи статора		36
68А	5	5	5	5	200 (статора); 155 (ротора)	—	50	80	30

Для управления одиночными двигателями с фазным ротором применяются кулачковые контроллеры серии ККТ. Схема контроллеров обеспечивает токовую и минимальную защиты, нулевую блокировку и конечное ограничение хода механизма. Для одновременного управления двумя двигателями служат контроллеры, имеющие отдельные роторные цепи (объединяя роторы двух машин нельзя во избежание механических и электрических перегрузок); реверс двигателей осуществляется двумя механическими заблокированными контакторами; тормозной магнит включается параллельно обмотке статора. Технические данные существующих и модернизированных контроллеров приведены в табл. 2.14. Контроллер ККТ-68А предназначен для замены контроллера ККТ-101.

Защита крановых приводов, управляемых силовыми контроллерами, выполняется защитными панелями, которые состоят из рубильника, линейного контактора и реле и могут защищать несколько двигателей. Ток трогания реле обычно 225% от номинального нагрузочного тока и на 25% выше максимального пускового тока. Ряд максимальных реле может размыкать один контактный мостик.

Магнитный контроллер для кнопочного управления короткозамкнутым двигателем состоит из двух контакторов (реверсора) или реверсивного магнитного пускателя; иногда вводится выключаемое или невыключаемое сопротивление в цепь статора (например, в механизмах передвижения крановых и монорельсовых тележек).

Для управления подъемным механизмом параллельно обмоткам двигателя обязательно включается тормозной магнит или гидротолкатель. Защита двигателей с короткозамкнутым ротором, как правило, осуществляется автоматическими выключателями, плавкими предохранителями или тепловыми реле; защита цепей управления — плавкими предохранителями.

Для двигателей с фазным ротором широко применяются магнитные контроллеры типа ТА для механизмов передвижения и поворота и типа ТСА для подъемных механизмов (табл. 2.15); автоматизация пуска осуществляется путем включения в схему панели ряда реле времени. Так как нагрузка подъемных механизмов в обоих направлениях по знаку различна, для них применяются несимметричные схемы. Данные о модернизации выпускаемых контроллеров по конструктивному исполнению даны в табл. 2.16.

Для удовлетворения требований ГОСТа 11965—66 по механической и электрической износоустойчивости магнитные контроллеры ТА-60, ТСА-60, ДТА-60, ДТА-61 и ДТА-62 заменяются новыми, предназначенными для среднего режима работы и числа включений до 600 в час. Эти магнитные контроллеры (табл. 2.17) вместо контактора на 60 а имеют контакторы на 160 а и должны применяться с защитными панелями ПЗКБ160 или ПЗКБ400.

Для повышения механической износоустойчивости до $10 \cdot 10^6$ циклов выпускаемые магнитные контроллеры ТСА3-300 заменяются магнитными контроллерами речного типа открытого исполнения с обслуживанием с передней стороны ТСА3-250 (с катушками переменного тока) и КС-400 на изоляционных плитах (с катушками постоянного тока и выпрямительными блоком). Новые магнитные контроллеры (табл. 2.18) предназначены для механизмов подъема для крюкового подъема или грейфера.

Механические характеристики, дающие зависимость между скоростью вращения и моментом нагрузки M для всех ступеней, трехфазных силовых и магнитных контроллеров, представлены на рис. 2.15.

Данные о силовых контроллерах постоянного тока приведены в табл. 2.19 и 2.20 для выпускаемых и модернизированных исполнений. Кулачковые контроллеры НП-101 и НП-151 предназначены для механизмов передвижения (вращения). Для отключения двигателя от сети при срабатывании конечного ограничения, снижении напряжения и т. п. обычно служит линейный контактор. Если вместо магнита с параллельным питанием применяется магнит с последовательным питанием катушки, то он присоединяется за обмоткой возбуждения двигателя. При магните с параллельным питанием его обмотка подключается к линии через два контактора линейного контактора.

Кулачковые контроллеры НП-102 и НП-152 имеют несимметричную схему и применяются для подъемных механизмов; конечный выключатель предусмотрен лишь в направлении движения вверх. В нулевом положении контроллера образуется цепь электрического торможения. В положениях спуска якорь двигателя включается параллельно цепи, образуемой обмоткой главных полюсов и частью сопротивлений. Контроллер обеспечивает кроме двигательных режимов тормозной режим с регулированием скорости и силовой спуск для малых грузов. Механические характеристики, т. е. зависимость скорости от нагрузки для всех ступеней, силовых контроллеров постоянного тока даны на рис. 2.16, а, б.

Магнитные контроллеры постоянного тока типа П предназначены для управления двигателями последовательного возбуждения механизмов передвижения и поворота. Схема контроллеров позволяет применять торможение противовключением. Сдвоенные панели ДП управляют одновременно двумя двигателями. Командоконтроллер имеет пять положений. Магнитные контроллеры типа ПС, предназначенные для подъемных механизмов, имеют несимметричную схему и позволяют применять тормозные магниты для последовательного и параллельного включения (требуется установка специального контактора). Сдвоенная панель ДПС состоит из двух панелей ПС. Механические характеристики панелей П и ПС даны на рис. 2.16, в, г.

Защитные панели постоянного тока применяются главным образом для схем с силовыми контроллерами. Защитная панель, рассчитанная на три двигателя, имеет три контактора. В цепь катушки общего контактора для нулевой блокировки включаются нулевые контакты всех трех контроллеров.

2.15. Магнитные контроллеры трехфазного тока (существующие)

Тип	Количество управляемых двигателей	Испытание	Механизм	Номинальный ток контактора при ПВ=100% в а	Напряжение в а		Мощность при ПВ до 40% в килл		Допустимый ток: при ПВ до 40% в а		Тип контроллера	Вес в кг	Примечание
					Главной цепи	цепи уп- равления	от	до	статора	ротора			
ТА-60	1	На ре- йках		60	220	220	—	16	75	75	КК-8205	65	Без защиты
					380	380	—	30					
ТА-60	1	На угольни- ках		150	220	220	25	55	225	225	КК-8301	250	С максимальной защитой
					380	380	45	80	225				
					500	550	55	100	225				
					380	380	20	45	120	255			
ДТА-60			Передвиже- ния	60	220	220	—	7,5	35	100	КК-8205	65	Без защиты
					380	380	—	13	35	90			
ДТА-61	2	На ре- йках		60	220	220	—	7,5	35				
ДТА-62				60	380	380	—	13	35				
					220	220	—	7,5	35				
					380	380	—	13	35				

Спе- циаль- ный	2	На уголь- никах		150	Напряжение в а		Мощность при ПВ до 40% в килл		Допустимый ток: при ПВ до 40% в а		Тип контроллера	Вес в кг	Примечание
					Главной цепи	цепи уп- равления	от	до	статора	ротора			
ТСА-60	1	На ре- йках	Замыкающая лебедка	60	220	220	—	16	75	75	КК-8332 КК-8343 КК-8384	70	Без защиты
					380	380	—	30	75				
					220	220	—	16	75				
ТА-150	1		Передвиже- ния	150	220	220	25	55	225	225	КК-8327	260	С защитой
					380	380	45	80	225				
					500	500	55	100	225				
					380	380	20	45	120	225			
ТСА-150	1	На угольни- ках	Подъёмная лебедка	150	220	220	25	55	225	225	КК-8327	300	С защитой
					380	380	45	80	225				
					500	500	80	120	225				
					500	500	80	120	229				
ТСА-150	2		Подъёмная	150	220	220	25	55	225	225	КК-8327	—	С защитой
					380	380	45	80	225				
					500	500	55	100	225				
					380	380	20	45	120	225			

2.16. Магнитные контроллеры трехфазного тока (модернизированные)

Тип	Количество управляемых двигателей	Предназначен для управления механизмом	Мощность управляемого двигателя при 380 в в кат	Исполнение конструктивное	
				для кранов существующих	для встройки в ниши балок крана
ТА-60	1	Передвижения	30	+	—
ДТА-60	2		13	+	—
ДТА-62	2		13	+	—
ДТА-61 *	2		13	+	—
ТАЗ-160	1		80	+	—
ТА-160	1	Подъема	80	—	+
ТСАЗ-160	1		80	+	—
ТСАГ-160	1	Подъема и закрытия грейфера	80	—	+
ТСА-160	1		80	—	+
			125	+	—
КС-400	1		160	+	—

* Применяется только совместно с контроллерами ДТА-62 для управления четырьмя и больше двигателями.

2.17. Магнитные контроллеры трехфазного тока с повышенной износоустойчивостью для среднего режима работы

Тип	Количество управляемых двигателей	Напряжение в в	Максимальная допустимая мощность при ПВ = 40% в кат	Вес в кг	Использование вместо магнитного контроллера
ТА-161	1	220 380	45 80	80	ТА-60 для горизонтального передвижения
ТСА-161	1	220 380	45 80	110	ТСА-60 для крюкового подъема
		220 380	45 80	110	ТСА-60 для грейфера
ДТА-160	2	220 380	22 36	120	ДТА-60 для горизонтального передвижения
ДТА-161	2	220 380	22 36	100	ДТА-61 для управления группой двигателей горизонтального перемещения
ДТА-162	2	220 380	22 36	120	ДТА-62 для управления группой двигателей горизонтального перемещения

2.18. Магнитные контроллеры с повышенной износоустойчивостью для тяжелого режима работы

Тип	Напряжение в в		Мощность в кат при ПВ = 40%		Вес в кг
	Главная цепь	Управление	от	до	
ТСАЗ-2x0	220	220	320	200	145
	500	220	260	200	
	380	380	320	200	
	500	220	225	200	
КС-400	220	110	430	200	400
	380	110	400	200	
	500	110	300	200	

2.19. Кулачковые контроллеры постоянного тока серии НП (существующие)

Тип	Исполнение	Число положений				Длительный ток в а	Номинальная мощность в кат при напряжении в в		Применение
		вперед	назад	подъем	спуск		220	410	
101 151	Нормальное	6	6	—	—	100	25	50	Для механизмов передвижения и поворота
		7	7	—	—	150	40	80	
102 152		—	—	5	6	100	25	50	Для механизмов подъема
		—	—	6	7	150	40	80	
102	Тропическое	6	6	—	—	75	25	50	Для механизмов передвижения и поворота
102Т		—	—	5	6	75	25	50	Для механизма подъема

2.20. Кулачковые контроллеры постоянного тока серии ККП (модернизированные)

Тип	Число положений				Длительный ток в а	Номинальная мощность (ПВ до 40%) в кат при напряжении в в		Вес в кг
	вперед	назад	подъем	спуск		220	440	
101	6	6	—	—	100	25	50	40
102	—	—	5	5				
101Т	6	6	—	—	75			
102Т	—	—	5	5				

Контроллеры подъемных механизмов с подъемными магнитами могут быть силовыми и магнитными. Питание магнитов производится от специальных источников постоянного тока, чаще всего электромашинных преобразователей (двигатель — генератор) или полупроводниковых выпрямителей. Иногда включение магнитов выполняется при помощи потенциометров, что исключает перерывы питания магнита во всех положениях командоаппарата.

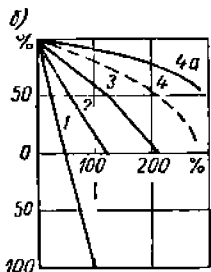
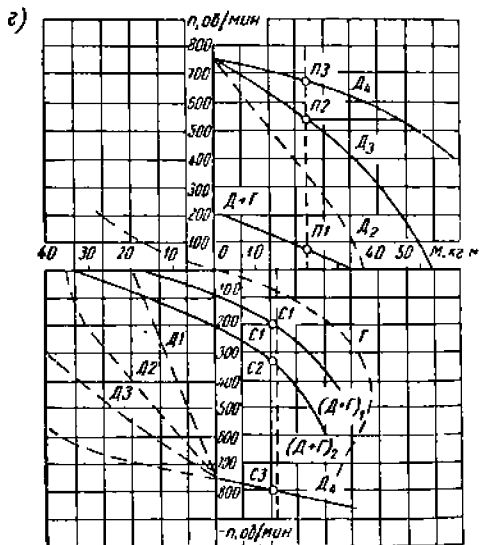
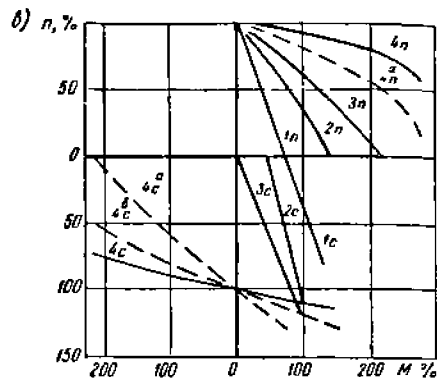
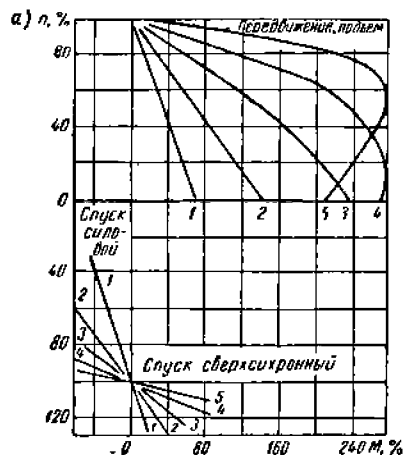
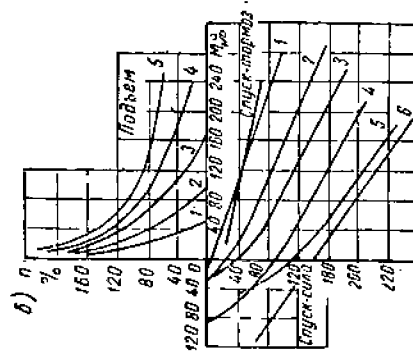
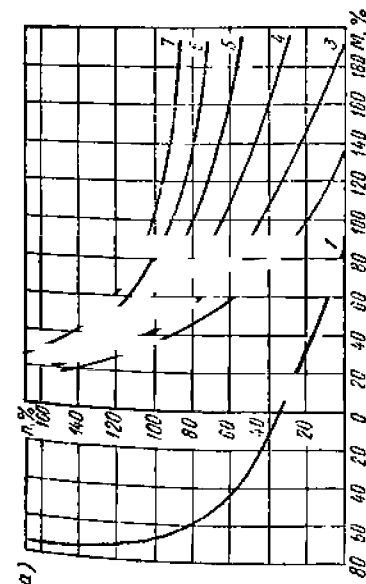
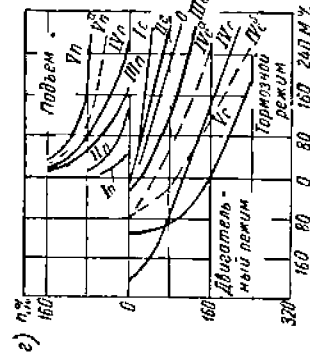
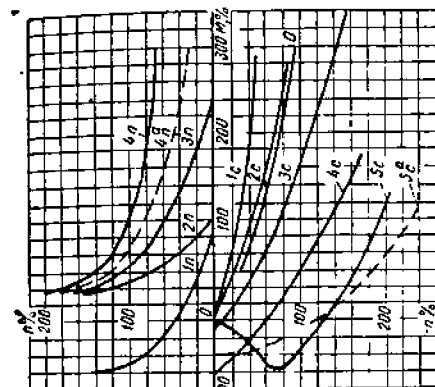


Рис. 2.15. Механические характеристики трехфазных контроллеров: а — силовых; б — магнитных серии ГА; в — ТСА; г — магнитного для привода с вихревым тормозным генератором

В магнитных контроллерах для грейферных лебедок с полуавтоматическим управлением управление обоими двигателями грейфера объединяют одной рукояткой; иногда создают механическую или электрическую связь между двигателями; применяют дифференциальные механические переключатели, производящие изменения в схеме двигателей при различных относительных углах поворота обоих барабанов [8, 9].

Применяют схемы, обеспечивающие автоматически включение поддерживающего двигателя, раскрытие, поддержание грейфера раскрытым при подъеме и спуске. Магнитный контроллер типа ТСА-150 для грейферных лебедок выполнен на контакторах речного исполнения и обеспечивает автоматизацию протекания

Рис. 2.16. Механические характеристики контроллеров постоянного тока: а — силовых для механической передачи и поворота; б — то же, для магнитной передачи; в — магнитный для механической передачи; г — то же, для подъемных механизмов



неустановившихся процессов. Нормальная работа ведется при использовании двух контроллеров (двухрукояточное управление). Введение дополнительной механической аппаратуры позволяет перевести схему на работу с одним командоаппаратом (однорукояточное управление) и частично или полностью автоматизировать работу грейферной лебедки.

При напряженных режимах (Т, ВТ) типично управление магнитными станциями. Отключение всех двигателей выполняется общим максимально-нулевым автоматом; цепи управления часто питаются постоянным током. Для механизмов передвижения с отдельным приводом применяется магнитная станция, имеющая двойное количество контакторов ускорения, и роторные цепи обоих двигателей разделяются.

В связи с большим количеством переключаемых цепей применяются командо контроллеры (рис. 2.17), которые могут монтироваться в кресле крановщика.

Командоаппаратами (рис. 2.17) на 6 и 12 цепей укомплектовываются нормальные магнитные контроллеры.

Конечные выключатели

Конечные выключатели (рис. 2.18) служат для ограничения хода механизмов крана и действуют на разрыв цепи. В отдельных случаях они могут заменяться индуктивными или магнитоуправляемыми контактами (герметизированными), препятствующими без механического сопротивления частей [8].

Тормозные электромагниты и толкатели

Магниты трехфазного тока (табл. 2.21, А) являются длинноходовыми. Однофазные магниты (табл. 2.22, Б) являются короткоходовыми клапанного типа. Момент магнита соответствует напряжению сети не меньше 0,85 от номинального значения. Однофазные тормозные магниты имеют малую износоустойчивость, поэтому при большом числе включений заменяются короткоходовыми магнитами постоянного тока (табл. 2.23).

2.21. Технические данные длинноходовых трехфазных электромагнитов серии КМТ (напряжение 220, 380, 500 в)

Тип	Тяговое усилие в кгс	Вес якоря в кгс	Максимальный ход якоря в мм	Допустимая частота включений в час при ПВ = 40%	Полная мощность в кВт		Действительная мощность при втянутом якоря в кВт
					в момент включения	при втянутом якоря	
3А	35	12,5	50	500	22,5	0,7	0,12
4А	70	24	50	400	38,0	1,9	0,4
6А	115	46	60	350	85,0	3,0	0,6
7А	140	52	80	275	140	4,0	0,75

Примечания. 1. Тяговое усилие гарантируется при напряжении не менее 90% от номинальной величины.
2. Вес поднимаемого груза равен тяговому усилию за вычетом веса якоря.

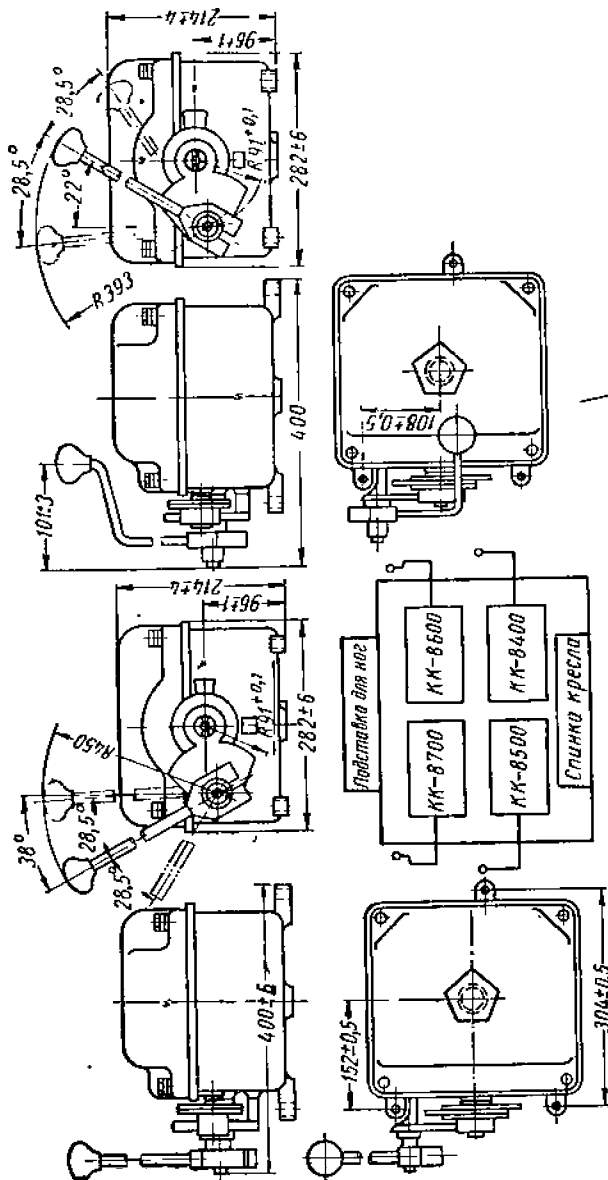


Рис. 2.17. Командоаппарат и их возможное расположение в кресле

Тяговые характеристики магнита обеспечивают в начале хода наименьшую, а в конце его наибольшую силу, что неблагоприятно.

Магниты постоянного тока (табл. 2.23) с катушками, последовательно включенными в цепь якоря, обеспечивают быстроту и надежность действия (при нарушениях в силовой цепи невозможно включение магнита), но должны быть рассчитаны на создание полного усилия при минимально возможном токе двигателя.

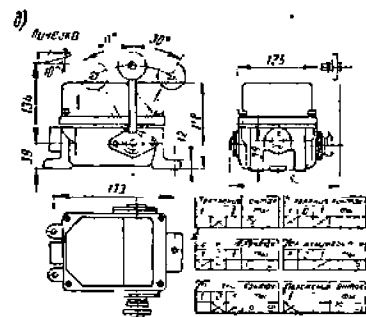
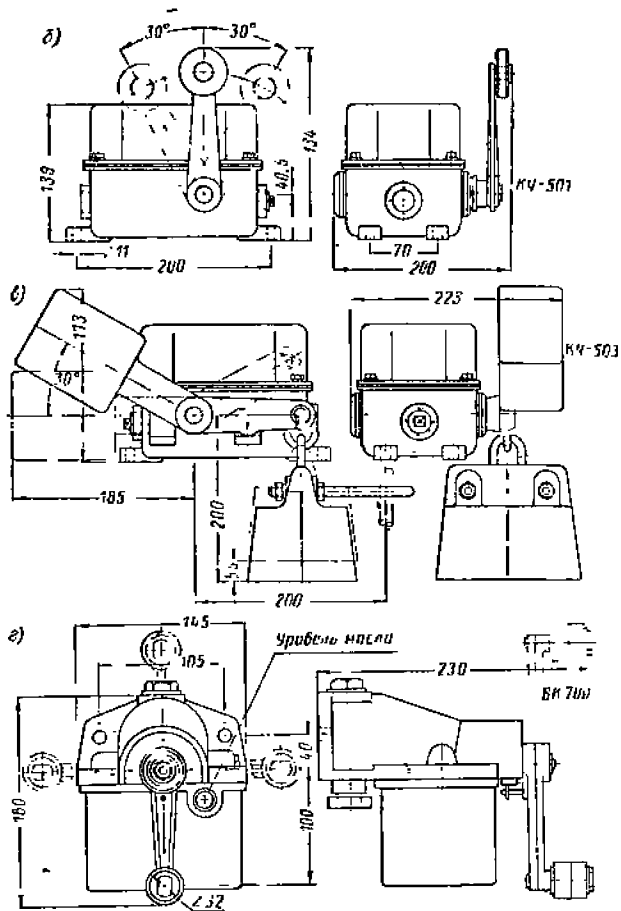
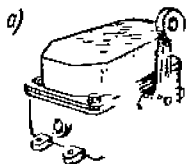


Рис. 2.18. Конечные выключатели: а — внешний вид; б — универсальный для механизма передвижения; в — универсальный для механизма подъема; г — взрывобезопасный масляного типа; д — выключатель КУ-701

В магнитах с катушками параллельного (или независимого) питания для форсирования действия магнитов катушку рассчитывают на напряжение ниже сетевого, включая после втягивания якоря последовательно с ней добавочное активное сопротивление.

2.22. Технические данные короткоходовых однофазных электромагнитов серии МО (напряжение 220, 380 и 500 в)

Тип	Угол поворота	Момент электромагнита в кгс · см		Полная мощность в кат				Момент веса якоря в кгс · см	Действительная мощность при втянутом якоря в вт	
		ПВ = 40%	ПВ = 100%	в момент включения		при втянутом якоря			ПВ = 40%	ПВ = 100%
				ПВ = 40%	ПВ = 100%	ПВ = 40%	ПВ = 100%			
100Б	7°30'	55	30	2,0	1,1	0,1	0,19	5	140	70
200Б	5°30'	400	200	6,8	4,0	0,135	0,65	36	450	225
300Б	5°30'	1600	400	17,5	7,5	0,35	0,12	92	1200	400

Примечания: 1. Величина момента электромагнитов гарантируется при напряжении не менее 85% от номинальной величины и при угле поворота не более указанного.
2. Величина момента электромагнита не включает момент, создаваемый весом якоря, величина которого указана в таблице для рабочего положения электромагнита.
3. Электромагниты, работающие в повторно-кратковременном режиме, допускаются по условиям нагрева до 900 включений в 1 ч. В продолжительном режиме — до 300 включений в 1 ч.
4. Собственное время втягивания электромагнитов составляет около 0,03 сек, время отпадания — 0,015 сек.
5. Электромагниты типа МО-300Б изготавливаются только для башенных кранов в связи с ненапряженной работой последних.
6. Число включений в час не более 300 при ПВ = 40 и не более 20 при ПВ = 100%

2.23. Технические данные короткоходового электромагнита постоянного тока серии МП

Тип	Ход якоря в мм	Тяговое усилие электромагнита параллельного возбуждения в кгс при ПВ		
		25%	40%	100%
101	3	28	23	9,5
201	4	95	78	32
301	4,5	200	165	70

Примечание. Тяговое усилие электромагнитов параллельного возбуждения гарантируется при напряжении не ниже 85% от номинальной величины и при ходе якоря не более указанного в таблице.

Электрогидравлический толкатель (табл. 2.24) состоит из двигателя с короткозамкнутым ротором, вращающего крыльчатку в цилиндре с маслом. Вращение крыльчатки создает давление масла, которое вызывает движение поршня, передаваемое через траверсу тормоза. Разгон и останов крыльчатки регулируется вентилями [6, 8].

Центробежный толкатель — при вращении асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором под действием центробежной силы расходятся концы рычагов и выдвигают из корпуса шток, который воздействует на тормозную систему. Центробежные толкатели строятся для усилий 25—63 кгс (при ходе штока 20—50 мм); в зависимости от габарита и конструкции они допускают число включений 300—1500 в час. Скорость срабатывания центробежного толкателя 0,3—5 сек.

2.24. Технические данные электрогидравлических толкателей

Параметры	Тип толкателя			
	ТЭГ-16м	ТЭГ-25	ТГМ-50	ТГМ-80
Номинальное тяговое усилие в кгс	16	25	50	80
Ход штока в мм	25	32	50	50
Время подъема ¹ в сек	0,35	0,35	0,5	0,5
Время опускания ¹ в сек	0,23	0,26	0,37	0,37
Мощность двигателя в кВт	2,2	0,2	0,2	0,2
Напряжение в в	220/380	220/380	220/380	220/380
Скорость вращения двигателя в об/мин	2 850	2 850	2 875	2 875
Вес толкателя с маслом в кг	10,0	11,0	32,2	41,5
Объем рабочего масла в л	1,6	1,6	3,5	5,0

¹ При номинальном усилии.

Сопrotивления

Ящики сопротивления комплектуются с определенными крановыми двигателями и типами контроллеров (табл. 2.25). Стандартные ящики сопротивления выполняются из чугунных литых или ленточных фехрелевых и константановых эле-

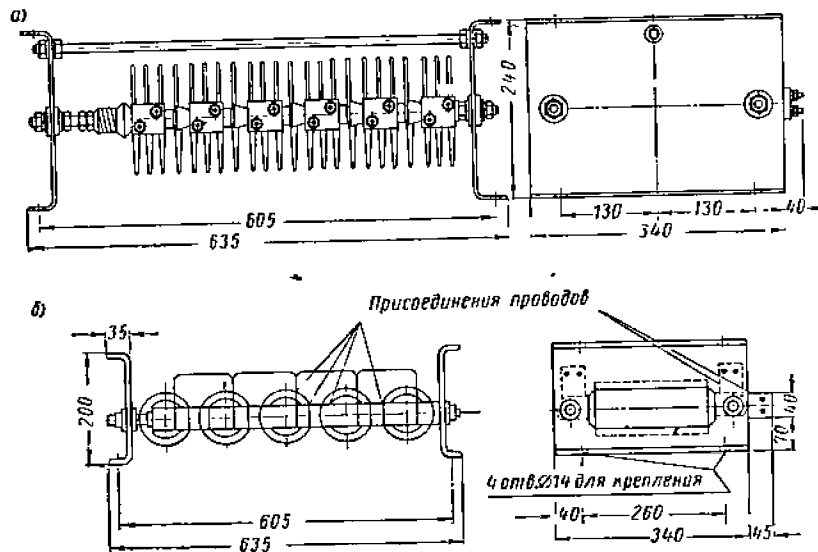


Рис. 2.19. Размеры стандартных ящиков сопротивления: а — чугунных; б — фехрелевых

ментов (рис. 2.19). По высоте устанавливают не более шести ящиков с расстоянием между ними не менее 60 мм; расстояние от пола до нижнего ящика не менее 150 мм. Закрyтие ящиков кожухами снижает их тепловую мощность. Размеры стандартных ящиков не зависят от материала сопротивлений и их заводского типа.

2.25. Сопротивление к двигателям переменного тока серий МТ (МТВ) и МТМ, управляемым контроллерами типов ККТ-61 (ККТ-62) и ККТ-101 (ККТ-102)

Тип электро-двигателя	Режим работы двигателей серии МТ (МТВ) — 25% ПВ								
	Напряжение сети в в	Номинальная мощность электродвигателя в кВт (I=50 эд)	Тип контроллера	Каталожный номер сопротивления	Количество ящиков	Тип сопротивления	Схема соединения ящиков, № рис. (по каталогу 3623)		
МТ-011-6 МТ-012-6 МТ-111-6	220, 380, 500	1,4 2,2 3,5	ККТ-61	2ТД.750.013-28 или 2ТД.750.000-128	1	УФ-6 НК-1	—		
МТ-112-6 МТ-211-6 МТВ-311-8		5 7,5 7,5		2ТД.750.011-72 или 2ТД.750.000-19	1	НФ-11 НК-1	—		
МТВ-311-6 МТВ-312-8 МТВ-312-6 МТВ-411-8		11 11 16		2ТД.754.042-2 или 2ТД.754.006-37	1	НФ-2	—		
МТВ-411-6 МТВ-412-8		22 22		2ТД.754.006-36	1	8Ф-2	—		
МТВ-412-6 МТВ-511-8		30 30		—	—	—	—		
МТВ-412-6 МТВ-511-8		220		30 30	ККТ-101	2ТД.754.005-8 2ТД.754.005-11	1 2	НФ-1	ОТД.362.458
МТВ-512-8		500, 380		40		2ТД.754.005-12	1		
МТВ-611-10				45		2ТД.754.005-6 2ТД.754.005-7 2ТД.754.005-10	2 1 1	ОТД.362.630	
		—		—		—	—	—	—
Режим работы двигателей серии МТ (МТВ) — 40% ПВ									
МТ-012-6 МТ-111-6 МТ-112-6 МТ-211-6 МТВ-311-8 МТ-011-6	220, 380, 300	1,8 2,8 4,2 6,3 6,0 1,1	ККТ-61	2ТД.750.011-85 или 2ТД.750.000-114	1	НФ-11 НК-1	—		

Тип электро-двигателя	Режим работы двигателей серии МТ (МТВ) — 40% ПВ						
	Напряжение сети в в	Номинальная мощность электродвигателя в кВт ($P_{\text{н}}=30 \text{ кВт}$)	Тип контроллера	Каталожный номер сопротивления	Количество ящиков	Тип сопротивления	Схема соединения ящиков. № рис. (по каталогу 5623)
МТВ-311-6 МТВ-312-8 МТВ-312-6 МТВ-411-8 МТВ-411-6 МТВ-412-8 МТВ-412-6	220, 380, 500	9,0	ККГ-61	2ТД.754.006-35	1	НФ-2	—
8,5							
13							
13							
17							
17							
24							
МТВ-518-8	380, 500	23	ККТ 61	2ТД.754.006-35	1	НФ-2	—
МТВ-511-8 МТВ-512-8	220 220, 380, 500	23 31	ККТ-101	2ТД.754.005-11 2ТД.754.005-12 2ТД.754.005-13	2 1 1	НФ-1	15
МТВ-611-10	380, 500	36		2ТД.754.005-7 2ТД.754.005-8 2ТД.754.005-11	2 1 1	НФ-1	ОТД.362.631

Режим работы двигателей серии МТМ — 40% ПВ

МТМ-111-6 МТМ-112-6	220, 380, 500	2,2 3,3	ККГ-61	2ТД.750.013-28 или 2ТД.750.000-128	1	УФ-6 НК-1	—
МТМ-211-6 МТМ-311-8 МТМ-311-6 МТМ-312-8		5 5 7,5 7,5		2ТД.750.011-72 или 2ТД.750.000-19	1	НФ-11 НК-1	—
МТМ-312-6 МТМ-411-8 МТМ-411-6 МТМ-412-8		11 11 16 16		2ТД.754.042-2 или 2ТД.754.006-37	1	НФ-2	—
МТМ-412-6 МТМ-511-8		22 22		2ТД.754.006-36	1	НФ-2	—
МТМ-512-8		380, 500					

Тип электро-двигателя	Режим работы двигателей серии МТ (МТМ) — 40% ПВ						
	Напряжение сети в в	Номинальная мощность электродвигателя в кВт ($P_{\text{н}}=50 \text{ кВт}$)	Тип контроллера	Каталожный номер сопротивления	Количество ящиков	Тип сопротивления	Схема соединения ящиков. № рис. (по каталогу 5623)
МТМ-512-8	220	30	ККТ-101	2ТД.754.005-8 2ТД.754.005-11 2ТД.754.005-12	2	НФ-1	ОТД.362.458
МТМ-611-10	380, 500	38		2ТД.754.005-6 2ТД.754.005-7 2ТД.754.005-10	2 1 1	НФ-1	ОТД.362.630

Примечание. В случае применения в приводе механизма подъема двигателя серии МТ или (МТВ) при 15% ПВ или МТМ при 25% ПВ, что соответствует нагрузке двигателя 1,2 от номинальной его мощности, следует применить комплект сопротивления для работы двигателя серии МТ (МТВ) — 25% ПВ и МТМ — 40%, поставка перечиски по указаниям каталога, иначе в первом положении подъема номинальный груз может пойти вниз.

Для целей сигнализации, управления и т. д. применяются трубчатые сопротивления с обмоткой на керамических трубах. Тепловой расчет сопротивлений (см. [6, 8]) производится методом эквивалентного тока.

Подбор стандартных сопротивлений для крановых двигателей, управляемых обычными контроллерами, производится по табл. 2.25.

8. УСТАНОВКА ЭЛЕКТРОБОРУДОВАНИЯ

Установка электрооборудования выполняется с соблюдением ПУЭ [10]. Панели контакторного управления размещают, как правило, в машинных помещениях и кабинах, защищая их при этом сетками. При установке вне машинных помещений панели закрывают защитными кожухами. При пыльной или влажной среде кожухи должны обеспечивать уплотнение. Ящики сопротивления, размещенные снаружи крана (на мостах перегружателей и т. д.), защищают стальными кожухами с прорезями для охлаждения.

У панелей, защищенных сплошными или сетчатыми ограждениями, оставляют проходы с лицевой стороны шириной не менее 600 мм и расстояние сзади панелей — не менее 100—150 мм. Панели устанавливаются вертикально с отклонением не больше 4°. Непосредственно к стене машинного помещения могут быть поставлены панели с контакторно-линейной аппаратурой, обслуживаемой спереди (например, в речном исполнении).

Для кранов, работающих внутри и вне помещений, минимально допустимые величины электрических зазоров для деталей крепления троллеев и других частей электрооборудования при напряжении до 500 в равны: для неподвижных относительно друг друга деталей — 30 мм, для движущихся относительно друг друга деталей — 15 мм. При напряжении выше 500 в расстояния увеличиваются соответственно до 200 и 125 мм. Указанные электрические зазоры должны быть обеспечены при горизонтальных или вертикальных отклонениях, возникающих по условиям зазоров

в ходовых частях, неточностям в установке рельсовых путей или в установке троллеев на держателях.

Крепления троллейных проводов должны исключать возможность замыкания их между собой и на землю, а также не допускать вибрацию троллсеев. Расстояния между опорами троллеедержателей определяются допустимой стрелой провисания, а также отклонениями троллсеев под действием ветра. Расстояние от троллейных проводов до уровня пола или до земли должно быть не менее 3,5 м, а в проезжей части — не менее 6 м; при напряжении выше 500 в во всех случаях это расстояние должно быть не менее 7 м. Троллейные провода защищают от прикосновений ограждениями или блокировкой. При наличии ограждений допускается уменьшение расстояний от троллсеев до земли. Каналы для прокладки троллсеев должны иметь водоотвод. Линия, питающая троллейные провода с напряжением до 500 в, должна иметь запираемый выключатель закрытого типа. При питании троллсеев из нескольких мест и при их секционировании обязательно световая сигнализация, выключаемая при отсутствии напряжения.

Контакты всех защитных устройств кранов (конечные выключатели, контакты люка, блокировки) должны действовать только на разрыв электрических цепей.

Устройство для автоматического отключения троллсеев на мосту должно быть связано как с выходом на мост крана, так и с разъемной частью перил (дверью) у концевой балки (в месте входа на мост). Вход на кран через мост может быть допущен по согласованию с инспекцией Госгортехнадзора. У поворотных кранов при расположении кабины с боковым входом на вращающейся части устанавливается устройство, предотвращающее выход или вход на поворотную часть при вращающемся двигателе (блокировочный контакт, отключающий двигатель).

Проводка внутри машинных помещений, в кбинах и на металлических конструкциях крана выполняется в стальных и изоляционных трубах или коробах проводов марки ПР, ПРТО и т. д. или маслястойким панцирным и теплостойким проводам.

На кранах не допускается установка медных проводов с сечением менее 2,5 мм² и с изоляцией, рассчитанной на напряжение ниже 500 в. На участках гибкого токопровода используют шланговые провода. В цепях управления для присоединения командоаппаратов, а также в цепях связи, телемеханики и телевидения допускается применение гибких проводов сечением до 1,5 мм²; при этом провода не должны нести механической нагрузки.

На кранах (кроме металлургических) допускается применение проводов с алюминиевыми многопроволочными жилами. В ответственных крановых установках применение алюминиевых проводов не рекомендуется. При этом для силовых цепей не допускаются провода сечением ниже 16 мм², для цепей управления — 4 мм², связи, телеуправления и телевидения — 2,5 мм². В горячих чехлах широко используют теплостойкие провода с кремнийорганической и иной изоляцией.

Прокладка проводов в трубах при работе крана на открытой площадке делается герметической. Для этого все соединения (муфты, угольники) осуществляются с помощью пакли на сурике с олифой. В одной трубе допустима прокладка проводов различных цепей. Если ток превышает 25 а, необходимо обязательно все три провода трехфазной линии помещать в одной трубе.

Кабели, прокладываемые по крану, должны быть без лкутовой оболочки. Радиус изгиба кабеля с бумажной изоляцией должен быть равен не менее пятнадцати наружным диаметрам кабеля, а с резиновой изоляцией — десяти наружным диаметрам.

9. ТОКОПРОВОД

Троллейный токопровод с жесткими троллеями (рис. 2.20, а, б) широко применяется в кранах мостового типа для подачи питания и присоединения аппаратуры к электрооборудованию, размещенному на тележках и мостах. В качестве жестких троллсеев применяются стальные уголки в рельсы, а также материалы из различных сплавов с профильным сечением и составные (биметаллические) провода. При большой длине жестких троллсеев предусматривают температурные компенсаторы; расстояние между температурными компенсаторами выбирается с учетом материала троллсеев, конструкции их крепления и возможных колебаний температуры.

Для подвесных кранов, край-балок, электротроллей и т. п. применяют малогабаритный токопровод в виде тележек, которые скользят по троллеям, расположенным в закрытом коробе (расстояние между троллеями не менее 30 мм).

Гибкий троллейный токопровод состоит из проводов (стальных, медных, биметаллических), которые закрепляются в конечных точках и свободно опираются на промежуточные поддерживающие опоры с пролетами не более 8 м; такой токопровод возможен при скоростях передвижения до 1,5 м/сек и диаметре троллсеев не более

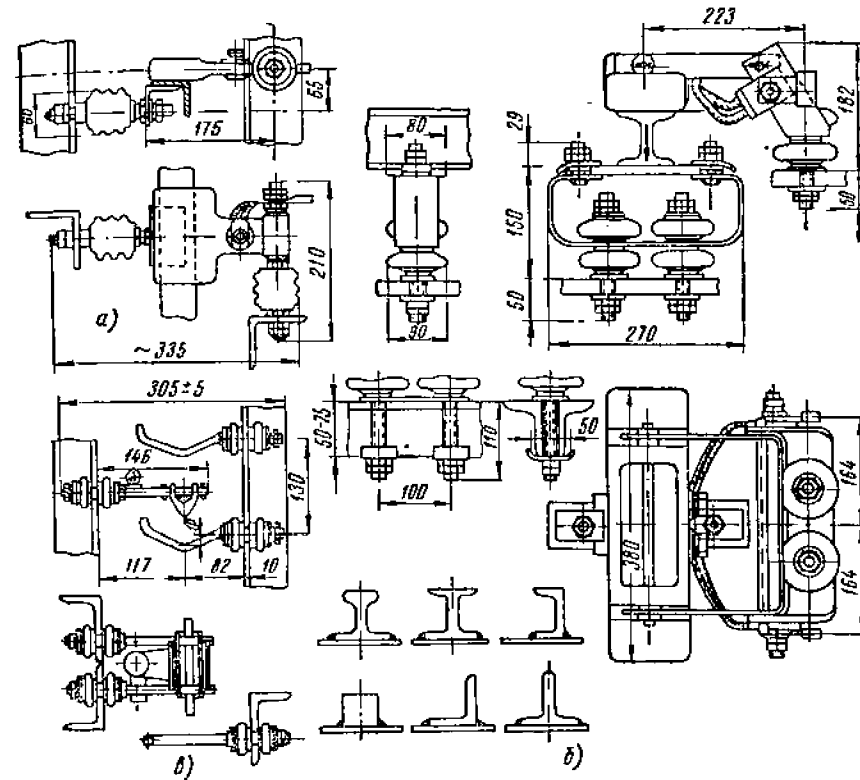


Рис. 2.20. Троллейный токопровод: а, б — жесткий; в — гибкий

10 мм. При обрыве одного из троллсеев питание других проводов должно автоматически прекращаться.

Для подачи питания к кранам, движущимся по наземным подкрановым путям, троллейный токопровод осуществляют в подземных каналах (рис. 2.21), ограждаемых подъемными стальными щитами. Применяются также токопровод с питанием от сети токоприемниками (рис. 2.22). Съем тока в этом случае производится укрепленными на кране отрезками троллсеев (лыжами), длина которых больше расстояния между токоприемниками.

Токопровод в поворотной части в полноповоротных кранах осуществляется кольцевым токоприемником с контактными кольцами и щетками, при неполноповоротном кране токопровод может быть выполнен кабелем. Вместо щеток применяют также профильные (с желобом) кольца кольцевого токопровода, которые охватываются натянутым пружинным проводом (рис. 2.23). Кольцевые токоприемники для колонн выпускают обычно диаметром 201—300 мм (реже 100 мм) с числом колец 3—12. Токоприемники рассчитаны на ток до 150 а

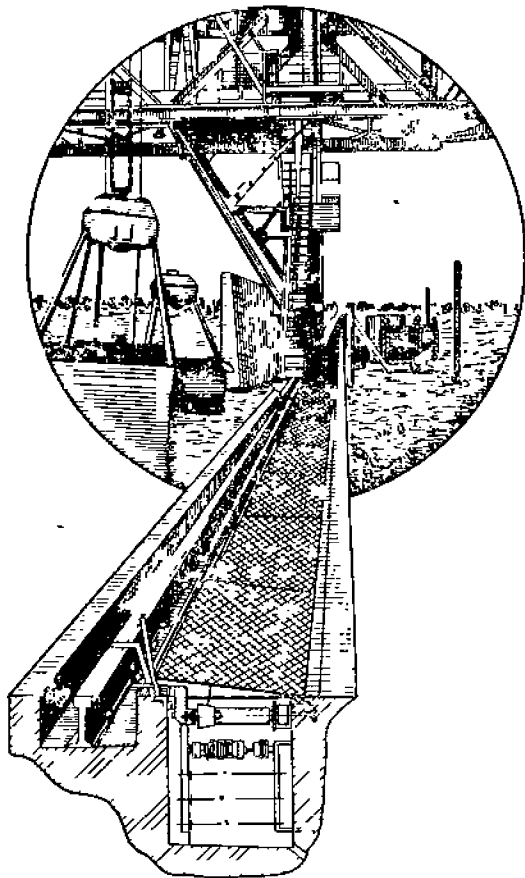


Рис. 2.21. Токоподвод в канале

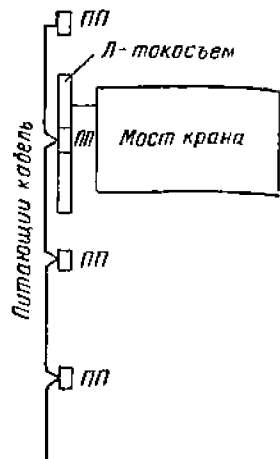


Рис. 2.22. Схема питания крана при помощи «лыж»

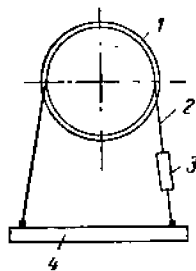


Рис. 2.23. Кольцевой токоприемник с охватывающим контактным проводом: 1 — контактное кольцо; 2 — охватывающий контактный провод; 3 — катящаяся пружина; 4 — изолятор

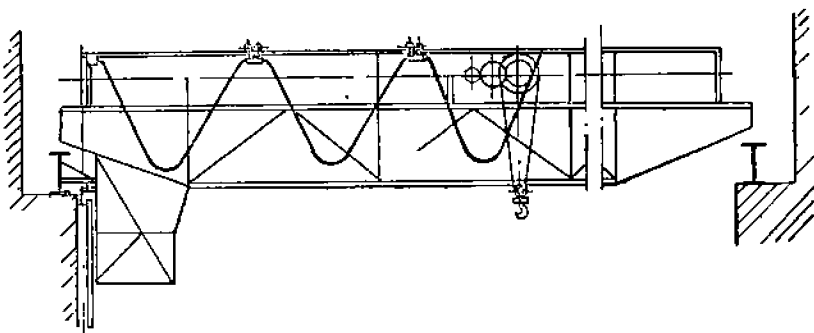


Рис. 2.24. Кабельный подвесной токоподвод

(ПВ = 100%) и 250 а (ПВ = 40%) при напряжении до 500 в. Во взрыво- и пожароопасных помещениях применяют только кабельный токоподвод.

Кабельный токоподвод применяют для питания кранов, работающих на наземных путях, для тихоходных грузовых тележек большегрузных кранов, а также для кранов и крановых тележек, работающих в пожароопасных и взрывоопасных цехах. Для питания кранов на наземных путях устанавливаются через 50—80 м утопленные штепсельные колонки, в которые вставляется вилка гибкого кабеля, наматываемого на кабельный барабан, расположенный на опоре крана. Кабельный барабан приводится в движение канатом с противовесом, отдельным двигателем или от ходовых колес крана. Для грузовых тележек и мостовых кранов пользуются подвесным гибким кабелем (рис. 2.24), который опирается на катушечные подержки (тележки), перемещающиеся по направляющим. Для предотвращения обрыва кабеля ход подержки ограничивается закрепленными между ними отрезками каната.

При расчете токоподвода провода и троллей выбираются по нагреву с последующей проверкой на потерю напряжения; в длинных линиях определяющей является потеря напряжения, в коротких — нагрев.

Расчет на нагрев ведется по условию

$$I_p \leq I_{доп}$$

где I_p — ток, потребляемый двигателем (или группой двигателей), при номинальной мощности, соответствующей номинальной ПВ двигателя; $I_{доп}$ — допускаемый ток с учетом продолжительности включения при повторно-кратковременном режиме и температуры воздуха.

Ориентировочно можно считать, что при напряжении 380 в двигатели трехфазового тока потребляют 2—3 *а/квт*, а двигатели постоянного тока при напряжении 220 в — около 5 *а/квт*.

Потребляемый ток $I_p(a)$ при отдаваемой двигателем мощности N (*квт*) равен:

при трехфазном токе для статора

$$I = \frac{1000N}{1,73\eta U \cos \varphi}; \quad (2.25)$$

для ротора

$$I = \frac{600P}{E_p(1-\eta)}; \quad (2.26)$$

для постоянного тока

$$I = \frac{1000P}{\eta U}, \quad (2.27)$$

где U — рабочее напряжение в в; $\cos \varphi$ — коэффициент мощности; E_p — напряжение на кольцах неподвижного разомкнутого ротора в в; η — к. п. д. двигателя.

Величина допустимого тока нагрузки зависит от сечения провода, марки и способа его прокладки (табл. 2.26). Нормы нагрузки регламентированы ПУЭ [10] и каталогами на яровода и кабельные изделия.

Расчетный (по нагреву) ток, потребляемый группой двигателей

$$I = k_1 N_3 + k_2 \Sigma N, \quad (2.28)$$

где N_3 — суммарная мощность трех наибольших двигателей (при ПВ = 25%) в *квт*; ΣN — суммарная мощность всех двигателей в группе (при ПВ = 25%) в *квт*.

Коэффициенты k_1 и k_2 зависят от режима работы крана и для напряжения 380 в равны:

Режим	Л	С	Т	ВТ
k_1	0,6	0,6	0,9	0,9
k_2	0,2	0,3	0,4	0,6

Для разных напряжений U ток рассчитывается прямо пропорционально отношению напряжений и равен $I = I_{380} \frac{380}{U}$.

2.26. Применение марок проводов в зависимости от условий работы и способа прокладки

Марка провода	Наименование провода	Для установки на открытом воздухе	Для установки внутри помещений	
			в безопасных местах	в местах, где возможна поврежденя
ПВ-500	Одножильный в пропитанной оплетке	В стальных трубах	Открыто	
ПРГ-500	Гибкий одножильный в пропитанной оплетке			
ПРП	Панцирный	Открыто, с защитой в опасных местах	Открыто, крепят с помощью скобами	В стальных трубах или кожухах
ТПРФ	В трубчатой металлической оболочке			
ПРШП	Панцирный в резиновой шланговой оболочке			
ПРТО-500	Для прокладки в трубах	В стальных трубах		
СРГ-500	Освинцованный голый	Открыто, с защитой в опасных местах кожухами		
СРБГ-500	Кабель освинцованный и бронированный без джутовой оболочки	При установке во взрывобезопасном исполнении		
ПГАО	Гибкий одножильный с асбестовой изоляцией	При прокладке в огнеопасных местах		
Специальный	теплостойкий	При высокой температуре окружающей среды		

При $PВ \leq 40\%$ допустимый ток может быть увеличен приблизительно в 1,5 раза.

Расчет потерь напряжения ΔU в проводах, кабелях и медных троллеях ведется по формулам:
для трехфазного тока

$$\Delta U\% = \frac{173 I \cos \varphi}{\sigma q U_n}; \quad (2.29)$$

для постоянного тока

$$\Delta U\% = \frac{200 I l}{\sigma q U_n}; \quad (2.30)$$

где I — ток в а; l — длина линии в м; U — номинальное напряжение в в; q — сечение провода в $мм^2$; σ — удельная проводимость материала провода в $м/ом \cdot мм^2$

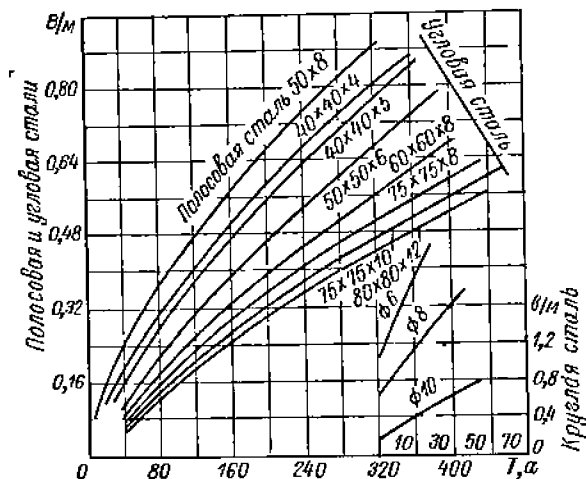


Рис. 2.25. Номограмма для расчета стальных троллеев

(равная $\sigma = 57$ для меди и $\sigma = 35$ для алюминия); $\cos \varphi = 0,6 \div 0,7$ — коэффициент мощности.

Потерю напряжения в стальных троллеях следует определять с учетом как активного, так и реактивного сопротивления. Для расчета можно пользоваться номограммой на рис. 2.25, где дается величина потеря ΔU в на 1 м линии.

При расчете потери напряжения для группы двигателей принимают, что пускается один наибольший двигатель в группе, а остальные потребляют нормальный рабочий ток. Величина расчетного тока в этих условиях

$$I = \Sigma I_{раб} + (k_n - 1) I_1 \quad (2.31)$$

где $\Sigma I_{раб}$ — суммарный рабочий ток всех двигателей; I_1 — рабочий (номинальный) ток наибольшего двигателя; k_n — кратность пускового тока наибольшего двигателя (отношение пускового тока к номинальному).

Во время эксплуатации крана напряжение на зажимах двигателей должно быть не менее 85% от номинального. Допускается следующая потеря напряжения в силовых сетях кранов: при установившемся режиме — 8% (редко работающие устройства — 12%); при пуске — 10% (при редких пусках — аварийные лебедки, противуюгонные захваты и т. п. — до 15%). В проводах, проложенных на кране, допускаются потери не свыше 25% от полной потери напряжения.

Температура окружающего воздуха в °С	10	15	20	25	30	35	40
Коэффициент	1,41	1,1	1,01	1,0	0,95	0,89	0,81

ТЕПЛОВОЙ, ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ, ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ
И РУЧНОЙ ПРИВОДЫ

Номинальные токи плавких вставок предохранителей и токи автоматических выключателей следует выбирать возможно минимальными. По правилам устройства электроустановок защитные аппараты по отношению к допустимым длительным токовым нагрузкам на провода должны иметь кратности: а) номинального тока плавких вставок не более чем в 3 раза; б) номинального тока расцепителя (автоматические выключатели) с нерегулируемой обратно пропорциональной от тока характеристикой — не более чем в 1,5 раза; в) тока трогания расцепителя с регулируемой обратной пропорциональной от тока характеристикой — не более чем в 1,5 раза; г) тока срабатывания автоматического выключателя, имеющего только мгновенно-максимальный расцепитель (отсечку), не более чем в 4,5 раза. В тех случаях, когда питающая сеть по ПУЭ [10] требует обязательной защиты (например, пожаро- и взрывоопасные помещения), плавкие вставки предохранителей или расцепители автоматов выбираются по расчетному току нагрузки. Провод должен быть выбран такого сечения, чтобы длительная нагрузка, допустимая для него, была не менее 125% от номинального тока выбранного защитного аппарата.

Для одиночных двигателей плавкая вставка выбирается с учетом типа двигателя и условий его пуска. Для двигателей с короткозамкнутым ротором ток плавкой вставки

$$I_{вс} \geq \frac{I_{пуск}}{\alpha}, \quad (2.32)$$

где α — коэффициент, равный при редких и непродолжительных пусках 2,5 и при частых и продолжительных пусках — 1,6—2,0.

Для двигателей с реостатным пуском плавкая вставка выбирается по номинальной силе тока двигателя. Плавкая вставка для группы двигателей выбирается исходя из условий

$$I_{вс} \geq I_p \quad \text{и} \quad I_{вс} \geq \frac{I_{max}}{\alpha} = \frac{I + (k_n - 1) I_n}{\alpha}. \quad (2.33)$$

Максимальные реле и автоматы являются быстродействующими, величина их уставки не должна превышать величины максимально допустимого значения тока защищаемой установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев В. П., Сабинин Ю. А. Основы электропривода. М.—Л, Госэнергоиздат., 1963.
2. Беленький Г. М., Брейтер М. Е., Иванов В. М. и др. Электрооборудование кранов. М.—Л., Госэнергоиздат, 1963.
3. Борисов Ю. М., Соколов М. М. Электрооборудование ЦТМ. М., Машигиз, 1958.
4. Вешеневский С. Н. Расчет характеристик и сопротивлений электродвигателей. М.—Л., изд-во «Энергия», 1965.
5. ВНИИТМаш. Труды, выпуски 7 (71)—1966; 4 (77)—1967 и 7 (87)—1968.
6. Гусельников Э. М., Ротт В. Ф. Электрогидравлические толкатели. М., изд-во «Энергия», 1968.
7. Егоров К. А. Автоматизация управления портовыми перегрузочными установками. М., Речиздат, 1960.
8. Меклер А. Г. Электрооборудование подъемно-транспортных машин. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
9. Меклер А. Г. Автоматизация подъемно-транспортных машин. М., изд-во «Машиностроение», 1967.
10. Правила устройства электроустановок (ПУЭ). М., изд-во «Энергия», 1969.
11. Рейнгольд Ю. А. Электрическое оборудование подъемно-транспортных машин. Л., изд-во «Транспорт», 1968.
12. Сметов А. А. Оптимальное управление перегрузочными процессами. М., изд-во «Машиностроение», 1966.
13. Хабенский М. Я. Автоматизация управления и регулирования на плавучих кранах. М., изд-во «Транспорт», 1968 (Труды ЦНИИ ЭВТ).
14. Электропривод и электрические аппараты управления. Завод «Динамо» в борьбе за технический прогресс, вып. 2. М., Информстандартэлектро, 1967.
15. Лигерман И. И. Крановые троллеи. М., изд-во «Энергия», 1969.

Теплосиловым приводом краны снабжаются в тех случаях, когда они должны иметь самостоятельную силовую установку. Тепловые двигатели используются либо для непосредственного привода механизмов с помощью механической трансмиссии, либо в качестве первичных двигателей комбинированных приводов с электрогенераторами, насосами или компрессорами. Применяется также смешанный привод, когда часть механизмов обслуживается тепловым двигателем непосредственно, а часть комбинированным приводом. Комбинированный привод применяется: а) при необходимости получить характеристику привода, отличную от характеристики первичного двигателя; б) для упрощения механической трансмиссии; в) для достижения большей маневренности крана и удобства управления; г) в специальных случаях, при необходимости обеспечить энергией осветительные установки, сварочные аппараты, механизированный инструмент и т. д.

Внешняя характеристика дизель-электрического привода в основном определяется родом тока и принятой электросхемой. Привод на трехфазном токе позволяет легко осуществить переход на питание от общей электросети.

Паровой привод в настоящее время на кранах не применяется. Пневматический привод используется в небольших грузоподъемных машинах (поршневые подъемники, тали и т. п.), работающих во взрывоопасных помещениях и цехах, имеющих сеть сжатого воздуха [2].

10. ПРИВОД С ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ

В кранах, как правило, применяются двигатели, работающие на жидком топливе, — карбюраторные и дизели. Используются двигатели автомобильные, тракторные, комбайновые, судовые и общего назначения. Автомобильные двигатели компактные, отличаются малым весом (карбюраторные 2—5 кгс/л. с., дизели 4,8—7,2 кгс/л. с. при наибольшей мощности), но в стационарных условиях нуждаются в дополнительном охлаждении, а при работе на полную мощность очень быстро изнашиваются. Длительная мощность двигателей легковых автомобилей составляет не более 50—60%, а грузовых — не более 60—70% от максимальной мощности. Длительная мощность тракторных двигателей доходит до 80—90% от максимальной мощности. Они работают со значительно меньшими по сравнению с автомобильными числами оборотов (тракторные 1000—1500 об/мин, автомобильные 1500—2800 об/мин), имеют умеренные габариты и вес (11,5—22,5 кгс/л. с.), более надежны, поэтому применяются наиболее широко. У двигателей комбайнов в отличие от тракторных радиатор имеет увеличенную поверхность охлаждения и расположен со стороны соединительной муфты. Длительная мощность судовых и стационарных двигателей равна номинальной, однако в условиях крановой работы они изнашиваются быстрее, чем в условиях, на которые они рассчитаны. Дизели уступают карбюраторным двигателям по весу и стоимости, но работают на более дешевом и менее опасном в пожарном отношении топливе и расходуют значительно меньше топлива (карбюраторные 230—300 гс/л. с.-ч, дизели 160—230 гс/л. с.-ч). По сравнению с карбюраторными двигателями дизели допускают большую перегрузку и более надежны в эксплуатации. Кроме того, они снабжаются более совершенными регуляторами чисел оборотов. К существенным недостаткам дизелей следует отнести затруднительность пуска при температуре ниже -5°C .

При отсутствии указаний о числе оборотов и мощности двигателей при длительной работе, при выборе параметров двигателя для кранового привода по механической характеристике рекомендуется: снижать номинальное число оборотов двигателей легковых автомобилей на 30—40%, грузовых — на 25—30%, тракторных и др. — на 0—20%; момент и мощность, соответствующие пониженной скорости, уменьшать на 15—25% (с учетом потерь при износе двигателя).

В тормозном режиме момент, развиваемый двигателем внутреннего сгорания, при отсутствии подачи топлива определяется по формуле

$$M_m = \frac{320V_d}{\tau} (p_m + p_n) \text{ кгс} \cdot \text{см.} \quad (2.34)$$

Здесь V_d — рабочий объем всех цилиндров двигателя; τ — число тактов; p_m — среднее давление трения; p_n — среднее давление от пропуска и охлаждения сжатой среды и потерь при всасывании и выпуске.

Среднее давление трения с учетом привода топливного насоса, генератора и других вспомогательных устройств, установленных на двигателе, может быть определено по формулам:

для карбюраторных двигателей

$$p_m = 0,3 + \frac{sn}{300} \text{ кгс/см}^2, \quad (2.35)$$

где s — ход поршня в м; n — число оборотов в минуту; для дизелей

$$p_m = 0,9 + \frac{sn}{200} \text{ кгс/см}^2. \quad (2.36)$$

Давление p_n может быть выражено зависимостью

$$p_n = (0,12 \div 0,16) p_e,$$

где p_e — номинальное среднее эффективное давление (при максимальной мощности двигателя) [5]

Работа двигателя внутреннего сгорания регулируется подачей топлива. Число оборотов и мощность карбюраторных автомобильных двигателей регулируется вручную с помощью дроссельной заслонки карбюратора; пневматический максимальный регулятор (если он установлен) предохраняет двигатель от разгона. Всережимный центробежный регулятор, устанавливаемый на карбюраторных, тракторных и комбайновых двигателях и на большинстве дизелей, допускает изменение скоростного режима на ходу от минимального до максимального числа оборотов холостого хода. Заданная скорость поддерживается регулятором со степенью неравномерности 2—10% (в среднем). Двухрежимный регулятор автомобильных дизелей ограничивает наибольшее и наименьшее числа оборотов. Управление подачей топлива и пусковая кнопка (при электростартерном запуске двигателя в ход) подводятся к месту крановщика.

Устанавливая двигатель внутреннего сгорания, нужно позаботиться об удобстве пуска его в ход и остановки, учесть необходимость пополнения топливных баков, заливку и выпуск жидкости из охлаждающей системы, учесть потребность в осмотре, смазке и регулировке. Рама под двигателем не должна препятствовать снятию нижнего картера. Емкость бака должна быть достаточной для работы крана в течение не менее восьми часов. Бак должен иметь широкую горловину, фильтр и внутреннюю перегородку.

Для пополнения расходуемого топлива при необходимости ставится насос, на небольших кранах — ручной типа БКФ-2 и т. п. В системе охлаждения используются автомобильные и тракторные радиаторы.

11. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Силовые гидравлические приводы, применяемые на кранах, разделяются на гидродинамические (турбопередачи) и гидростатические (объемные). Турбопередачи (см. раздел пятый, п. 7), деформируя характеристику приводных двигателей (электрических, внутреннего сгорания) приспособляют ее к условиям работы привода; они выполняются в виде турботрансформаторов и турбомуфт.

Объемный гидропривод [7] состоит из насоса, подводящего рабочую жидкость в гидродвигатель — гидромотор или гидроцилиндр. Главными достоинствами объемного гидропривода являются: способность при малом весе и

компактности осуществлять большие передаточные отношения, возможность преобразования вращательного движения в поступательное, бесступенчатое регулирование скорости в широких пределах, плавный разгон и остановка, реверсирование движения, предохранение двигателя и рабочего органа от перегрузки, простота и удобство управления и возможность его автоматизации. Недостатки объемного гидропривода: сравнительно низкий к. п. д. и необходимость изготовления узлов с высокой точностью.

Объемные гидроприводы выполняются в основном по двум схемам: с открытой и закрытой системами циркуляции жидкости от насоса к гидродвигателю. В открытой схеме (рис. 2.26) через бак циркулирует вся рабочая жидкость. Эта схема применяется обычно при многодвигательном гидроприводе, а также когда реверсирование гидродвигателя осуществляется распределительным устройством или насосом. Распределительное устройство обеспечивает ход вперед, назад и остановку гидродвигателя при соединении напорной магистрали со сливной. В закрытой схеме (рис. 2.27) рабочая жидкость от насоса к гидродвигателю и обратно циркулирует по специальной магистрали, а рабочая жидкость в баке служит для пополнения утечек и частичного участия в циркуляции между насосом и гидродвигателем. Для этой цели служит подпиточный насос (производительностью около 10% от основного),

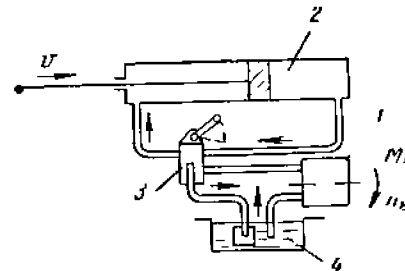


Рис. 2.26. Открытая схема гидропривода: 1 — насос; 2 — гидроцилиндр (или гидромотор); 3 — гидрораспределительное устройство; 4 — бак

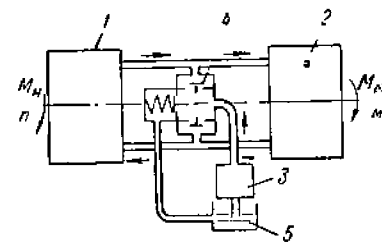


Рис. 2.27. Закрытая схема гидропривода: 1 — насос; 2 — гидромотор (или гидроцилиндр); 3 — подпиточный насос; 4 — клапанная коробка; 5 — бак

одновременно повышающий давление на линии всасывания главного насоса; оба насоса обычно соединены между собой и находятся внутри общего кожуха, выполняющего роль резервуара. В закрытой схеме обычно применяется насос регулируемой производительности, что позволяет изменять скорость вращения гидромотора в широких пределах при неизменной величине крутящего момента. Схема допускает реверсирование движения, и в зависимости от направления потока жидкости трубопровод может быть как напорным, так и сливным.

Для регулирования скорости гидродвигателя обычно применяют насосы с регулируемой производительностью, позволяющие плавно изменять скорость в широких пределах. Регулирование производительности насоса может быть ручным и автоматическим (с использованием следящей системы).

При использовании насосов с постоянной производительностью можно осуществить ступенчатое регулирование скорости гидродвигателя с помощью применения нескольких насосов разной производительности, которые включаются в различном сочетании. Системы с дроссельным регулированием скорости неэкономичны и применяются только при малых мощностях. Целесообразнее комбинированное регулирование, при котором вначале скорость регулируется по принципу ступенчатого и доводится до необходимой величины дроссельным регулированием. Давление рабочей жидкости в крановых гидроприводах обычно составляет 100—160 кгс/см²; с увеличением давления гидропривод становится более компактным и легким, но увеличиваются объемные потери и труднее создать надежные уплотнения.

В качестве рабочих жидкостей в гидроприводах обычно применяются минеральные масла (раздел седьмой, п. 11). С увеличением вязкости уменьшаются потери через различные неплотности, но увеличиваются гидравлические потери. При

Скорость вращения

$$n_m = \frac{Q_d}{q_m} \eta_{o.d} = n_n \frac{q_n}{q_m} \eta_{o.об.мин}, \quad (2.45)$$

где Q_d — количество рабочей жидкости, подводимой к гидромотору (расход рабочей жидкости), в л/мин; $\eta_{o.об.мин}$ — суммарный объемный к. п. д. системы насос — двигатель.

При использовании насоса с регулируемой производительностью скорость вращения гидромотора и его крутящий момент будут изменяться по характеристике

$$n_n M_n = \text{const}, \quad (2.46)$$

если не учитывать изменения величины к. п. д.

Изменение давлений жидкости p_n при переменной величине расхода насоса q_n

$$\frac{p_n}{p'_n} = \frac{q_n}{q'_n},$$

где p_n и q'_n — номинальные значения.

Глубина регулирования $\frac{n_n^{\min}}{n_n^{\max}} \approx \frac{q_n^{\min}}{q_n}$ зависит от типа насоса и мотора и достигает 1 : 1000.

Гидромотор выбирается по максимальному крутящему моменту M_n^{\max} (с учетом инерционных сил неустановившегося движения) при давлении подводимой рабочей жидкости p_d и удельном расходе q_n согласно (2.44). Насос выбирается по производительности согласно (2.37), (2.41), (2.45).

Электродвигатель насосной станции выбирается по условиям нагрева по среднеквадратичной мощности цикла работы механизма.

Тепловой режим [14] гидравлического привода зависит в основном от емкости (поверхности теплоотдачи) бака насосной установки. Количество тепла, выделяемого в гидروприводе за 1 ч, определяется величиной потерянной в приводе мощности $N_{пот} = N_{nn} (1 - \eta)$

$$Q_t = 860 N_{пот} = 860 N_{nn} (1 - \eta) \text{ ккал/ч.}$$

Это тепло затрачивается на нагревание масла, узлов и коммуникаций привода и на отдачу тепла через поверхности охлаждения. Когда в процессе работы достигается наибольшая температура T_m рабочей жидкости в гидросистеме, при температуре окружающей среды T_s , уравнение теплового баланса принимает вид

$$\sum k_i F_i (T_m - T_s) = 860 N_{nn} (1 - \eta), \quad (2.47)$$

где F — поверхность теплоотдачи в м²; k — коэффициент теплоотдачи узлов привода в ккал/м²·град; при свободно обтекаемой открытой поверхности $k = 13$; при охлаждении поверхности вентилятором $k = 20$; при затрудненной циркуляции воздуха вокруг поверхности $k = 8,7$; при принудительном охлаждении циркуляционной водой для поверхности змеевиков $k = 95 \div 150$.

Допустимая температура рабочей жидкости обычно принимается равной $T_m = 55 \div 60^\circ \text{C}$.

Насосы по конструкции рабочего органа разделяются на плунжерные (поршневые), шестеренные и лопастные (шпиральные). Шестеренные и лопастные насосы могут применяться для рабочих давлений до 120—140 ккал/см², аксиально- и радиально-поршневые — для давлений до 200—300 ккал/см² и поршневые эксцентриковые — для давлений до 500 ккал/см² и выше [7]. Шестеренные насосы наиболее компактны, неприхотливы в эксплуатации, но чувствительны к перегреву и при давлении 100 ккал/см² (насосы типа НШ) недолговечны (800 ч). Радиально-поршневые насосы, наиболее часто применяемые в качестве регулируемых, имеют значительные габаритные размеры и вес; аксиально-поршневые насосы более компактны, но чувствительны к загрязнению рабочей жидкостью. Сравнительные характеристики насосов приведены в табл. 2.27.

работе в условиях низких температур температура застывания масла должна быть ниже температуры окружающей среды на 10—17° С [4].

Производительность насоса (полезная)

$$Q_n = Q_{n.m} \eta_{он} \text{ л}^3/\text{мин}, \quad (2.37)$$

где $Q_{n.m} = q_n n_n$ — теоретическая производительность в л³/мин; q_n — удельный расход в л/об; n_n — скорость вращения насоса в об/мин; $\eta_{он}$ — объемный к. п. д. насоса, учитывающий утечку рабочей жидкости через зазоры.

Мощность, отдаваемая насосом (эффективная мощность),

$$N_n = \frac{Q_n p_n}{612} \text{ квт}, \quad (2.38)$$

где p_n — давление, развиваемое насосом, в ккал/см².

Мощность, потребляемая насосом (приводная мощность), пренебрегая потерями во всасывающем трубопроводе,

$$N_{кп} = \frac{N_n}{\eta_{мн}} = \frac{Q_n p_n}{612 \eta_{мн}} \text{ квт}, \quad (2.39)$$

где $\eta_{мн}$ — механический к. п. д. насоса, учитывающий потери на трение и гидравлические сопротивления [12].

Общий к. п. д. насоса

$$\eta_n = \eta_{он} \eta_{мн}.$$

Потребная эффективная мощность насоса, соответствующая мощности N_d гидродвигателя (на валу гидромотора, на штоке гидроцилиндра).

$$N_n = \frac{N_d}{\eta_c \eta_d}, \quad (2.40)$$

где $\eta_c = \eta_{o.c} \eta_{z.c}$ — полный к. п. д. сети (трубопроводы и аппаратура); $\eta_{o.c}$ — объемный к. п. д. сети; $\eta_{z.c}$ — гидравлический к. п. д. сети; $\eta_d = \eta_{o.d} \eta_{м.д}$ — полный к. п. д. гидродвигателя; $\eta_{o.d}$ — объемный к. п. д. гидродвигателя; $\eta_{м.д}$ — механический к. п. д. гидродвигателя.

В предварительных расчетах можно принимать $\eta_c = 0,75 \div 0,85$. Значения к. п. д. насосов и гидродвигателей приведены в табл. 2.22—2.38.

Полный к. п. д. гидропривода $\eta = \eta_n \eta_c \eta_d$.

Расчет значений отдельных потерь и к. п. д. см [10, 11, 15].

Количество и давление рабочей жидкости, подводимой насосом к гидродвигателю:

$$Q_d = Q_n \eta_{o.c}; \quad p_d = p_n \eta_{z.c}. \quad (2.41)$$

В насосах с регулируемой производительностью последняя меняется за счет изменения удельного расхода жидкости q_n по характеристике

$$p_n q_n = \text{const} \quad (2.42)$$

при постоянной скорости вращения насоса.

Мощность на валу гидромотора (эффективная мощность)

$$N_d = \frac{M_n n_m}{975} \text{ квт}, \quad (2.43)$$

где n_m — скорость вращения гидромотора в об/мин.

Крутящий момент, развиваемый гидромотором,

$$M_m = 0,0016 p_d q_m \eta_{м.д} = 0,0016 p_n q_n \eta_{z.c} \eta_{м.д} \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (2.44)$$

где p_d — давление подводимой жидкости в ккал/см²; q_m — удельный расход жидкости в см³/об.

2.27. Сравнительные характеристики насосов

Тип	Рабочее давление в кгс/см ²	Объемный к. п. д.	Общий к. п. д.	Вес на единицу мощности в кгс/квт
Радиально-поршневой Аксиально-поршневой	До 200—300	0,7—0,9 0,95—0,98	0,67—0,85 0,8—0,9	10—19,5 7,0—3,3
Эксцентрикковый поршневой	До 500	0,75—0,9	0,68—0,76	2,7—8
Шестеренный Лопастной	До 120—140	0,7—0,9 0,6—0,9	0,25—0,7 0,55—0,75	0,6—7 1,25—4

2.28. Характеристика радиально-плунжерных насосов ННР, НПМ, НПС

Параметры	Типоразмеры насосов						
	705М	50М	713	100	715М	200М	400М
Производительность максимальная в л/мин	100	50	200	100	400	200	400
Наименьшая рекомендуемая производительность в л/мин	15	15	20	20	40	40	100
Номинальное давление в кгс/см ²	100	200	100	200	100	200	200
Мощность электродвигателя в квт	23	25	42	49	77	97	182
Объемный к. п. д.	0,9	0,75	0,9	0,75	0,93	0,75	0,8
Общий к. п. д.	0,77	0,67	0,77	0,67	0,85	0,67	0,72
Настройка клапана на давление в кгс/см ²	115	220	115	220	115	220	220
Производительность шестеренного насоса в л/мин	35—40	35—40	35	35	80	80	80
Настройка клапана шестеренного насоса в кгс/см ²	6—8	6—8	6—8	6—8	8—10	8—10	8—10
Вес насосов ННР в кгс	335	350	630	630	1350	1150	1600
Вес насосов НПМ в кгс	360	350	780	780	1500	1500	1980
Вес насосов НПС в кгс	340	335	780	780	1500	1100	1800
Габаритные размеры в мм:							
длина	650	650	812	812	970	970	1091
ширина	570	570	665	665	820	820	860

Примечания: 1. Номинальная скорость вращения 960 об/мин для всех типоразмеров.
 2. Направление вращения вала по часовой стрелке (со стороны вала насоса).
 3. Производительности указаны при номинальных давлениях и числе оборотов.
 4. Высота всасывания 0,5 м для всех типоразмеров.
 5. Рекомендуемые марки масел — индустриальные 30 или 45 по ГОСТу 1707—51; диапазон рабочих температур 10—50° С.
 6. Значение объемного и общего к. п. д. указаны при максимальной производительности и номинальном давлении.
 7. В таблице даны габариты насосов ННР.

Радиально-плунжерные насосы типа НР (табл. 2.28) относятся к машинам регулируемой производительности. Выпускаются серийно насосы ННР, НПМ, НПС и НРД. Насосы ННР имеют ручное регулирование производительности и постоянное направление потока жидкости; эти насосы выпускаются со встроенным вспомогательным шестеренчатым насосом (с литерой А в шифре, например ННР-705АМ) и без него (например ННР-705М). Насосы НПМ имеют ручное регулирование производительности и электромагнитное управление направлением потока масла. В насосах НПС регулирование производительности осуществляется с помощью устройства.

Аксиально-плунжерные насосы типов 11Д и 11Р (табл. 2.29) регулируемой производительности. Насосы 11Д снабжены устройствами гидроавтоматики, обеспечивающими возможность регулирования их производительности маломощными элементами управления. Насосы 11Д № 5—50 поставляются с встроенными элементами гидроавтоматики, типоразмеры 11Д № 0,5—2,5 имеют только силовые цилиндры этих устройств; остальные элементы управления необходимо изготавливать отдельно. Изменять производительность насосов типа 11Д можно и вручную. Насосы типа 11Р отличаются от насосов 11Д отсутствием устройств гидроавтоматики.

2.29. Характеристика аксиальных плунжерных насосов 11Р и 11Д

Параметры	Номер насоса							
	0,5	1,5	2,5	5	10	20	30	50
Удельная производительность в см ³ об	3	9	16	71	142	251	501	790
Скорость приводного вала в об/мин	2950	2950	2950	1440	1440	1440	980	980
Наибольшая производительность (теоретическая) в л/мин	9	26,5	47	102	204	361	491	774
Вес насоса в кгс:								
без-жидкости	10	17,5	29	95	160	238	410	580
с рабочей жидкостью	10	17,5	29	75	140	198	330	535
Габаритные размеры в мм:								
длина	201,5	283	331	403	501	591	681	853
ширина	172	243	290	380	416	462	568	631
высота	172	243	290	294	392	432	538	602
	223	307	346	357	470	523	637	733

Примечания: 1. Номинальное давление 100 кгс/см².
 2. Максимально допустимое давление 160 кгс/см².
 3. Допустимая продолжительность непрерывного действия максимального давления не более 30 сек с интервалом 1 мин в течение 1% от общей жизни.
 4. Объемный к. п. д. при максимальной производительности и номинальном давлении — 0,97. Общий к. п. д.: 0,82 для насосов № 0,5—2,5; 0,91 для насосов № 5—50.
 5. Рабочая жидкость — масло веретенное АУ (ГОСТ 1642—50*), АГМ (ТУ НТП 457—53) и ГМ-50 (ВТУ 49—59). Запчасти: индустриальное 20 (ГОСТ 1707—51) и трансформаторное (ГОСТ 982—56).
 6. Размеры, указанные дробью: числитель — насос 11Д, знаменатель — 11Р.

Эксцентрикковые плунжерные насосы типа Н (табл. 2.30) с клапанным распределением и не зависящим от направления вращения потоком масла предназначены для работы при высоких давлениях рабочей жидкости.

Шестеренные нерегулируемые насосы типа НШ (табл. 2.31) нереверсивные и имеют правое или левое направление вращения. Особенностью этих насосов является гидравлическая компенсация торцовых зазоров между шестернями и втулками. Предельная температура нагрева 50—55° С.

2.30. Характеристика эксцентриковых плунжерных насосов типа Н

Параметры	Типоразмеры		
	Н-400	Н-401	Н-403
Производительность номинальная в л/мин	6	18	36
Давление номинальное (рабочее) в кгс/см ²	200	300	300
Скорость вращения вала номинальная в об/мин	1500	1500	1500
Потребляемая мощность в квт	2,8	11,5	23,5
Объемный к. п. д.	0,75	0,9	0,9
Общий к. п. д.	0,58	0,73	0,76
Вес в кгс	18,5	42,9	45,6
Габаритные размеры в мм:			
длина	215	—	345
ширина	126	240	340
высота	200	280	195

Примечания: 1. Значения объемного и общего к. п. д. указаны для номинального режима.
2. Напор на всасывании должен быть не менее 0,5 м вод. ст. Насос может работать с напором на всасывании, но не более 0,2 кгс/см².
3. Насосы работают на маслах индустриальное 30 и 45 (ГОСТ 1707—51) и на других маслах с вязкостью 2—8° Е₁₀ при данной температуре.

2.31. Характеристика шестеренных насосов типа НШ

Параметры	Типоразмеры		
	НШ-10	НШ-32	НШ-16
Удельная производительность в см ³ /об	10	31,7	47,35
Рабочее давление в кгс/см ²	100	100	100
Наибольшее давление в кгс/см ²	135	135	135
Диапазон рабочих скоростей в об/мин	1100—1650	1100—1650	1100—1650
Объемный к. п. д.	0,9	0,9	0,9
Вес в кгс	2,55	6,65	7,14
Габаритные размеры в мм:			
длина	133	184	200
ширина	93	134	134
высота	108	155	155

Примечания: 1. Рабочая жидкость — масло ДП-11 (ГОСТ 5304—51). Возможные варианты — масло индустриальное 30 и 40 по ГОСТу 1707—51. 2. Основные параметры насосов соответствуют ГОСТу 8753—58.

2.32. Характеристика шестеренных насосов типов Г11-1 (Ш) и БГ11-1 (ШДП)

Параметры	Типоразмеры																				
	ШС-5 ШДП-5		ШС-8 ШДП-8		БГ11-12А (ШДП-12)		Г11-12 (Ш-12)		БГ11-13А (ШДП-25)		Г11-13 (Ш-35)		Г11-14А (Ш-50)		БГ11-14 (ШДП-70)		Г11-15А (Ш-100)		Ш-125 ШДП-125		
Производительность в л/мин	5	5	6	5	12	13	18	25	35	50	70	100	125								
	0,15	0,25	0,25	0,25	0,6	1,0	0,8	1,0	1,0	1,5	1,85	2,7	3,7	4,5							
Рабочее давление в кгс/см ²					0,76	0,42	0,47	0,5	0,52	0,82	0,84	0,59	0,6								
Скорость вращения вала в об/мин					7,6	3,1	7,6	7,6	13,5	13,5	20,5	20,5	20,5								
Приводная мощность в квт					38	16,5	38	38	54	72,5	78,2	125,7	125,7								
Мощность двигателя БГ11-1 (ШДП) в квт																					
Объемный к. п. д.					0,72	0,26	0,8	0,8	0,82	0,84	0,84	0,88	0,9								
Общий к. п. д.					0,25	0,26	0,47	0,5	0,52	0,55	0,57	0,59	0,6								
Вес насосов Г11-1 (Ш) и ШС в кгс					3,1	3,1	7,6	7,6	13,5	13,5	20,5	20,5	20,5								
Вес установок БГ11-1 (ШДП) в кгс					16,5	16,5	38	38	54	72,5	78,2	125,7	125,7								
Габаритные размеры в мм:																					
длина					117	104	173	173	190	190	190	215	215								
ширина					104	104	138	138	170	170	170	190	190								
высота					102	102	132	132	172,5	172,5	172,5	205	205								

Примечания: 1. Производительность, привидная мощность, объемный и общий к. п. д. указаны при рабочем давлении и скорости вращения привода вала 1450 об/мин.
2. Наибольшая высота всасывания для всех типов 0,5 м.
3. Рабочая жидкость — масло вязкостью 3—8° Е при 50° С.
4. Выпускается установка ШД11В-30 с двигателем ларыобозначного исполнения и общим весом 85 кгс. Характеристика установки не отличается от ШДП-50.

Шестеренные насосы типа Г11-1 (Ш) с постоянным направлением потока масла нерегулируемые (табл. 2.32) применяются в качестве подпиточных. Устройство этих насосов аналогично устройству насосов НШ, но более упрощенное. В табл. 2.32 в скобках приведены обозначения насосов по заводской классификации, без скобок — по классификации ЭНИМСа. Насосы БГ11-1 (ШДП) поставляются комплектом вместе с двигателем, смонтированным на общей раме.

Лопастные насосы применяются в качестве вспомогательных; выполняются они регулируемые и нерегулируемые. Лопастные насосы типов Г12 — ротационные нерегулируемые насосы двойного действия. Технические характеристики лопастных насосов приведены в табл. 2.33 и 2.34. Максимальное рабочее давление этих насосов 64 кгс/см². Высота всасывания 0,5 м вод. ст. Технические характеристики двохлопастных насосов см. [10]. Лопастные насосы двойного действия типа БГ12-2 (табл. 2.35) имеют более высокое рабочее давление, чем лопастные насосы остальных типов.

2.33. Характеристика одинарных лопастных насосов типа Г12-2

Параметры	Типоразмеры								
	Г12-21А	Г12-21	Г12-22А	Г12-22	Г12-23А	Г12-23	Г12-24А	Г12-24	Г12-25А
Производительность в л/мин:									
при 950 об/мин	5	8	12	18	25	35	50	70	100
при 1440 об/мин	8	12	18	25	35	50	70	—	—
Приводная мощность в кВт:									
при 950 об/мин	1,12	1,5	2,0	2,8	3,6	4,65	7,4	9,6	12,9
при 1440 об/мин	1,96	2,2	3,04	4,01	5,11	7,5	11,2	—	—
Объемный к. п. д.	0,62	0,71	0,77	0,79	0,85	0,88	0,88	0,9	0,91
Общий к. п. д.:									
при 950 об/мин	0,5	0,55	0,65	0,7	0,75	0,75	0,8	0,7	0,75
при 1440 об/мин	0,54	0,66	0,71	0,79	0,81	0,82	0,7	—	—
Вес в кгс	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	22,6	22,6
Габаритные размеры в мм:									
длина	189	189	189	189	189	189	228	228	228
ширина	127	127	127	127	127	127	165	165	165
высота	127	127	127	127	127	127	165	165	165
Примечания: 1. Производительность, приводная мощность, объемный и общий к. п. д. указаны при максимальном давлении. 2. Скорость вращения вала 950—1440 об/мин. 3. Высота всасывания 0,5 м. 4. Направление вращения по часовой стрелке (со стороны вала).									

Гидромоторы могут быть низкомоментными и высокомоментными. Сравнительные характеристики гидромоторов приведены в табл. 2.36.

Низкомоментные гидромоторы являются быстроходными двигателями и имеют малое отношение крутящего момента M к числу оборотов n : $\frac{M}{n} = 0,0001 \div 0,1 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{об} \cdot \text{мин}}$.

Применяются гидромоторы шестеренные, лопастные и аксиально-плунжерные.

Шестеренные реверсивные гидромоторы МНШ (табл. 2.37) могут работать в режиме насоса. Обратимость и реверсивность в них достигается применением двух фигурных пластин, расположенных на сторонах всасывания и нагнетания. Шестеренные насосы НШ-32 и НШ-46 (табл. 2.31) могут работать в режиме нереверсивного гидромотора, если жидкость подводить в нагнетательную сторону при подпоре на всасывающем фланце не более 0,2—0,3 кгс/см².

2.34. Характеристика одинарных лопастных насосов Г12-4 и Г12-1

Параметры	Типоразмеры						
	Г12-4Б	Г12-4А	Г12-4	Г12-1А	Г12-1	Г12-1А	Г12-1Б
Производительность в л/мин	3,0	5,0	8,0	12	50	70	100
Скорость вращения в об/мин	1440	1440	1440	1440	950	950	950
Приводная мощность в кВт	1,0	1,2	1,7	2,1	7,1	9,6	12,9
Объемный к. п. д.	0,64	0,7	0,73	0,8	0,88	0,9	0,92
Общий к. п. д.	0,32	0,45	0,5	0,6	0,71	0,76	0,81
Вес в кгс	3,5	3,5	3,5	3,5	26,2	26,2	26,2
Габаритные размеры в мм:							
длина	131	131	131	131	266	266	266
ширина	90	90	90	90	192	192	192
высота	90	90	90	90	193	193	193
Примечания: 1. Направление вращения у насосов Г12-4 против часовой стрелки, а у насосов Г12-1 — по часовой стрелке (со стороны вала). 2. Значения производительности, приводной мощности и к. п. д. указаны при наибольшем рабочем давлении 64 кгс/см ² .							

2.35. Характеристика лопастных насосов типа БГ12-2

Параметры	Типоразмеры							
	БГ12-21А	БГ12-21	БГ12-22А	БГ12-22	БГ12-23А	БГ12-23	БГ12-24А	БГ12-24
Производительность в л/мин	5	8	12	18	25	35	50	70
Приводная мощность в кВт	2,2	3,1	4,0	6,1	7,5	10	11,2	19,1
Объемный к. п. д.	0,6	0,65	0,72	0,8	0,74	0,78	0,8	0,86
Вес в кгс	8,6	8,6	8,6	8,6	24,1	24,1	24,4	24,4
Габаритные размеры в мм:								
длина	213	213	213	213	248	248	248	248
ширина	120	120	120	120	165	165	165	165
высота	120	120	120	120	165	165	165	165
Примечания: 1. Наибольшее рабочее давление 125 кгс/см ² . 2. Скорость вращения 1440 об/мин. 3. Высота всасывания не более 0,5 м. 4. Направление вращения по часовой стрелке (со стороны вала). 5. Рабочая жидкость — масло индустриальное 20 или 30 по ГОСТу 1707—51; замесителю: смесь масел с общей вязкостью смеси, соответствующей вязкости указанных масел в интервале температур 10—30°С.								

2.36. Сравнительные характеристики гидромоторов

Тип	Рабочее давление в кгс/см ²	Объемный к. п. д.	Общий к. п. д.	Крутящий момент в кгс·м	Вес на единицу мощности в кгс/квт
Радиально-поршневой	100—160	0,91—0,98	0,8—0,94	24—3570	4—34
Аксиально-плунжерный	50—160	0,95—0,98	0,8	0,4—117	4—7
Шестеренный	100	0,9	0,75	5—7	0,5—0,7
Лопастной	50—100	0,75—0,97	0,5—0,91	2—1800	2—6

2.37. Характеристика шестеренных гидромоторов-насосов типа МНШ

Параметры	Типоразмеры			
	МНШ-32		МНШ-Ю	
	в режиме гидромотора	в режиме насоса	в режиме гидромотора	в режиме насоса
Удельный расход в см ³ /об	32,57	32,57	47,38	47,38
Наибольший крутящий момент в кгс·м	1,75	—	6,9	—
Скорость вращения в об/мин	300—1600	1100—1600	300—1600	1100—1600
Наибольшая эффективная мощность в квт	9,5	9,5	14,0	14,0
Наибольший сдвигающий момент (под нагрузкой) в кгс·м	3,75	—	5,6	—
Вес в кгс	6,4	6,4	7,2	7,2

Примечания: 1. Рабочее давление 100 кгс/см².
2. Объемный к. п. д. — не менее 0,9; общий к. п. д. — не менее 0,75.

Лопастные низкомоментные гидромоторы применяются в реверсивных гидроприводах (с насосами постоянной и переменной производительности), требующих частых включений или автоматического и дистанционного управления. Серийно выпускаемые лопастные низкомоментные гидромоторы типа М16-1 (табл. 2.38) по конструкции аналогичны лопастным насосам, но с принудительным поджимом лопаток к профилю статора.

Аксиально-плунжерные гидромоторы МГ15 (табл. 2.39) и 11М (табл. 2.40) характеризуются компактностью и высоким объемом и общим к. п. д., но они чувствительны к загрязнению рабочей жидкости и требуют особого внимания к ее очистке. Силовая часть гидромоторов 11М идентична силовой части насосов 11Д (см. табл. 2.29); скорость и направление вращения выходного вала гидромотора регулируются объемом и направлением потока жидкости, подаваемой в гидромотор.

В высокомоментные гидромоторы являются тихоходными двигателями и характеризуются высоким отношением крутящего момента к числу оборотов: $\frac{M}{n} > 1 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$, которое иногда достигает $\frac{M}{n} > 2000 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$. Наибольшее распространение получили высокомоментные радиально-плунжерные и лопастные гидромоторы.

Радиально-плунжерные гидромоторы типа ВГД (табл. 2.41) хорошо зарекомендовали себя в приводе горных машин [17]. В зависимости от числа секций гидромотор передает двукратный или трехкратный крутящий момент по сравнению с односекционным гидромотором. Гидромоторы ВГД-210, 420 и 630 соответственно одно-, двух- и трехсекционной конструкции.

2.38. Характеристика лопастных гидромоторов типа МГ16-1

Параметры	Типоразмеры				
	МГ16-13	МГ16-14	МГ16-15А	МГ16-15	МГ16-16А
Удельный расход в см ³ /об	35	70	100	140	200
Скорость вращения наибольшая в об/мин	2200	1800	1800	1500	1500
Крутящий момент при давлении 50 кгс/см ²	2,0	5,0	7,5	10	15
Наибольшая эффективная мощность в квт	4,5	9,3	13,8	15,5	23
Объемный к. п. д.	0,75	0,8	0,85	0,88	0,9
Общий к. п. д.	0,5	0,55	0,6	0,64	0,68
Момент инерции 10 ⁴ кгс·м·сек ²	0,204	1,29	1,29	7,08	7,08
Допустимое радиальное усилие на выступе на конце вала в кгс	—	27	27	102	102
Вес в кгс	10	24	24	86	86
Габаритные размеры в мм:					
длина	—	258	258	390	390
ширина	—	157	157	370	370
высота	—	161	161	236	236

Примечания: 1. Рабочее давление до 50 кгс/см².
2. Наименьшее число оборотов 300 об/мин.
3. Объемный и общий к. п. д. — при давлении 50 кгс/см² и скорости вращения 1000 об/мин.
4. Пиковое давление 64 кгс/см².
5. Рабочая жидкость — масла индустриальные 20 или 30, ГОСТ 1707-51.

2.39. Характеристика аксиально-плунжерных гидромоторов типа МГ-15

Параметры	Типоразмеры				
	МГ151	МГ152	МГ153а	МГ154а	МГ155а
Удельный расход в см ³ /об	8	18	35	70	140
Наибольшая скорость вращения в об/мин	2400	2100	1800	1500	1300
Наименьшая скорость при рабочем крутящем моменте в об/мин	40	30	20	20	20
Крутящий момент при давлении 50 кгс/см ² в кгс·м	0,6	1,25	2,5	5	10
Давление в сливной линии (не менее) в кгс/см ²	0,8	0,8	0,8	1,0	1,5
Наибольшая эффективная мощность в квт	0,6	1,25	2,5	5,0	10
Объемный к. п. д.	0,95	0,97	0,98	0,98	0,98
Общий к. п. д.	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Момент инерции 10 ⁴ кгс·м·сек ²	0,4	1,1	3,5	7,5	25
Вес в кгс	4,5	7,0	12	20	40
Габаритные размеры в мм:					
длина	169	202	250	310	406
ширина	80	92	110	132	162
высота	80	92	110	132	162

Примечания: 1. Наибольшее рабочее давление 50 кгс/см²; пиковое давление 125 кгс/см².
2. Объемный и общий к. п. д. и эффективная мощность приведены для работы на масле — индустриальное 20 при температуре 50°С, давлении 50 кгс/см² и скорости вращения 1000 об/мин.

2.40. Характеристика аксиально-плунжерных гидромоторов типа ПМ

Параметры	Номер гидромотора								
	0,5	1,5	2,5	25А	5	10	20	30	50
Удельный расход в см ³ /об	3	9	16	32	71	142	251	501	700
Наибольшая скорость вращения в об/мин	2950	2950	2950	1440	1440	1440	1440	980	980
Наибольший расход (теоретический) в л/мин	9	26,5	47	46	102	204	361	491	774
Крутящий момент при давлении 100 кгс/см ² в кгс·см	0,4	1,2	2,1	1,2	10,5	21	37	74	117
Максимальный момент в кгс·м	0,6	1,8	3,2	6,4	15,8	31,5	55,6	111	176
Момент инерции вращающихся частей 10 ³ кгс·см·сек ²	0,9	4	9	20	56	175	415	1500	3716
Вес в кг:									
без жидкости	1,2	4,64	7,0	14,7	29	52,4	79	121	200
с рабочей жидкостью	1,3	5,0	7,5	15,5	31,5	54,5	83	127	210
Габаритные размеры в мм:									
длина	150	218	259	302	421	527	615	690	823
ширина	56	84	100	102	130	176	200	213	276
высота	80	125	137	170	200	248	305	328	423

Примечания: 1. Рабочее давление в полости нагнетания 100 кгс/см².
 2. Максимально допустимое кратковременное давление 160 кгс/см².
 3. Диапазон регулирования скорости вращения вала при работе с насосом того же номера от 1:1 до 1:1000.
 4. Рабочая жидкость — масла веретенные: АУ (ГОСТ 1642—50), АГМ (ТУ МНП 457—53) и ГМ-50 (ВТУ 49—59); заменители — масло индустриальное 20 (ГОСТ 1707—51) и трансформаторное (ГОСТ 982—56*).

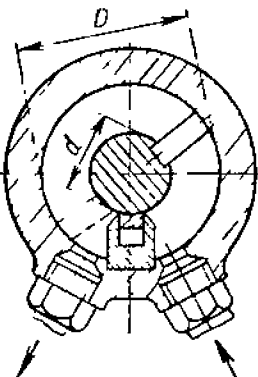


Рис. 2.28. Поворотный цилиндр (однолопастной двигатель)

Радиально-плунжерные гидромоторы типа МР [6] имеют несколько исполнений (модификаций), отличающихся от основного исполнения только отдельными деталями и узлами: а) исполнение МР (табл. 2.42) — основное исполнение, допускающее передачу крутящего момента через муфту и имеющее крепление на лапах; б) исполнение МР-У допускает дополнительную нагрузку вала изгибающим моментом и осевым усилием от узла передачи крутящего момента; в) исполнение МР-В с вращающимся корпусом, передающим крутящий момент; г) исполнение МР-Т с встроенным фрикционным тормозом; д) исполнение МР-Г с встроенным гидравлическим тормозом; е) исполнение МР-Ф — основное исполнение с фланцевым креплением. Характеристика всех модификаций (за исключением габаритных размеров) одинакова.

Лопастные высокомоментные гидромоторы (табл. 2.43) при равных условиях компактнее и легче, чем радиально-плунжерные.

Гидроцилиндры делятся на поворотные и поршневые. Поворотный цилиндр (рис. 2.28) является неполноповоротным однолопастным двигателем; разравниваемый им крутящий момент, пренебрегая сопротивлениями сливной линии,

$$M_{\text{н}} = p_{\text{д}} \frac{b(D^2 - d^2)}{8} \eta_{\text{м.ч}} \text{ кгс·см}, \quad (2.18)$$

где p — давление подводимой жидкости в кгс/см²; b — ширина лопасти в см; D — наружный диаметр лопасти в см; d — диаметр вала лопасти в см; $\eta_{\text{м.ч}}$ — механический к. п. д. цилиндра.
 Угловая скорость вала гидроцилиндра, пренебрегая объемным к. п. д. цилиндра

$$\omega = \frac{8000Q_{\text{д}}}{b(D^2 - d^2)} \text{ рад.сек.}, \quad (2.49)$$

где $Q_{\text{д}}$ — количество жидкости, подводимой к гидроцилиндру (расход жидкости) в л/мин. Значения $Q_{\text{д}}$ и $p_{\text{д}}$ с учетом потерь в сети см. [11].

2.41. Характеристика радиально-плунжерных гидромоторов ВГД и ВГДФ

Параметры	Типоразмеры					
	ВГД-210	ВГД-120	ВГД-630	ВГД-310Ф	ВГД-620Ф	ВГД-930Ф
Удельный расход в см ³ /об	1600	3200	4800	2100	4200	6300
Крутящий момент в кгс·м:						
номинальный	236	475	710	310	620	930
максимальный	375	760	1135	490	1000	1480
Эффективная мощность (при $n = 50$ об./мин) в кВт	12	24	36	28	56	84
Общий к. п. д. при номинальном моменте и $n = 10 \frac{\text{с}}{\text{мин}} \div 100$ об./мин	0,8—0,92	0,8—0,92	0,8—0,92	0,86—0,94	0,86—0,94	0,86—0,9
Вес в кг	200	280	345	200	280	345
Диаметр корпуса в мм	425	425	425	425	425	425
Длина в мм	310	410	505	310	410	505

Примечания: 1. Рабочее давление 100 кгс/см²; максимальное — 160 кгс/см².
 2. Рабочий диапазон скорости вращения вала 3—70 об/мин; максимальная 100 об/мин.
 3. Объемный к. п. д. в рабочем диапазоне скоростей 0,91—0,98.

Поршневые гидроцилиндры [3, 16] бывают одностороннего и двустороннего действия. По конструкции они делятся на плунжерные (рис. 2.29, а), поршневые с односторонним штоком (рис. 2.29, б), поршневые с двусторонним штоком (рис. 2.29, в) и телескопические (рис. 2.29, г). Рекомендуемые параметры ряда гидроцилиндров приведены в табл. 2.44 [16]. Длину хода поршня рекомендуют [7], в зависимости от прочности штока, иметь не более 10 диаметров цилиндра.

Для демпфирования сил инерции движущихся масс в конце хода поршня цилиндры могут иметь дроссельные отверстия.

Движущее усилие на штоке, пренебрегая сопротивлением сливной линии,

$$P_{\text{ш}} = p_{\text{д}} F \eta_{\text{ш}}, \quad (2.50)$$

где F — площадь живого сечения поршня в см²; $\eta_{\text{ш}}$ — механический к. п. д. цилиндра, учитывающий трение в уплотнениях поршня и цилиндра; для цилиндров одностороннего действия $\eta_{\text{ш}} \approx 0,95$ и для двустороннего действия $\eta_{\text{ш}} \approx 0,88$.

Величина $F = 0,785 (D^2 - d^2)$ для штоковой и $F = 0,785 D^2$ для бесштоковой полости при внутреннем диаметре цилиндра D и диаметре штока d

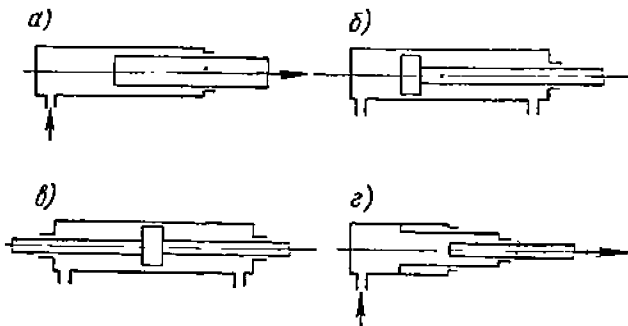


Рис. 2.29. Схемы гидроцилиндров поршневого типа

Скорость поршня, пренебрегая объемным к. п. д. цилиндра,

$$v = \frac{10Q_0}{F} \text{ м/мин.} \quad (2.51)$$

Мощность, развиваемая гидроцилиндром на штоке (эффективная),

$$N_0 = \frac{p_0 Q_0}{612} \eta_{ц} \text{ кВт.} \quad (2.52)$$

2.42. Характеристика радиально-плунжерных гидромоторов типа МР

Параметры	Типоразмеры											
	МР-0,1/10	МР-0,25/10	МР-0,5/10	МР-0,63/10	МР-1/10	МР-1,6/10	МР-2,5/10	МР-3/10	МР-6,3/10	МР-10/10	МР-16/10	МР-25/10
Удельный расход в $см^3/об$	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300	10000	16000	25000
Номинальный крутящий момент в $кгс \cdot м$	24	38	57	90	148	239	354	570	952	1512	2296	3568
Скорость вращения в $об/мин$	240	210	190	150	120	96	96	96	60	37,8	24	9,6
Максимальный расход в $л/мин$	12,5	65	82,5	100	128	165	258	425	412	412	412	258
Эффективная мощность в $квт$	5,9	9,3	11,2	13,5	11,2	23,5	34,8	56,2	58,6	58,5	56,5	35,1
Давление на сливе в $кгс/см^2$	0,6	0,3	0,7	0,3	0,3	1,8	1,1	0,3	0,3	0,2	0,15	0,35
Объемный к. п. д.	0,91	0,94	0,94	0,95	0,94	0,95	0,94	0,94	0,93	0,96	0,95	0,95
Общий к. п. д.	0,86	0,89	0,85	0,86	0,90	0,90	0,85	0,85	0,89	0,91	0,86	0,86
Момент инерции в $кгс \cdot м \cdot сек^2$	0,013	0,013	0,03	0,03	0,1	0,1	0,17	0,20	0,61	0,65	0,815	0,875
Вес в $кгс$	60	60	110	110	180	180	280	280	630	630	1200	1200
Габаритные размеры в $мм$:												
длина	295	305	400	390	430	440	525	535	690	610	700	720
ширина	325	325	360	360	450	450	500	500	690	680	860	860
высота	335	335	370	370	465	465	515	515	705	705	875	875

Примечания: 1. Рабочее давление 100 $кгс/см^2$; пиковое давление 130 $кгс/см^2$.
2. Расчетная долговечность 500 ч

2.43. Характеристика лопастных гидромоторов типа ВЛГ

Параметры	Типоразмеры		
	ВЛГ-400	ВЛГ-600	ВЛГ-1800
Удельный расход в $см^3/об$	2900	4220	12 400
Крутящий момент в $кгс \cdot м$:			
номинальный	340	500	1 450
максимальный	420	600	1 800
Скорость вращения вала в $об/мин$:			
наибольшая	70	100	50
наименьшая	3	—	1
Объемный к. п. д.	0,92	0,93	0,97
Механический к. п. д.	0,91	0,92	0,94
Максимальная эффективная мощность в $квт$	27	65	100
Вес в $кгс$	93	—	215
Габаритные размеры в $мм$:			
длина	260	—	343
ширина	285	—	312
высота	234	—	425

Примечания: 1. Рабочее давление жидкости 80 $кгс/см^2$; максимальное 100 $кгс/см^2$.

2. Объемный к. п. д. — при давлении 100 $кгс/см^2$ и числе оборотов 30 $об/мин$; рабочая жидкость — масло индустриальное 30 или 45 (ГОСТ 1707—51); допустимая температура масла не более 60° С.

2.44. Рекомендуемые параметры для ряда гидроцилиндров

Диаметр поршня D в $мм$	Диаметр штока в $мм$			Диаметр подводного отверстия в $мм$	Заделка поршня в $мм$ при ходе		Ход поршня в $мм$
	$\psi=1,25$	$\psi=1,33$	$\psi=1,6$		$S=5D$	$S=10D$	
40	18	20	22	8	25	40	50—400
50	22	25	28	8	32	50	50—500
60	28	32	36	8	40	60	80—630
80	36	40	45	12	50	80	80—800
100	45	50	55	12	60	100	100—1000
125	55	60	70	16	80	125	100—1250
160	70	80	90	20	100	160	125—1600
200	90	100	110	25	125	200	160—2000
250	110	125	140	32	160	250	200—2500

Примечания: 1. ψ — отношение площади поршневой полости к площади штоковой полости.
2. Заделка поршня — расстояние от середины поршня до середины направляющей штока при выдвинутом штоке.

Наиболее выгодны цилиндры из стальных труб, применяющиеся при рабочем давлении до 200 кгс/см². Чугунные цилиндры применяются до давлений 100 кгс/см². Цилиндры больших диаметров, а также при давлении более 200 кгс/см² делаются стальными — коваными и литыми.

Трубопроводы изготавливаются из стальных труб, а также гибких рукавов. Скорость жидкости (средняя) во всасывающем трубопроводе принимается не более 1,0—1,5 м/сек, а в нагнетающем — до 5 м/сек [7].

Внутренний диаметр трубы при расходе жидкости Q (л/мин) и скорости v (м/сек)

$$d_{\text{ин}} = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}} \text{ мм} \quad (2.53)$$

Конструкции присоединений гибких рукавов, nipples и другой арматуры гидроривода см. в работах [8, 11].

Для поступательного движения лучшими являются уплотнения из круглой резины [1]. Для них на рис. 2.30 показаны максимальные радиальные зазоры ρ между поршнем и цилиндром в зависимости от давления и твердости резины.

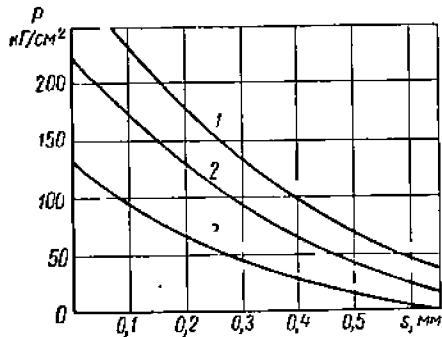


Рис. 2.30. Рекомендуемые максимальные радиальные зазоры в зависимости от давления и твердости резины в единицах по Шору: 1 — при твердости 90—95 единиц; 2 — при твердости 80—90 единиц; 3 — при твердости 60—75 единиц

Для плунжеров гидроустройства (золотников, клапанов, кранов) рекомендуются зазоры, приведенные на рис. 2.31. При малых расходах масла и при больших давлениях зазоры следует брать ближе к нижнему пределу.

Для очистки масла наибольшее распространение получили фильтры с латуной сеткой (количество ячеек 3100 и больше на 1 см²) и металлические пластинчатые фильтры. Фильтр часто ставится на сливном трубопроводе; бак предохраняют от попадания грязи, применяя для заливки сетки с ячейками 0,1×0,1 мм. Аккумуляторы применяются при необходимости обеспечить кратковременный расход жидкости, превышающий производи-

тельность насоса. В этом случае производительность насоса равна средней за цикл; рабочая емкость аккумулятора определяется как

$$V_{\text{ак}} = V - Q_{\text{н}}t, \quad (2.54)$$

где V — расход жидкости за время t .

Тепловые, прочностные и другие расчеты см. в работах [12, 16].

Расчет и конструкцию механизмов управления, распределения и защиты (золотниковые, крановые и клапаные распределительные устройства, предохранительные, переливные и напорные клапаны, обратные и подпорные клапаны, дроссельные устройства, ограничители расхода, редукционные клапаны и мультипликаторы, гидравлические реле давления и реле времени, поршномеры и делители потока, гидравлические замки), а также выбор вспомогательных и измерительных устройств (трубы, гибкие рукава, соединения трубопроводов, уплотнения, фильтры, маслобаки и их арматура, гидроаккумуляторы, манометры, вакууммеры, расходомеры) см. в работах [1, 10, 11, 13]. Для герметического разобщения участка трубопровода служат запорные краны и вентили, используемые иногда для грубого регулирования расхода жидкости.

Жидкостный бак сообщается с атмосферой сапуном с воздушным фильтром. В баке устраиваются фильтры и отстойники. Внутренняя поверхность бака окрашивается малостойкой краской. Для защиты гидросистемы от проникновения в нее воздуха необходимо конец сливной трубы располагать ниже уровня жидкости в баке, всасывающий трубопровод делать герметичным с малым сопротивлением (рекомен-

дуется высоту всасывания иметь не более 50 см; желательно, если это допускается уплотнениями вала, насос устанавливать ниже уровня жидкости в баке). Для выпуска воздуха из системы в ее высших точках и крышках гидроцилиндров предусматриваются вентузы. Для герметизации системы при частичном демонтаже трубопровода применяются samozапирающиеся муфты.

Примерные гидравлические схемы привода механизмов портального рейферного крана представлены на рис. 2.32, 2.33, 2.34¹. На рис. 2.32 приведена схема привода механизма подъема груза. В нейтральном положении рукоятки управления 6 гидроцилиндры управления 9 обеспечивают небольшую производительность обеих насосных станций — поддерживающей и замыкающей лебедок, необходимую только

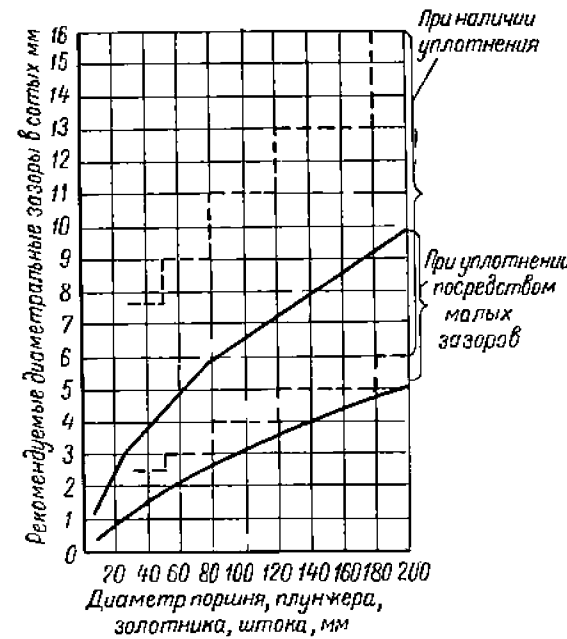


Рис. 2.31. Рекомендуемые зазоры для плунжеров

для смазки вращающихся частей насосов и очистки рабочей жидкости. При этом часть масла поступает через дроссель и фильтр в бак насосной станции. В составе насосной станции замыкающей лебедки имеется подпиточный насос 31, осуществляющий управление и подпитку систем всех механизмов крана; излишки масла через фильтр сливаются в бак насосной станции.

Зачерпывание груза происходит при установке рукоятки в положение 3; золотники 12 открываются под действием рабочей жидкости, нагнетаемой насосом 31. Одновременно масло от насоса 31 поступает в фрикционные тормоза гидромоторов 22 и 24 и производит их растормаживание, а также в полости гидроцилиндров управления 9, осуществляя с заданной скоростью установку насосных станций на необходимую производительность. Насосная станция замыкающей лебедки устанавливается при этом на максимальную производительность, а насосная станция поддерживающей лебедки, обеспечивающая только натяжение поддерживающих канатов, — на производительность 10—15% от максимальной.

Подъем нагруженного рейфера осуществляется перемещением рукоятки управления в направлении положения П. Одновременное управление полостями гидроцилиндров 9 изменения производительности насосных станций производится

¹ Схемы составлены на основе гидросхем, разработанных во ВНИИ гидроприводе.

следящим распределителем с обратной связью 7, ввод в работу которого сопровождается отключением золотников 8 и 17 и выводом гидроцилиндров управления 9 в начальное положение, определяющее минимальную производительность обеих насосных станций. Плавная установка насосов на необходимую производительность производится дальнейшим перемещением рукоятки управления в направлении положения П. Величина перемещения поршней цилиндров управления 9 пропорциональна углу наклона рукоятки управления вследствие наличия в системе управления жесткой обратной связи.

Работа лебедок при подъеме — спуске контролируется синхронизирующей системой, состоящей из двух компенсационных насосов 19, трех трехпозиционных золотников 25, 26 и 28, семи обратных клапанов 20 и предохранительного клапана 27. Насосы 19 жестко соединены с валами гидромоторов 22 и 24, и при синхронной работе последних оба насоса всасывают и нагнетают одинаковые объемы масла. Если один из гидромоторов отстает от второго, то посредством компенсационных насосов осуществляется перекачка рабочей жидкости из линии нагнетания забежавшей лебедки в линию нагнетания отстающей.

Остановка грейфера после подъема осуществляется перемещением рукоятки управления в фиксируемое среднее (нейтральное) положение. Скорость остановки лебедок пропорциональна скорости перемещения рукоятки управления, но может быть заранее определена настройкой гидроаппаратуры. При движении от положения П до положения З рукоятка управления обеспечивает уменьшение производительности насосных станций до минимума и, проходя положение З, отключает золотник 26. При установке рукоятки управления в среднее положение выключаются золотники 13, управляющие фрикционными тормозами гидромоторов и запирающими золотниками 12. В этом случае масло под действием пружин вытесняется из-под плунжерного пространства тормозов. Включение тормозов вследствие наличия в линиях управления дросселей 3 происходит позже отсечки нагнетающей и отводящей магистралей золотниками 12.

Спуск грейфера происходит при перемещении рукоятки управления к положению С. При этом следуют аналогичные вышеописанным переключениям золотников, обеспечивающие включение систем и синхронизацию лебедок. Все элементы синхронизирующей системы, кроме золотника 26, работают, как описано выше, при подъеме, но в данном случае при рассогласовании скоростей лебедок масло отбирается из сливной нагруженной магистрали отстающей лебедки и нагнетается в сливную нагруженную магистраль опережающей лебедки. Этим обеспечивается ускорение вращения отстающей и замедление опережающей лебедки.

Остановка грейфера после спуска отличается от остановки его при подъеме влиянием маховых моментов движущихся масс. С целью защиты элементов гидропривода от перегрузок и предохранения дисков тормозов от интенсивного износа, нагруженные при этом сливные магистрали обеих лебедок имеют предохранительные клапаны 21, играющие роль гидравлических тормозов. В период гидравлического торможения, при перекрытых золотниках 12 и еще не включенных фрикционных тормозах гидромоторы 22 и 24 работают в режиме насосов. Подпитка гидромоторов при их работе в насосном режиме осуществляется reduцированным давлением от насоса 31 через редукционный клапан 29 и обратный клапан 5.

Раскрытие грейфера производится наклоном рукоятки управления вперед с установкой ее в фиксированное положение Р. При этом включаются золотники 2, 12 и 13. Спустя некоторое время, определенное параметрами гидроаккумулятора 4, масло от подпиточной системы производит переключение золотника 8 в левое (по схеме) положение. После этого масло через золотник 8 подается в правую полость гидроцилиндра 9, осуществляя установку производительности насосной станции поддерживающей лебедки на заданную величину. Производительность насосной станции замыкающей лебедки остается минимальной, соответствующей нейтральному положению рукоятки управления, и правая полость ее гидроцилиндра управления 9 соединена со сливом через золотник 8.

На рис. 2.33 представлена гидросхема механизма изменения вылета. Наклоном рукоятки регулируется производительность насоса 1 и осуществляется его реверс. Рукоятка приводит в действие следящий распределитель с обратной связью 3, который направляет подводимую к нему от подпиточного насоса рабочую жидкость в ту или иную полость гидроцилиндра управления 2. При выводе рукоятки управления

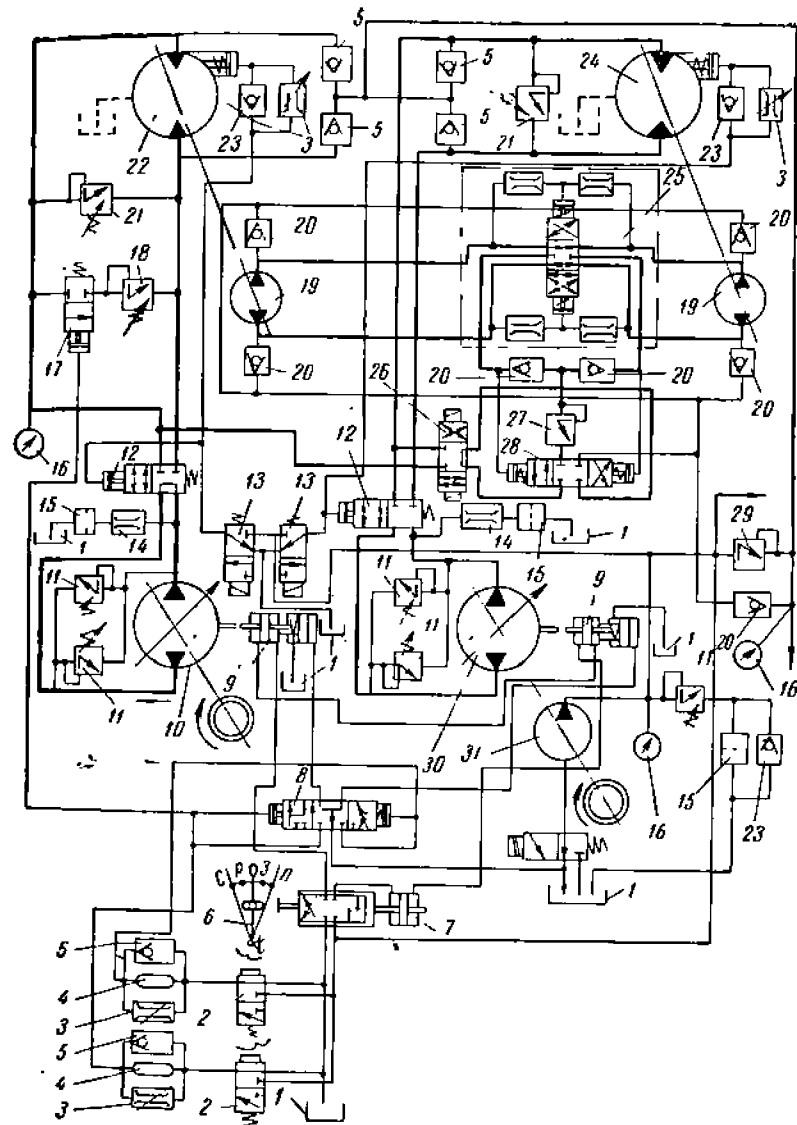


Рис. 2.32. Гидравлическая схема механизма подъема грейферного крана: 1 — баки сливные; 2, 8, 12, 13, 17, 25, 25, 28 — золотники; 3, 14 — дроссели; 4 — гидроаккумуляторы; 5, 11, 18, 20, 21, 28, 27, 29 — клапаны; 6 — рукоятка управления; 7 — следящий распределитель; 9 — гидроцилиндры управления; 10 — насос поддерживающей лебедки; 15 — фильтры; 16 — манометры; 19 — компенсационные насосы; 22 — гидромотор поддерживающей лебедки; 24 — гидромотор замыкающей лебедки; 30 — насос замыкающей лебедки; 31 — подпиточный насос

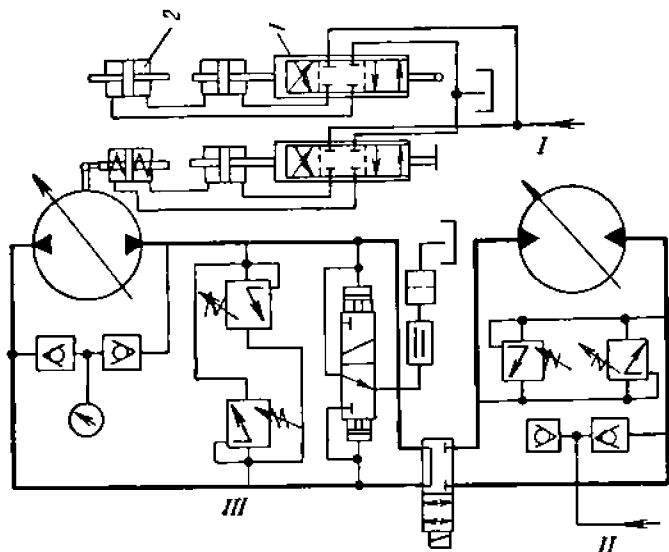


Рис. 2.31. Гидравлическая схема механизма вращения: 1 — следящий распределитель с обратной связью; 2 — золотник; 3 — манометр; 4 — фильтр; 5 — дроссель; 6, 7 — предохранительные клапаны; 8 — золотник; 9 — гидромотор; 10 — рабочий гидроцилиндр; I, II — линии от подпиточного насоса; III — манометральная линия

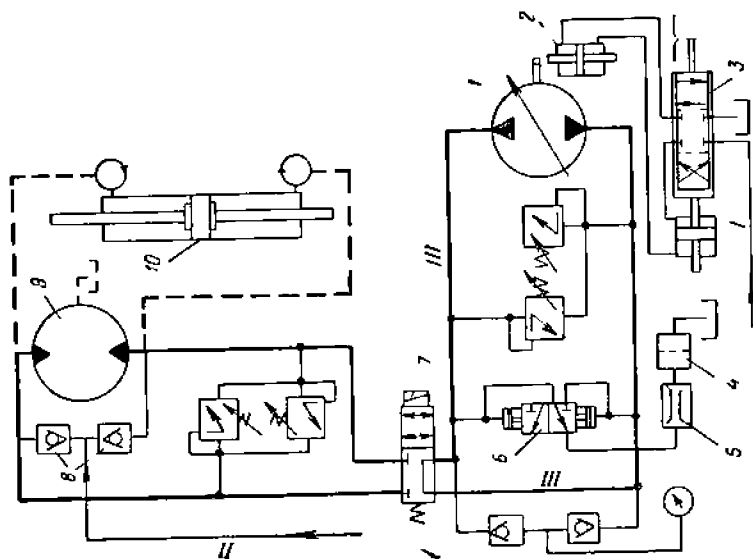


Рис. 2.32. Гидравлическая схема механизма уменьшения вылета: 1 — насос; 2 — гидроцилиндр управления; 3 — манометр; 4 — фильтр; 5 — дроссель; 6, 7 — предохранительные клапаны; 8 — золотник; 9 — гидромотор; 10 — рабочий гидроцилиндр; I, II — линии от подпиточного насоса; III — манометральная линия

из нейтрального положения срабатывает микропереключатель, соединяющий через золотник 7 нагнетательную и сливную магистрали насоса с соответствующими магистралями гидромотора 9 (или рабочего гидроцилиндра 10). Силовые контуры насоса и гидромотора (или гидроцилиндра) защищены предохранительными клапанами, и гидромотора (или гидроцилиндра) защищены предохранительными клапанами. Силовые магистрали посредством золотника 6 соединяются с баком через дроссель 5 и фильтр 4. Подпитка гидромотора редуцированным давлением в период его работы в насосном режиме происходит от подпиточного насоса через обратные клапаны 8. Золотник 7 имеет электрогидравлическое управление для возможности воздействия на него конечных переключателей, ограничивающих величину вылета крана.

Управление механизмом вращения осуществляется наклоном рукоятки управления вправо или влево от нейтрального положения. Отличием гидросхемы механизма вращения (рис. 2.34) от схемы механизма изменения вылета является наличие устройства автоматического ограничения скорости поворота в зависимости от вылета, состоящего из следящего распределителя с обратной связью 1 и гидроцилиндра управления 2. Приводом распределения является один из подвижных элементов стрелы. Оба механизма управляются общей рукояткой.

12. РУЧНОЙ ПРИВОД

Ручной привод применяется при речной и непродолжительной работе и при невозможности использовать другой вид привода. Ручной привод осуществляется рукоятками, тяговыми колесами, вагами и трещотками, для которых рекомендуются следующие размеры. Плечо (радиус) рукоятки $R = 200 \div 400$ мм, предпочтительно 300 мм (плечо рукояток домкратов 200—250 мм). Длина ручки рукоятки 300—350 мм для одного рабочего и 450—500 мм для двух рабочих. Высота вала рукоятки от уровня пола 900—1100 мм. От середины ручки рукоятки стеной лебедки до стены — не менее 500 мм. Две рукоятки на одном валу располагаются под углом 120° (допускается под углом 90°). Радиус R тягового колеса принимается от 100 до 500 мм; тяговая цепь — с диаметром стали 5—6 мм. Расстояние от уровня пола до свисающей с колеса петли цепи должно быть 600—800 мм. Длина ваги назначается по месту; длина рычага трещотки — не более 800—1000 мм. Наибольшее расчетное усилие рабочего принимается по табл. 2.45. На валу с двумя рукоятками одновременно могут работать до четырех, а на тяговом колесе (цепи) — не более трех человек.

2.45. Усилие рабочего в кгс

Продолжительность работы	На рукоятке	На тяговой цепи	На рычаге
Длительная	12	20	—
Кратковременная до 5 мин	20	40	40

Расчетное усилие рабочих

$$P = m P_p \varphi, \quad (2.55)$$

где m — число рабочих; P_p — усилие одного рабочего; φ — коэффициент, равный 0,8; 0,75 и 0,7 для двух, трех и четырех рабочих.

Расчетная скорость движения руки рабочего не должна превосходить: на рукоятке 1 м/сек, на тяговой цепи 0,6 м/сек. Передаточное число между валом рукоятки или тягового колеса и выходным валом приводимого механизма

$$i = \frac{M_B}{M_p \eta}, \quad (2.56)$$

где M_B — момент на выходном валу; M_p — момент на валу рукоятки или тягового колеса; η — к. п. д. механизма.

Число оборотов выходного вала

$$n_6 = \frac{v_p}{2\pi R_i} \text{ об/мин.} \quad (2.57)$$

где v_p — скорость движения руки рабочего в м/мин.

Усилие рабочего (голкание), прикладываемое непосредственно к тележке для ее передвижения, принимается 20, 12 и 8 кгс при продолжительности периода работы 5, 10 и 15 мин. Наибольшее возможное усилие при трогании с места 30—50 кгс.

ГЛАВА III

ПРИБОРЫ УПРАВЛЕНИЯ

13. РЫЧАЖНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Усилие на исполнительном элементе механизма

$$P_2 = P_1 i \eta,$$

где P_1 — усилие на рукоятке или педали; i — передаточное число рычажной системы; η — к. п. д. рычажной системы.

Ход на исполнительном элементе механизма

$$S_2 = \frac{S_1}{i},$$

где S_1 — используемый ход рукоятки или педали, равный 75—80% их полного хода.

Часть полного хода (20—25%) резервируется на износ рабочих элементов механизма и на мертвый ход системы управления. Мертвый ход, создаваемый зазорами в шарнирах и упругой деформацией деталей рычажной системы, не должен превышать 10% рабочего хода.

2.46. Усилия рабочего и полный ход рукоятки и педали

Назначение рукояток и педалей	Усилие в кгс		Полный ход в см	
	на рукоятке	на педали	рукоятки	педали
Основные или часто включаемые	4—8	8—14	400	250
Вспомогательные или редко включаемые	12—20	20—30	400	250

Наибольшие усилия, полный ход рукояток и педалей принимаются по табл. 2.46; соответствующий полному ходу угол поворота рукоятки должен быть не более 30°, а педали — не более 60°. К. п. д. рычажной передачи равен произведению к. п. д. всех шарниров. В зависимости от конструкции подшипника и характера смазки к. п. д. шарнира находится в пределах 0,96—0,98. Расчет деталей системы управления на прочность ведется на возможное случайное приложение усилия, равного при управлении рукояткой 60 кгс, а при управлении педалью 80 кгс [6]. Подшипники (втулки) системы управления рассчитываются на статическую нагрузку, возникающую в системе при приложении к рукоятке усилия, равного 20 кгс, и к педали — 25 кгс. Удельные давления в подшипниках скольжения (втулках) не должны превышать значений, указанных в табл. 2.47. Следует избегать применения длинных сжатых тяг и расположения рычагов под острыми углами к тягам. Рукоятки должны передвигаться «от себя» и «на себя», вращательные и боковые (в сторону) движения нежелательны. Руки рукояток должны располагаться на уровне груди, движение

педали, управляемой сидящим рабочим, должно быть наклонным (приблизительно под углом 45° к горизонту). Расстояние между рукоятками и педалями берется с учетом работы в зимней одежде и обуви.

2.47. Допускаемые значения удельных давлений в кгс/см² в подшипниках скольжения системы управления

Схемы трущейся пары	Без смазки	Со смазкой
Сталь некаленная по стали	—	20—30
» » » чугуну	—	30—50
» » » бронзе	40	60—100
» закаленная по стали	30	60—80
« » » чугуну	40	80—100
» » » бронзе	50	80—120

Для регулирования управления предусматриваются регулируемые по длине (на резьбе) тяги. Педалями, как правило, обслуживаются тормозы лебедок, а рукоятками — все остальное. В управлении фрикционными устройствами (муфтами, тормозами) уменьшение усилия рабочего достигается применением рычажных систем с резко переменным передаточным числом — наибольшим в конце включения. При этом часто используется «распор» рычагов, при котором включается самопроизвольное выключение.

14. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ И ВОЗДУШНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Схема гидравлического управления с насосом показана на рис. 2.35. Для управления с насосом применяют те же минеральные масла, что и для гидропривода. Насос постоянной производительности шестеренный или лопастной (данные по насосам и др. см. п. 11) создает давление жесткости $p_H = 30 \div 65 \text{ кгс/см}^2$.

Расчетная производительность насоса

$$Q_H = (1,5 \div 2) \sum 0,785 D_i^2 s_i z_i \text{ см}^3/\text{мин.}$$

где D_i , s_i — диаметр рабочего цилиндра и ход поршня в см; z_i — количество включений в минуту; коэффициент 1,5—2 учитывает утечки жидкости и возможность повторных включений [7].

Объем масла, накапливаемый аккумулятором (обычно пружинным),

$$V_{ак} = Fh \text{ см}^3, \quad (2.58)$$

где F — площадь поршня аккумулятора; h — ход поршня.

Этот объем должен быть не менее объема одновременно включаемых цилиндров. Наибольшее давление в аккумуляторе

$$p_{ак} = p_H - \Delta p, \quad (2.59)$$

где Δp — потери в обратном клапане и трубопроводе от насоса до аккумулятора.

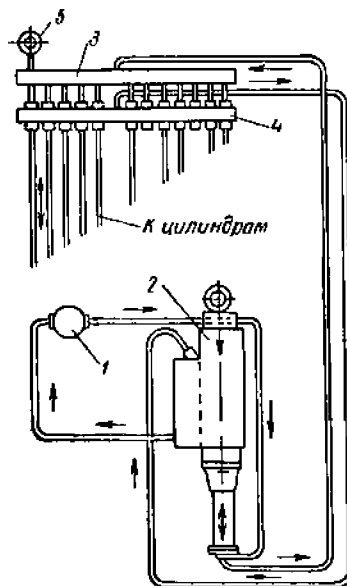


Рис. 2.35. Схема гидравлического насосного управления: 1 — насос; 2 — аккумулятор с баком; 3 — коллектор высокого давления; 4 — коллектор низкого давления; 5 — манометр

Наименьшее давление $p_{ак}^{мин}$ определяется сжатием и жесткостью пружины. Осадка пружины (ход поршня)

$$h = \frac{F(p_{ак}^{max} - p_{ак}^{мин})}{c}, \quad (2.60)$$

где c — жесткость пружины.

Аккумулятор блокируется с перепускным клапаном и часто выполняется заодно с масляным баком. При наполненном аккумуляторе перепускной клапан направляет жидкость от насоса в бак. Размеры рабочих цилиндров (диаметр 20—120 мм, ход поршня 10—70 мм) определяются по формулам п. 11. Давление масла в цилиндре принимается равным $p_{ак}^{мин}$. Подача жидкости к вращающимся валам (управление фрикционными муфтами) производится с помощью вращающихся соединений, кото-

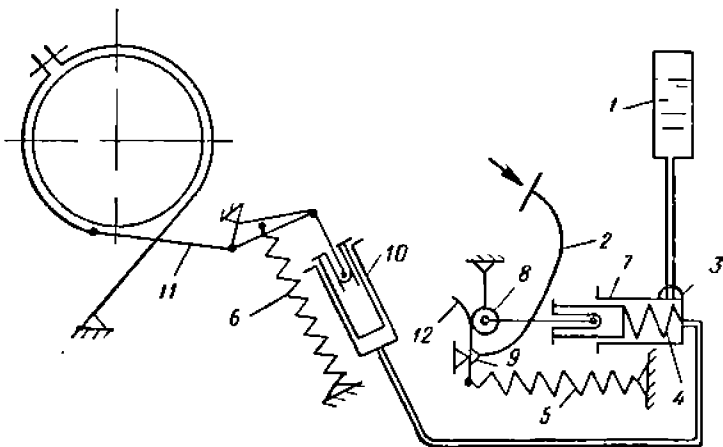


Рис. 2.36. Схема гидравлического безнасосного управления тормозом лебедки: 1 — бак; 2 — педали; 3 — игольчатый клапан; 4, 5, 6 — возвратные пружины; 7 — цилиндр-датчик; 8 — ролик штока; 9 — ось вращения педали и кулачка; 10 — рабочий цилиндр; 11 — тяга ленты тормоза; 12 — кулачок

рые могут выполняться на несколько каналов. В современных конструкциях коллектор высокого давления (подводящий жидкость к золотникам управления) объединяется с коллектором низкого давления (отводящим жидкость в бак). Применяются золотники прямого и следящего действия. Золотник следящего действия создает в рабочем цилиндре переменное заданное давление, величина которого зависит от положения рычага управления. Усилия на рычагах золотников не превышают 1,5—2,5 кгс, ход рычагов 120—150 мм. Для увеличения плавности включения исполнительных механизмов (муфт, тормозов) устанавливают пружины в поршне рабочего цилиндра. Однако это и другие мероприятия работу гидроуправления существенно не улучшают; включение производится очень быстро (до 0,02—0,04 сек) и сопровождается гидравлическими ударами.

Безнасосная система управления проста по конструкции, имеет большую чувствительность, но применяется только для маломощных машин. Для системы безнасосного управления применяются в качестве рабочего тела гидротормозные жидкости (седьмой раздел). Схема управления показана на рис. 2.36. Для увеличения силы замыкания в конце включения делают главный цилиндр (цилиндр-датчик) с двухступенчатым поршнем [7].

Давление жидкости в рабочем цилиндре (30—40 кгс/см², при сильном нажатии на педаль 80—100 кгс/см²)

$$p = \frac{4P_1 \eta_1}{\pi D^2}, \quad (2.61)$$

где P_1 — усилие на педали (рычага управления); i — передаточное число рычагов; D — диаметр главного цилиндра; η_1 — к. п. т. рычагов и цилиндра. Ход педали

$$s_n = \frac{D_p^2 s_p}{D^2 \eta_0} i + \delta_0 i. \quad (2.62)$$

Здесь D_p , s_p — диаметр рабочего цилиндра и ход его поршня в см; η_0 — объемный к. п. д.; $\delta_0 = 0,15—0,25$ — зазор между штоком и поршнем главного цилиндра в см. Ход поршня главного цилиндра принимают равным 0,8—1,0 D , тогда

$$D = \sqrt{\frac{1}{0,8 \div 1,0} \frac{D_p^2 s_p}{\eta}}. \quad (2.63)$$

Объемный к. п. д. (учитывает сжатие жидкости и расширение трубопровода)

$$\eta_0 = \frac{E_{np}}{E_{np} + p}, \quad (2.64)$$

где приведенный модуль сжатия E_{np} равен

$$E_{np} = \frac{E_{жс}}{1 + \frac{E_{жс}}{F_M} \frac{d}{s}}. \quad (2.65)$$

Здесь $E_{жс}$ — модуль объемного сжатия рабочей жидкости (для общепотребительных жидкостей 13 500 кгс/см²); E_M — модуль упругости материала трубки; d и s — внутренний диаметр и толщина стенки трубки.

Для стальных трубок ($d = 0,6$ см, $s = 0,2$ см) при $p = 1000$ кгс/см² $\eta_0 = 0,99$. Для резиновых рукавов ($d = 0,6$ см) при $p = 100$ кгс/см² $\eta_0 = 0,7 \div 0,8$. Величина η_0 не должна быть меньше 0,85 [7]. Существуют схемы (рис. 2.37), в которых для уменьшения мускульного усилия применены пневматические усилители.

Вакуумное управление применяется в небольших машинах. В системе с насосом вакуум создается в резервуаре, что позволяет производить несколько включений после остановки силовой установки. При использовании разрежения во всасывающей трубе карбюраторного двигателя принимают для расчета: вакуум 0,6 кгс/см², абсолютное давление 0,4 кгс/см². Вакуумное управление иногда комбинируют с рычажным (рис. 2.38). В этом случае усилие на штоке рабочего цилиндра

$$P = P_v + P_p.$$

Усилие P_v на штоке от действия вакуума определяется обычным путем. Усилие на штоке от рычага при принятых на рис. 2.38 обозначениях (пренебрегая натяжением возвратной пружины)

$$P_p = P_1 \frac{R}{a}.$$

Пневматическое управление при высокой плавности работы обладает достаточной мощностью и поэтому находит себе все большее применение, вытесняя гидравлическое управление. Давление воздуха в системе пневматического управления 4—8 ат. Примерная схема пневматического управления показана на рис. 2.39.

Расчетная производительность компрессора принимается равной четырехкратному среднему расходу воздуха в исполнительных цилиндрах — камерах и т. п. [7], таким образом относительное время подачи (работы) компрессора η_k (отношение времени подачи к времени работы машины) принимается равным 0,2—0,25. При наполненном ресивере компрессор под воздействием разгрузочного устройства работает вхолостую. Разгрузка осуществляется перепуском воздуха внутри компрессора (при наличии двух-трех цилиндров), выпуском воздуха в атмосферу разгрузочным клапаном, мятнем воздуха. При индивидуальном двигателе компрессор на время пауз останавливается. Если разгрузочный клапан управляется регулятором давления, то в ресивере имеет место перепад давления (обычно не превышаю-

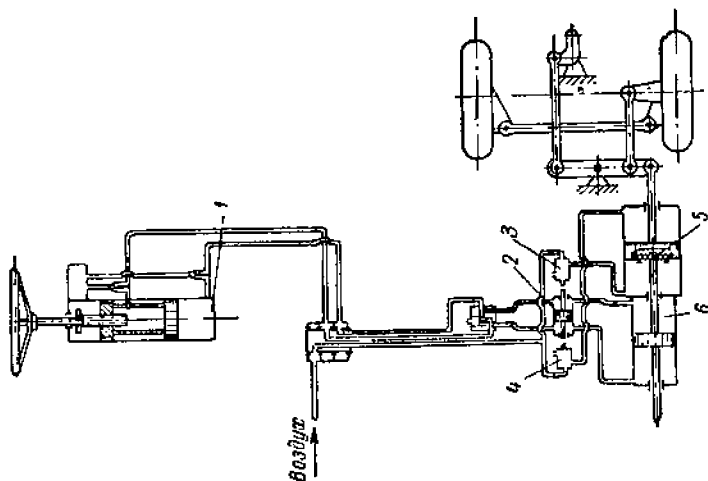


Рис. 2.37. Схема гидравлического беззвонного рулевого управления с пневматическим усилителем: 1 — гидравлический цилиндр; 2 — поршень гидравлического золотника; 3, 4 — пневматические золотники управления поршнем; 5 — пневматический цилиндр; 6 — гидравлический цилиндр

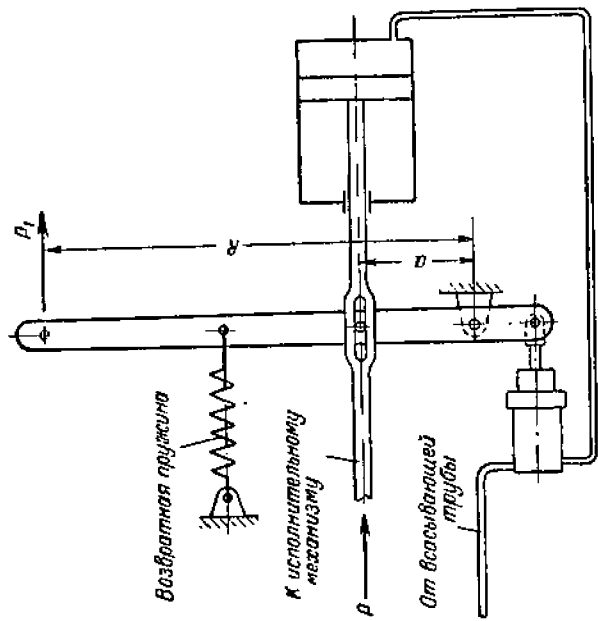


Рис. 2.38. Расчетная схема рычажно-вакуумного управления

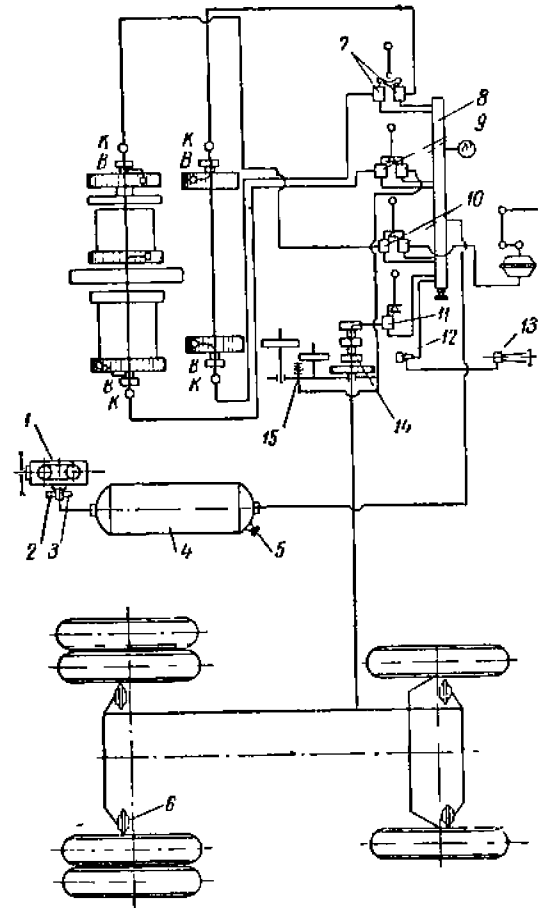


Рис. 2.39. Схема пневматического управления универсального экскаватора-крана: 1 — компрессор; 2 — регулировочный клапан; 3 — предохранительный клапан; 4 — ресивер; 5 — клапан отбора воздуха; 6 — тормозная камера; 7 — дифференциальный клапан реверса; 8 — коллектор; 9, 10 — краны прямого действия подъемной и тяговой лебедок; 11 — дифференциальный клапан тормозной лебедки; 12 — кнопка воздушного сигнала; 13 — воздушный сигнал; 14 — пневмопривод через центральную цапфу; 15 — штуцер смазки верхней шестерни поворота; 16 — вращающееся соединение; К — клапан быстрого от торможения; М — манометр

ций $1,0-1,5 \text{ кгс/см}^2$) $\Delta p = p_{\text{max}} - p_{\text{min}}$, т. е. разнице наибольшего и наименьшего давлений в ресивере. Объем ресивера определяется формулой

$$V_p = v_n (1 - v_n) \frac{60}{z} \frac{Q_k}{\Delta p},$$

где z — число подач (регулирований) в час; Q_k — производительность компрессора в л/мин.

Формула предполагает равенство температур воздуха в ресивере и на впуске компрессора.

Для строительно-дорожных машин рекомендуют [7] к компрессорам с воздушным охлаждением и разгрузкой регулятором давления объем ресивера назначать исходя из времени его дозарядки в течение не более 40—60 сек, т. е.

$$V_p = \frac{Q_k t_n}{(1 - v_n) \Delta p}, \quad (2.66)$$

где время до зарядки t_n берется в минутах.

На впускных каналах компрессора устанавливают воздушные фильтры. От масла и влаги воздух очищается маслоотделителями, устанавливаемыми до ресивера. Дальнейшая (после маслоотделителя) осушка воздуха производится в секционных влагоотделителях или ресиверах. Для выпуска конденсата из ресивера предусматривается спускной (продувочный) кран, который может быть автоматическим.

В качестве рабочих аппаратов применяются цилиндры и диафрагменные камеры. Усилие на штоке пневматического цилиндра определяется по формулам, приведенным для гидроцилиндров. Давление воздуха в цилиндре принимается равным наименьшему давлению в ресивере; потери в трубопроводе обычно не учитываются, так как наибольшее усилие имеет место в конце хода поршня. Потери в трубопроводе снижают скорость перетекания воздуха из ресивера в цилиндр; при необходимости вести учет потерь см. работу [2].

К. п. д. цилиндра с манжетным уплотнением 0,85—0,9, меньше значения — для цилиндров меньшего диаметра (расчетное значение коэффициента трения манжеты о цилиндр $\mu = 0,25 \div 0,3$).

Уплотнение круглыми резиновыми кольцами делают двухрядным, третью, промежуточную, канавку на поршне заполняют консистентной смазкой. В пневматическом управлении с цилиндрами одностороннего действия усилие возвратных пружин соизмеримо с силой на штоке, что следует учитывать при определении размеров цилиндров по заданным сопротивлениям исполнительных механизмов. В предварительных расчетах рекомендуют принимать усилие P равным 1,3—1,5 потребного усилия $P_{\text{вн}}$.

Диафрагменные камеры просты в изготовлении и обслуживании; их недостатки — малый ход штока и уменьшение усилия по мере его выдвижения.

На рис. 2.40 показаны графики изменения усилия на штоке в зависимости от его хода для давления в сети 4 кгс/см².

Камеры двустороннего действия делаются с плоскими диафрагмами (рис. 2.41). При креплении диафрагм в корпусе болты располагают по окружности на расстоянии не более 50 мм один от другого. Чистота обработки поверхностей скрупулезной должна быть не менее $\nabla 8$.

Наибольшая начальная сила на штоке получается при отношении диаметра опорной шайбы к диаметру рабочей части диафрагмы $\frac{D}{D_p} = 0,7$. В связи с сильным падением усилия на штоке по мере его выдвижения рекомендуют ограничивать ход штока с тарельчатых диафрагм в пределах 0,2—0,25 диаметра рабочей части диафрагмы, а плоских — 0,15 той же величины. При этом для камеры одностороннего действия полезное усилие на штоке можно определять по формуле

$$P_{\text{вн}} = 0,2 (D_p + D_o)^2 p - q \text{ кгс}, \quad (2.67)$$

для приводов (камер) двустороннего действия с плоскими диафрагмами полезная сила на штоке (с учетом сил трения на уплотнении штока)

$$P_{\text{вн}} = 0,14 [(D_p + D_o)^2 - d_{\text{ш}}^2] p \text{ кгс}. \quad (2.68)$$

В этих формулах p — давление воздуха в сети в кгс/см²; q — сопротивление возвратной пружины в кгс; $d_{\text{ш}}$ — диаметр штока в см.

Объем камеры со стандартными тарельчатыми диафрагмами определяется по формуле

$$V_k = \frac{\pi}{12} (D_p^2 + D_p D_o + D_o^2) s \text{ см}^3. \quad (2.69)$$

Скорость воздуха в трубопроводе принимается 10—20 м/сек. Обычно диаметр трубопровода составляет 8—12 мм. Толщина стенки труб по конструктивным соображениям: для стальных не менее 0,5 мм и для труб из цветных металлов не менее 0,8 мм.

Для уплотнения поршней и штоков кроме резиновых колец принимаются угловые манжеты по ГОСТу 6678—53 и более совершенные и универсальные V-образ-

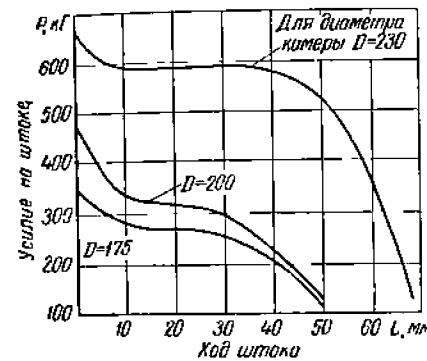


Рис. 2.40. Усилие на штоке в зависимости от его хода

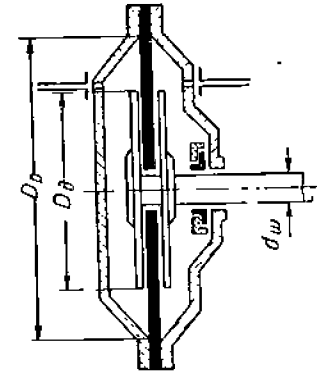


Рис. 2.41. Камера двойного действия

ные манжеты — по ГОСТу 6969—54 *. В пневматическом управлении применяются краны управления прямого и следящего действия. Краны прямого действия делаются пробковыми, с плоскими дисковыми золотниками и клапанными; последние более надежны в эксплуатации. Краны следящего действия (дифференциальные краны) употребляются тогда, когда в процессе включения необходимо плавно изменять давление в рабочем аппарате от нуля до наибольшего. Дифференциальные краны выполняются поршневыми, диафрагменными и клапанными. Редукционные клапаны или регуляторы давления поддерживают постоянное (пониженное) давление в сети после себя. По устройству они сходны с дифференциальными кранами управления. Клапан быстрого растормаживания устанавливается у рабочего аппарата. В пневматическом управлении можно легко осуществить блокировку тормоза и фрикциона с помощью весьма просто так называемого двойного клапана. Блокировочные клапаны автоматически прекращают подачу сжатого воздуха к рабочему аппарату при отсутствии (или, наоборот, при наличии) давления в заблокированном агрегате. Заводы, изготовляющие краны с пневмоуправлением, используют аппаратуру автомобилей либо изготовляют ее по своим чертежам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б а ш т а Т. М. Уплотнение гидравлических агрегатов с прямолинейным движением резиновыми кольцами круглого сечения. — «Строительное и дорожное машиностроение», 1958, № 4.
2. Б е ж а н о в Б. Н. Пневматические механизмы. М.—Л., Машгиз, 1957.
3. Б о г д а н о в и ч Л. Б. Гидравлические механизмы поступательного движения. Москва—Киев, Машгиз, 1958.
4. Б о р и с о в Н. Л. Гидравлические системы строительных и дорожных машин. Киев, изд-во «Будівельник», 1966.
5. В а й с о н А. А. Силовой спуск груза в кранах с приводом от двигателя внутреннего сгорания. — «Механизация строительства», 1949, № 5.

ГЛАВА I

ОСНОВНЫЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ
И КОНСТРУИРОВАНИЮ

I. СОРТАМЕНТ И ОБРАЗОВАНИЕ СЕЧЕНИЙ

Прокатные стали делятся на две основные группы.

1. Сталь листовая — толстолистовая (ГОСТ 5681—57*), широкополосная (ГОСТ 82—57*) и полосовая (ГОСТ 103—57*).

2. Сталь профильная или сортовая — угловая равнобокая (ГОСТ 8509—57) и неравнобокая (ГОСТ 8510—57), швеллеры (ГОСТ 8240—56*), балки двутавровые (ГОСТ 8239—56*), трубы стальные бесшовные (ГОСТ 8732—58** горячекатаные и ГОСТ 8734—58** холоднотянутые и холоднокатаные), сварные стальные трубы (ГОСТ 10704—63*) и другие профили. Чем более тонкостенен профиль, тем более рационально используется в нем металл.

Для изгибаемых элементов наилучшей является двутавровая форма, для сжимаемых — трубчатая.

Листовая сталь употребляется главным образом в виде толстолистовой стали толщиной 4—50 мм. Обычно ширина листов составляет 1400—2000 мм при длине 6—8 м. Широкополосная сталь катается шириной 160—1050 мм, а полосовая 12—200 мм с длиной полос от 5 м и выше.

Угловой профиль применяется преимущественно для элементов, работающих на осевые усилия, и соединительных элементов. Сортамент равнобоких уголков включает номера 2—25. Максимальные длины уголков 12—19 м. В сортаменте уголков каждого номера имеет несколько толщин. В общем случае предпочтительно применять уголки с возможно более тонкими полками, если даже это приводит к увеличению их номеров.

Швеллеры применяются в элементах, работающих на осевые усилия, и в виде балок, работающих на поперечный изгиб, а также как соединительные конструктивные элементы. В сортаменте швеллеры имеют высоты 50—400 мм. Начиная с № 14 швеллеры при данной высоте изготавливаются двух-трех различных по размерам сечений. Длина швеллеров 12—19 м.

Двутавры применяются почти исключительно для элементов, работающих на поперечный изгиб. В сортаменте они имеют высоты 100—700 мм. Начиная с № 18 двутавры для каждой высоты изготавливаются двух-трех различных по размерам сечений. Длина двутавров достигает 19 м.

Трубы применяются для элементов, работающих на осевые усилия, особенно на сжатие. В сортаменте трубы бесшовные имеют наружный диаметр 25—820 мм, а сварные 32—1420 мм. Толщина стенки бесшовных труб изменяется в пределах 3—45 мм, а сварных 3—16 мм. Максимальные длины бесшовных труб до 9 м, а электросварных до 18 м. В трубчатых конструкциях благодаря большим радиусам инерции кольцевых сечений возможно осуществление панелей большой длины, т. е. уменьшение количества нулевых стержней. Стержни из одной трубы по сравнению

6. ВНИИгидропривод. Гидромоторы типа МР. размерный ряд. Харьков, изд-во «Прогресс», 1967.
7. Воцилин А. И. и Савин И. Ф. Гидравлические и пневматические устройства на строительных и дорожных машинах. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
8. Влазнев Е. И., Подгорнов С. Д., Чернышев В. М., Шалашов П. Г. Нормализованные станочные приспособления. М., Оборонгиз, 1963.
9. Дубровский О. Н. Судовые гидравлические приводы Л., изд-во «Судостроение», 1966.
10. Ковалевский В. Ф., Железняков Н. Т. и Бейлин Ю. Е. Справочник по гидроприводам горных машин. М., изд-во «Недра», 1967.
11. Комаров А. А. и Саложников В. М. Трубопроводы и соединения для гидросистем. М., изд-во «Машиностроение», 1967.
12. Кулагин А. В., Демидов Ю. С., Прокофьев В. Н., Кондаков Л. А. Основы теории и конструирования объемных гидротрансформаторов. М., изд-во «Высшая школа», 1968.
13. Лемберг М. Д. Элементы гидроавтоматики. М.—Л., Госэнергоиздат, 1963.
14. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. М., изд-во «Машиностроение», 1968.
15. Мальц Л. М. Поршневые гидравлические передачи с регулируемым давлением. Л., Судпромгиз, 1961.
16. Марутов В. А. и Павловский С. А. Гидроцилиндры. М., изд-во «Машиностроение», 1966.
17. Хорня В. Н., Фатеев С. Н. и Чернышев А. И. Высокомоментные гидродвигатели в горном машиностроении. М., изд-во «Недра», 1964.

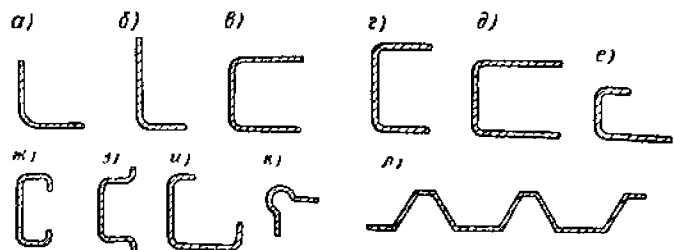


Рис. 3.1. Типы сечений гнутых профилей

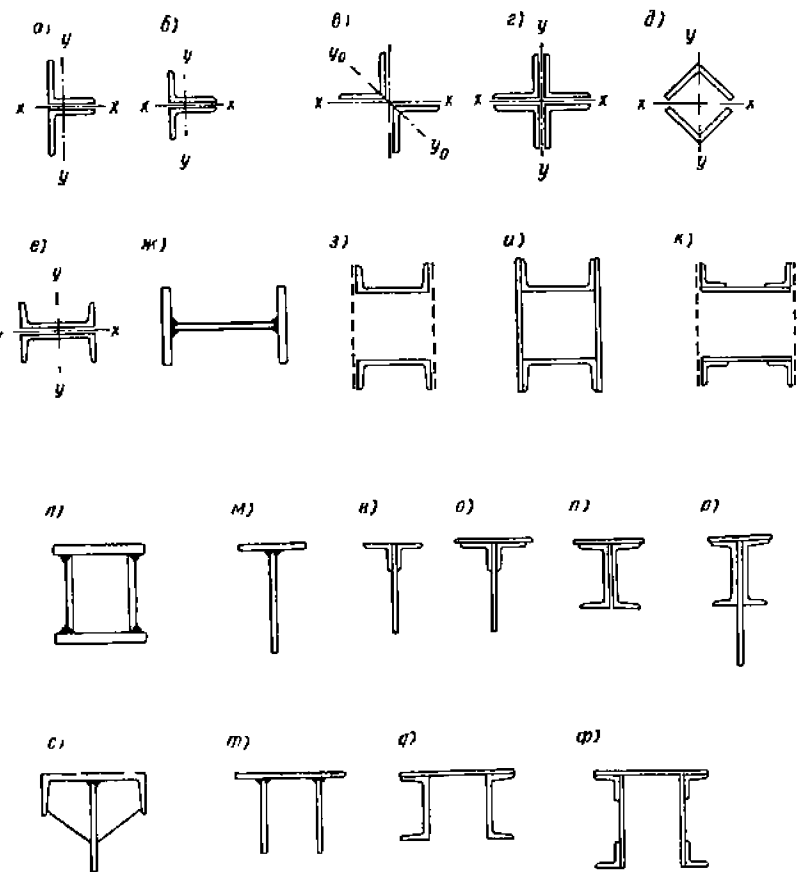


Рис. 3.2. Основные типы составных сечений стержней ферм

с составными стержнями из швеллеров и уголков имеют преимущество в отсутствии соединительных элементов. Трубы наиболее удобны для наружной окраски и испытывают наименьшее давление ветра. Для предохранения трубы от попадания внутрь влаги, что особенно опасно при ее последующем замерзании, торцы трубы должны быть герметически закрыты.

Гнутые профили, получаемые из листовой и полосовой стали на роликогибочных станках, дают экономию металла и сварочных работ.

На рис. 3.1, а — л приведены различные типы гнутых профилей. Типы а — з предусмотрены ГОСТами 8276—63, 8278—63, 8281—69, 8282—57 и 8283—67. Для профилей а — д толщина $d = 2 \div 6$ мм, а для е — з $d = 2 \div 7$ мм. При этом угольники а и б предусмотрены до № 25, а корытный профиль г — до № 40 (высота 400 мм). Во всех случаях внутренние радиусы $R = d$.

Рельсы крайние (ГОСТ 4121—62) и рельсы железнодорожные широкой (ГОСТы 3542—47**, 7173—54, 7174—65, 8161—63) и узкой (ГОСТ 6368—52) колеи используются для подтележных рельсов на кранах и для полкрановых путей.

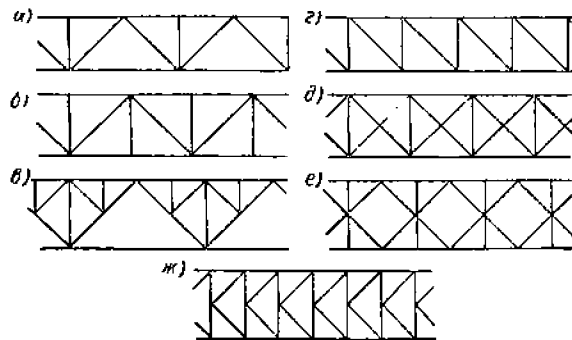


Рис. 3.3. Системы решеток

Рифленая (ромбическая) листовая сталь (ГОСТ 8568—57*) имеет ширины 600—1400 мм и длины 2000—6300 мм при толщине основания 2,5—8 мм и высоте рифа 1—2 мм; употребляется для площадок и ступеней лестниц.

В краевых конструкциях значительное применение имеет листовая сталь широкополосная и полосовая рациональны как готовые элементы конструкций). Листовые конструкции по сравнению с решетчатыми обладают меньшей трудоемкостью изготовления и в некоторых случаях за счет исключения нерасчетных элементов (например, порталы, гл. III) меньшим весом. Широко применяются уголки и трубчатый профили, а в последнее время также гнутые профили. Швеллеры и особенно катаные двутавры находят меньшее применение.

Наиболее употребительные составные сечения стержней ферм приведены на рис. 3.2. Сечения типов а — л применяются для раскосов; м — ф, а также а, б, ж, к — для поясов. Сечения типов г, и, к, н, о, п, р, у, ф наиболее подходят для клепаемых ферм. Соединительные элементы составных сечений см. гл. I, п. 3. Конструктивные меры повышения выносливости составных сечений см. гл. I, п. 2.

Основные системы решеток ферм приведены на рис. 3.3. Системы а — г применяются для вертикальных, а д — ж для горизонтальных ферм. Система г применяется для консолей. Наиболее рациональным углом наклона раскосов является угол в 45°.

Составные балки бывают одностенчатые и двухстенчатые в сварном или клепаемом исполнении (рис. 3.4).

Высота стенки h балки выбирается в зависимости от статической схемы балки. Наибольшая высота h ограничивается условием получения балки минимального веса. Наименьшая — условием ограничения прогиба и времени затухания колебаний.

Толщина стенки определяется условиями ее устойчивости и прочности, причем обычно из технологических условий толщина принимается не менее 6 мм. Для балок больших пролетов целесообразно менять толщину стенки вдоль пролета.

Пояса сварных балок состоят только из листов. Наиболее целесообразна конструкция с одним поясным листом, толщина которого не должна превышать 50 мм для балок из углеродистых и 40 мм — из низколегированных сталей [45]. На рис. 3.5, а — д приведены соотношения размеров элементов сжатых поясов сварных и клепаных балок из условий их устойчивости (см. табл. 3.18). В поясах клепаных

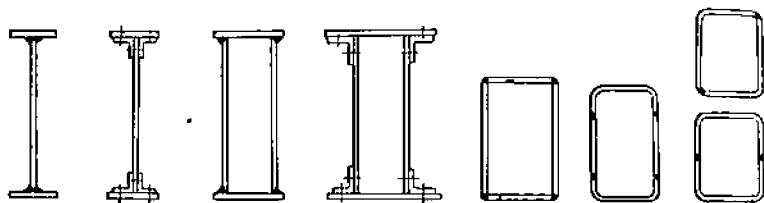


Рис. 3.4. Типы сечений составных балок

балок рекомендуется, чтобы площадь поясных уголков составляла не менее 30% от площади пояса. Толщину уголков желательнее принимать не меньшей, чем толщина стенок. Ширина полок уголков $b_{y2} \approx \frac{1}{10} h$, где h — высота балки в см. Ширина поясных листов назначается с таким расчетом, чтобы они перекрывали поясные уголки не менее чем на 10 мм с каждой стороны. Количество поясных листов следует брать возможно меньшим (1—3).

Толщины расчетных листов и профильных элементов при обычных покрытиях с учетом влияния коррозии принимаются не менее 4—6 мм, а при специальных анти-

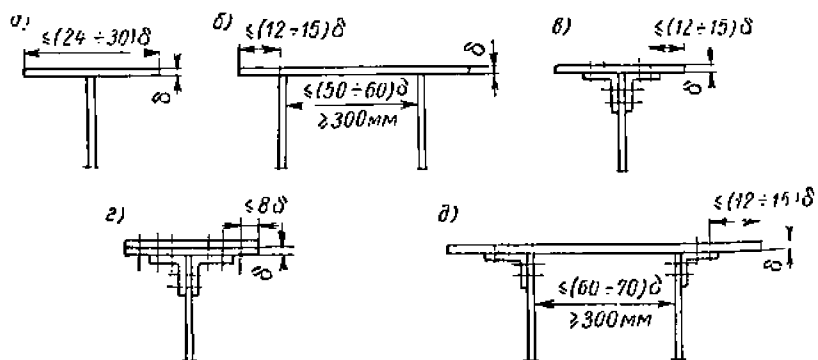


Рис. 3.5. Свес поясного листа стальных балок

коррозионных покрытиях — не менее 3 мм; ширины полок расчетных профильных элементов принимаются не менее 30 мм, а при наличии в них отверстий — не менее 50 мм.

Сортамент изделий из алюминиевых сплавов состоит из листов, изготавливаемых прокаткой, и профилей, изготавливаемых прессованием.

Листы по ГОСТу 13722—68 катаются толщиной до 10 мм, шириной 400—2000 мм и длиной 2000—6000 мм.

Сортаменты прессованных профилей, приведенные в ГОСТах 13737—68 и 13738—68 (угловые профили), в ГОСТах 13621—68 и 13622—68 (тавровые и двутавровые профили), в ГОСТах 13623—68 и 13624—68 (швеллерные профили), мало-

пригодны для краностроения. Для крановых конструкций следует пользоваться сортаментом прессованных профилей, разработанным для строительных конструкций; на рис. 3.6 приведены некоторые типы профилей с указанием пределов изменения размеров их поперечных сечений. Там же дано принятое в сортаменте очертание

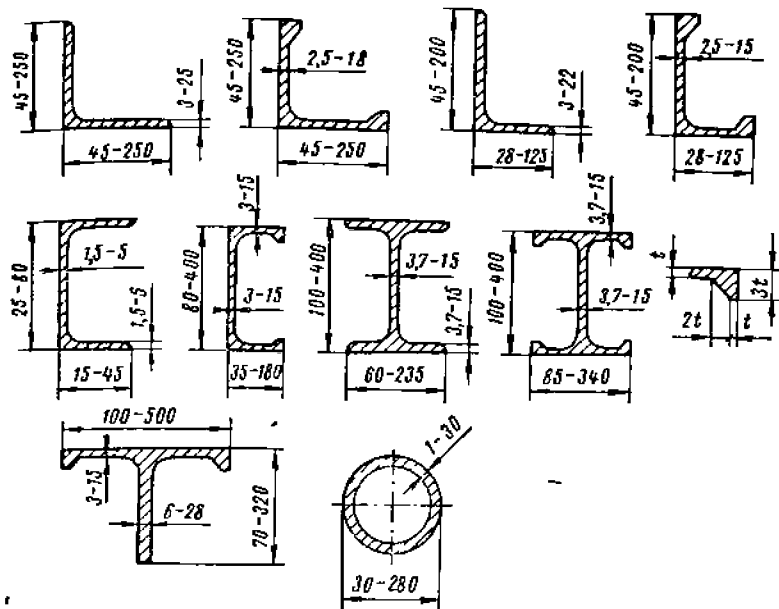


Рис. 3.6. Пределы изменения размеров поперечного сечения прессованных профилей из алюминиевых сплавов

бульбы (утолщения), применяемой для повышения устойчивости полок прессованных профилей.

Гнутые элементы и штампованные детали в алюминиевых конструкциях благодаря повышенной деформационной способности алюминиевых сплавов применяются шире, чем в стальных конструкциях.

2. СОЕДИНЕНИЯ, СТЫКИ И ОПОРНЫЕ ЧАСТИ

Соединения и стыки, воспринимающие осевую силу

Размеры сварных швов следует назначать возможно меньшими по расчету на прочность или по технологическим условиям. Толщина стыкового шва должна быть равна или больше наименьшей из толщин свариваемых листов (рис. 3.7, а). Наименьшие размеры катетов угловых однопроходных швов $h_{ш \text{ min}}$ (рис. 3.7, б) не должны назначаться менее указанных в табл. 3.1. Наибольшие размеры катетов угловых швов не должны быть более 1,2 δ , где δ — наименьшая толщина соединяемых элементов. Наименьшая длина углового (лобового или флангового) шва должна быть не менее 60 мм и не менее шестикратного размера катета шва. Наибольшая расчетная длина флангового шва в соединениях, работающих на осевое усилие, не должна быть более 50 катетов шва. Если же сила, передающаяся фланговому шву, возникает на всем его протяжении, то длина шва не ограничивается. Соотношения размеров катетов угловых швов следует принимать для фланговых швов 1 : 1, а для лобовых швов 1 : 1,5; при этом большой катет должен быть направлен вдоль усилия, воспринимаемого лобовым швом, а шов выполняется с плавным переходом к основному металлу.

Сварные швы встык, воспринимающие продольные силы и имеющие допускаемое напряжение и/ли расчетное сопротивление наплавленного металла, равное допускаемому напряжению или расчетному сопротивлению материала свариваемых элементов, должны выполняться прямыми с подваркой корня и выведением концов шва за пределы стыка (на подкладку); такие швы считаются равнопрочными с основным металлом и не требуют проверки расчетом.

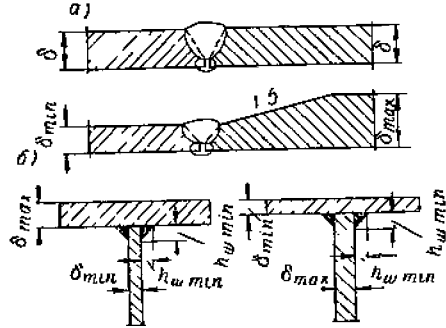


Рис. 3.7. Соединения стыковыми и угловыми швами

При применении в стыковых швах наплавленного металла, допускаемое напряжение или расчетное сопротивление которого ниже, чем допускаемое напряжение или расчетное сопротивление материала свариваемых элементов, швы могут выполняться прямыми или косыми. Равнопрочным с целым элементом будет косой шов, направленный под углом $\alpha = 60^\circ$ к осевому усилию. Применение стыковых накладок не рекомендуется.

Напряжение в прямых стыковых швах, воспринимающих осевое усилие, проверяется по формулам:

$$\sigma = \frac{N}{l_w \delta} \leq [\sigma_{cs}] \quad (3.1)$$

$$\frac{N}{l_w \delta} \leq m_0 R_{cs}^w, \quad (3.2)$$

где N — расчетные усилия, в формуле (3.2) с учетом коэффициентов перегрузки, см. раздел первый, п. 18; l_w — длина шва; δ — толщина шва, равная толщине стыкуемых листов, а при листах разной толщины — принимаемая равной толщине наиболее тонкого из листов; $[\sigma_{cs}]$ — допускаемое напряжение на растяжение или на сжатие для сварного шва см. табл. 1.43, 1.46; R_{cs}^w — расчетное сопротивление сварного шва встык растяжению или сжатию см. табл. 1.46, 1.56; m_0 — коэффициент условий работы (1.69).

Стыковые швы, удовлетворяющие условию прочности, одновременно удовлетворяют и условию выносливости.

В стыковых соединениях листов разной толщины и ширины должна быть обеспечена плавность перехода от одного из листов к другому, для чего у более толстого или широкого из свариваемых листов устраивают дополнительные скосы желательны с уклоном 1 : 5 (рис. 3.7, а).

Все соединения с угловыми швами при работе на осевую продольную силу проверяются на срез по формулам:

$$\tau = \frac{N}{\sum h l_w} \leq [\tau_{cs}], \quad (3.3)$$

$$\frac{N}{\sum h l_w} \leq m_0 R_{cs}^w, \quad (3.4)$$

где N — расчетные усилия, в формуле (3.4) — с учетом коэффициентов перегрузки, см. раздел первый, п. 18; $h = l_w a$ — расчетная высота сечения шва; l_w — коэффициент (табл. 3.2); a — размер меньшего катета шва; b — размер большего катета шва; $[\tau_{cs}]$ — допускаемое напряжение на срез для сварного шва см. табл. 1.43, 1.46; R_{cs}^w — расчетное сопротивление углового шва см. табл. 1.46, 1.56; m_0 — коэффициент условий работы см. (1.69).

При расчете соединения с угловыми швами не по действующим нагрузкам, а из условий равнопрочности соединения с сечением прикрепляемого элемента площадью F , или при наличии отверстий площадью $F_{от}$, наибольшее допускаемое усилие, если элемент растянут,

$$N = [\sigma] F_{нт} \quad \text{или} \quad N = R m_0 F_{нт}, \quad (3.5)$$

а если сжат, то

$$N = \varphi [\sigma] F \quad \text{или} \quad N = \varphi R m_0 F, \quad (3.6)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для основного металла см. табл. 1.42, 1.45; R — расчетное сопротивление основного металла см. табл. 1.45, 1.55; m_0 — коэффициент условий работы см. (1.69); φ — коэффициент продольного изгиба см. табл. 3.8.

При этом, если $\varphi F > F_{нт}$, для расчета сжатых элементов надо пользоваться формулами (3.5).

Сварные соединения, работающие на изгиб, рассчитываются по формулам, установленным для целого сечения, с допускаемыми напряжениями согласно табл. 1.43, 1.46 или с расчетными сопротивлениями согласно табл. 1.46, 1.56.

При одновременном действии в одном и том же сечении углового шва срезающих напряжений в двух направлениях расчет производится на равнодействующую этих напряжений. Угловые швы, удовлетворяющие условиям прочности, одновременно удовлетворяют условиям выносливости.

Болты и заклепки рассчитываются на срез по формулам:

$$\tau = \frac{N}{n n_{ср} \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]; \quad (3.7)$$

$$\frac{N}{n n_{ср} \frac{\pi d^2}{4}} \leq m_0 R_{ср}; \quad (3.8)$$

на смятие — по формулам:

$$\sigma_{см} = \frac{N}{n d \sum \delta} \leq [\sigma_{см}]; \quad (3.9)$$

$$\frac{N}{n d \sum \delta} \leq m_0 R_{см}; \quad (3.10)$$

3.2 Величина $l_w = \frac{h}{a}$ (отношений расчетных высот h сечений угловых швов к размеру меньшего катета шва a) [45]

Отношение катетов шва b/a	Ручная и полуавтоматическая сварка	Автоматическая сварка
1,0	0,7/0,4	1,0/0,7
1,5	0,8/0,6	1,0/0,9
2,0	0,9/0,7	1,0/1,0
2,5 и более	0,9/0,8	1,0/1,0

Числитель — плоские швы, знаменатель — вогнутые.

на растяжение по формулам:

$$\sigma = \frac{N}{n \frac{\pi d_0^2}{4}} \leq [\sigma]; \quad (3.11)$$

$$\frac{N}{n \frac{\pi d_0^2}{4}} \leq m_0 R_p; \quad (3.12)$$

$$\sigma_{omp} = \frac{N}{n \pi d h} \leq [\sigma_{omp}]; \quad (3.13)$$

$$\frac{N}{n \pi d h} \leq m_0 R_{omp} \quad (3.14)$$

Здесь N — расчетные продольные силы, равномерно распределяемые между болтами или заклепками соединения; в формулах (3.8), (3.10), (3.12) и (3.14) — с учетом коэффициентов перегрузки (см. раздел первый, п. 18); n — число болтов или заклепок в соединении; $n_{ср}$ — число рабочих срезов одного болта или заклепки; d — наружный диаметр стержня болта или диаметр поставленной заклепки (диаметр отверстия); d_0 — внутренний диаметр резьбы болта; при расчете заклепок на растяжение (отрыв головок) в формулах (3.11) и (3.12) вместо d_0 надо подставлять d ; $\Sigma \delta$ — наименьшая суммарная толщина элементов, сжимаемых в одном направлении; $h = 0,4d$ — высота поверхности отрыва головок заклепки из алюминиевого сплава [т], $[\sigma_{сж}]$, $[\sigma]$, $[\sigma_{omp}]$, $R_{сж}$, R_p и R_{omp} — допускаемые напряжения и расчетные сопротивления срезу, смятию и растяжению болтов и заклепок см. табл. 1.44, 1.17, 1.48 и 1.57; m_0 — коэффициент условий работы см. (1.69).

Болты и заклепки, работающие одновременно на срез и растяжение, проверяются отдельно на срез и на растяжение. Нагрузки заклепок на отрыв головок следует избегать, особенно если она вибрационная [50]. Болты и заклепки, удовлетворяющие условиям прочности, одновременно удовлетворяют условиям выносливости, а усталостные трещины возникают у отверстий в материале конструкции.

В креплениях одного элемента к другому через прокладки или иные промежуточные элементы, а также в креплениях с односторонней накладкой число болтов (заклепок) должно быть увеличено против расчета на 10%. При прикреплении выступающих полок уголков или швеллеров с помощью коротышей число болтов (заклепок), прикрепляющих одну из полок коротыша, должно быть увеличено против расчета на 50%.

Заклепки обычно от $d = 14$ мм до $d = 23$ мм применяются с полукруглой (ГОСТ 10299—68) и в необходимых случаях с потайной (ГОСТ 10300—68) головками. Предельная толщина склепываемых элементов, как правило, не должна превышать $5d$; при общей толщине соединяемых частей более $5d$ рекомендуется применять болты: для вспомогательных элементов — черные (ГОСТ 7798—62*), для основных — чистые (ГОСТ 7817—62*) и полнучистые (ГОСТ 7798—62*), а также высокопрочные.

Размещение заклепок и болтов производится в соответствии с указанными в табл. 3.3 нормативными ограничениями. В стыках и узлах заклепки надлежит размещать на минимальных расстояниях; соединительные заклепки и болты служат для скрепления элементов составных сечений, размещают на максимальных расстояниях. В рабочих элементах конструкций число заклепок или болтов, прикрепляющих элемент в узле или расположенных по одну сторону стыка, должно быть не менее двух.

В целях исключения образования коррозии в месте контакта алюминиевых сплавов со сталью необходимо изолировать соприкасающиеся поверхности толговечными прокладками, например оцинкованными стальными, а стальные болты оцинковывать или кадмировать. Для исключения местного повреждения алюминиевых сплавов в момент стягивания болта под головки и гайки болтов устанавливаются шайбы. При выполнении шайб из стали они должны быть оцинкованы или кадмированы.

При расчете комбинированных соединений — заклепочных и сварных швов для усиливаемых конструкций — считают, что усилие целиком передается на свар-

Характеристика расстояния	Величина расстояния	
	в стальных конструкциях [0,50]	в алюминиевых конструкциях [28]
Расстояние между центрами заклепок и болтов в любом направлении:		
минимальное:		
для заклепок	3d	3d
для болтов	3,5d	3,5d
максимальное в крайних рядах при отсутствии окаймляющих уголков:		
при растяжении и сжатии	8d или 12δ	5d или 10δ
максимальное в средних рядах и в крайних рядах при наличии окаймляющих уголков:		
при растяжении	16d или 24δ	12d или 20δ
при сжатии	12d или 18δ	10d или 14δ
Расстояние от центра заклепки или болта до края элемента:		
минимальное вдоль усилия	2d	2,5d
минимальное поперек усилия:		
при обрзанных кромках	1,5d	2,5d
при прокатных кромках	1,2d	2d
максимальное	4d или 8δ	6d
d — диаметр отверстия для заклепки или болта; δ — толщина наиболее тонкого наружного элемента пакета.		

ной шов. Применение в новых конструкциях комбинированных заклепочно-сварных соединений, работающих совместно, не допускается.

При применении высокопрочных болтов из стали 40X по ГОСТу 4513—61* с термической обработкой, обеспечивающей временное сопротивление болтов и гаек не менее (120—140) кгс/мм², болты устанавливаются в отверстия с зазорами (диаметр отверстия на 1—3 мм больше диаметра болта), а передача усилий в соединениях происходит исключительно за счет трения между соединяемыми элементами. Для предохранения поверхности соединяемых элементов от смятия под гайки и головки болтов ставятся термообработанные шайбы. Специальные средства стопорения гаек в соединениях на высокопрочных болтах не требуются. Для затягивания гаек высокопрочных болтов применяются динамометрические ключи, обеспечивающие контролируемую величину натяжения болтов [6, 54].

Расчет стыков и соединений с применением высокопрочных болтов производится в предположении равномерного распределения усилий между болтами вдоль направления их действия. Расчет элементов на прочность производится с учетом ослаблений сечений отверстиями для болтов, а на выносливость — без учета ослаблений отверстиями.

Расчетное усилие, которое может быть воспринято каждой поверхностью трения соединяемых элементов (т. е. каждым контактом рабочих поверхностей), стянутым одним высокопрочным болтом, определяется по формуле

$$N_{\sigma} = m P f, \quad (3.15)$$

где m — коэффициент, принимаемый равным 0,75 для стальных и 0,7 для алюминиевых конструкций (учитывает возможное уменьшение натяжения болта из-за обмятия

3.4. Значения коэффициента трения f в формуле (3.15)

Предварительная обработка соединяемых поверхностей	Значения f для соединяемых элементов конструкций из	
	углеродистой стали [0.30]	алюминия [24]
Пневматическая (песком, металлическим порошком и т. п.) или обжиг	0,45 ¹	0,45 ¹
Стальными проволочными щетками	0,35	—
Травление поверхности	—	0,4
Без обработки (после обезжиривания) ²	—	0,15
Без очистки (при частичной смене заклепок или болтов)	0,25	—

¹ Пескоструйная очистка.

² Для низколегированной стали 0,55.

³ Применение высокопрочных болтов в таких условиях не рекомендуется.

3.5. Необходимый момент на ключе и передаваемые усилия одним высокопрочным болтом

Диаметр болта	Усилие предварительной затяжки болта в тс	Необходимый момент на ключе при затяжке болта в кгс·м	Усилие (тс), передаваемое одним высокопрочным болтом при расчете на прочность					
			Соединение с одной плоскостью трения			Соединение с двумя плоскостями трения		
			В конструкциях из			В конструкциях из:		
			углеродистой стали	низколегированной стали	алюминия	углеродистой стали	низколегированной стали	алюминия
M16	10,4	31	3,5	4,2	3,3	7,0	8,4	6,6
M18	12,7	43	4,2	5,2	3,9	8,4	10,1	7,8
M20	16,2	61	5,4	6,6	5,0	10,8	13,2	10,0
M22	20,4	85	6,9	8,4	6,4	13,8	16,8	12,8
M24	23,2	106	7,8	9,6	7,3	15,6	19,2	14,6

Примечания: 1. В формуле (3.16) принято $\sigma_s = 120 = \text{кгс/см}^2$.

2. Способ предварительной обработки соединяемых поверхностей соответствует значениям $f = 0,45$ для конструкций из углеродистых сталей и алюминия и $f = 0,55$ для конструкций из низколегированной стали (см. табл. 3.4).

3. В соответствии с Техническими условиями на проектирование в металлических мостовых конструкциях соединений на высокопрочных болтах ВСН-54-61 МПС Минтрансстроя СССР необходимый момент на ключе при затяжке болта $M = 0,19Pd$ кгс·м, где P — усилие предварительной затяжки болта в тс; d — номинальный диаметр болта в мм.

поверхностей контактов и т. п.) [44, 45]; P — осевое усилие натяжения болта; f — коэффициент трения, принимаемый по табл. 3.4.

Осевое усилие натяжения высокопрочных болтов P принимается в зависимости от механических свойств болтов после их термической обработки равным 60% от разрушающей нагрузки при разрыве болта и определяется по формуле

$$P = 0,6\sigma_s F_{нм} \quad (3.16)$$

где σ_s — временное сопротивление разрыву стали высокопрочных болтов после термической обработки в готовом изделии (болте); $F_{нм}$ — площадь сечения болта нетто (по резьбе).

Расчетные данные для высокопрочных болтов приведены в табл. 3.5.

Соединения поясов составных балок со стенкой

Сварные швы и заклепки, соединяющие стенки и пояса составных двутавровых балок, рассчитываются по формулам табл. 3.6.

При неподвижной сосредоточенной нагрузке, приложенной к верхнему поясу, предусматривается, что в местах приложения грузов имеются ребра жесткости, приваренные или плотно пригнанные к верхнему поясу. При отсутствии указанных ребер расчет прикрепления верхнего пояса ведется, как для подвижной сосредоточенной нагрузки.

При приложении неподвижной сосредоточенной нагрузки к нижнему поясу балки сварные швы и заклепки, прикрепляющие этот пояс к стенке, рассчитываются по формулам (3.21) — (3.24) независимо от наличия ребер жесткости в местах приложения грузов.

Сварные поясные швы, выполненные с проваром на всю толщину стенки, считаются равнопрочными со стенкой.

Прочность сварных швов и заклепок, прикрепляющих пояс двухстенчатых балок, у которых рельс расположен не над стенкой, проверяется по формулам (3.17) — (3.20).

Стыки балок

Заводские стыки отдельных элементов составной балки могут находиться в различных сечениях по ее длине или быть совмещены в одном сечении; монтажные стыки всегда совмещены.

Стык каждого элемента составного сечения балки рассчитывается на усилие, передаваемое этим элементом. Изгибающий момент, приходящийся на вертикальную стенку,

$$M_{cm} = M \frac{J_{cm}}{J}; \quad (3.25)$$

усилие, приходящееся на пояс,

$$N = \frac{M - M_{cm}}{h}, \quad (3.26)$$

поперечную силу считают полностью передающейся на вертикальную стенку. Здесь M — изгибающий момент в данном сечении балки; J_{cm} — момент инерции вертикальной стенки; J — момент инерции всей балки; h — расстояние между центрами тяжести поясов.

Для ответственных составных балок в сильно нагруженных сечениях предпочтительным является расчет не по действующим усилиям, а по равнопрочности в отношении каждого из элементов балки в отдельности.

Стыки стенок и поясов сварных балок следует осуществлять прямыми швами встык без накладок; когда требуется равнопрочность, для растянутых поясов можно применять косые стыки. Рекомендуется не совмещать в одном сечении стыки стенок и поясов.

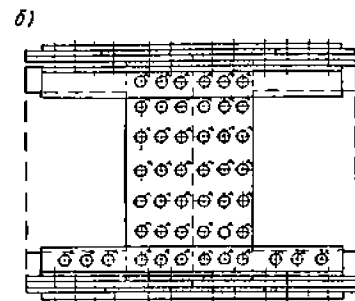
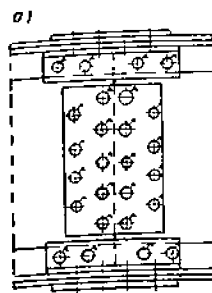
В болтовых (заклепочных) стыках балок сечения стыковых накладок должны обеспечить прочность сечения балки и количество болтов (заклепок) с обеих сторон от оси стыка должно быть достаточно для передачи соответствующих усилий.

3.6. Формулы для расчета соединений поясов составных балок со стенкой

Характер нагрузки	Тип соединений	Расчетные формулы
Неподвижная нагрузка (распределенная и сосредоточенная)	Угловые швы	$\tau = \frac{QS_n}{2hJ} \leq [\tau_{св}]$ (3.17)
		$\frac{QS_n}{2hJ} \leq m_0 R_y^{св}$ (3.18)
	Заклепки	$a \frac{QS_n}{J} \leq [N_{зак}]$ (3.19)
		$a \frac{QS_n}{J} \leq N_{зак}$ (3.20)
Подвижная сосредоточенная нагрузка	Угловые швы	$\tau = \frac{1}{2h} \sqrt{\left(\frac{QS_n}{J}\right)^2 + \left(\frac{P}{z}\right)^2} \leq [\tau_{св}]$ (3.21)
		$\frac{1}{2h} \sqrt{\left(\frac{QS_n}{J}\right)^2 + \left(\frac{P}{z}\right)^2} \leq m_0 R_y^{св}$ (3.22)
	Заклепки	$a \sqrt{\left(\frac{QS_n}{J}\right)^2 + \left(\frac{\alpha P}{z}\right)^2} \leq [N_{зак}]$ (3.23)
		$a \sqrt{\left(\frac{QS_n}{J}\right)^2 + \left(\frac{\alpha P}{z}\right)^2} \leq N_{зак}$ (3.24)

Обозначения, принятые в таблице:

Q — наибольшая поперечная сила в рассматриваемом сечении; в формулах (3.18), (3.20), (3.22) и (3.24) с учетом коэффициентов перегрузки; S_n , J — см. формулу (3.73); h , $[\tau_{св}]$, $R_y^{св}$, m_0 — см. формулы (3.3) и (3.4); $[N_{зак}]$, $N_{зак}$ — меньшее из двух значений расчетного усилия на одну заклепку, принимаемое равным: $[N_{зак}] = n_{ср} \frac{\pi d^2}{4} [\tau_{зак}]$, $N_{зак} = n_{ср} \frac{\pi d^2}{4} m_0 R_{ср}^{зак}$ — при расчете на срез; $[N_{зак}] = d \Sigma \delta [\sigma_{сн}^{зак}]$, $N_{зак} = d \Sigma \delta m_0 R_{сн}^{зак}$ — при расчете на смятие; $[\tau_{зак}]$, $[\sigma_{сн}^{зак}]$, $R_{ср}^{зак}$ и $R_{сн}^{зак}$ — принимаются по табл. 1.44 и 1.56; P — расчетная величина давления колеса тележки (крана), в формулах (3.22) и (3.24) с учетом коэффициентов перегрузки; z — условная длина распределения давления сосредоточенного груза [см. формулу (3.84)]; α — коэффициент, принимаемый равным: $\alpha = 0,4$ — при нагрузке по верхнему поясу клепаной балки, в которой стенка пристроена к верхнему поясу; $\alpha = 1$ то же, но при отсутствии пристройки стенки, а также при нагрузке по нижнему поясу; a — шаг поясных заклепок.



в)

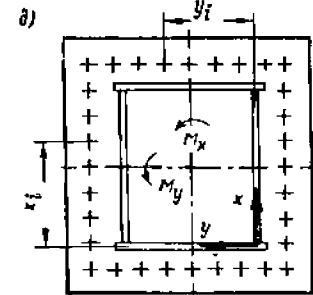
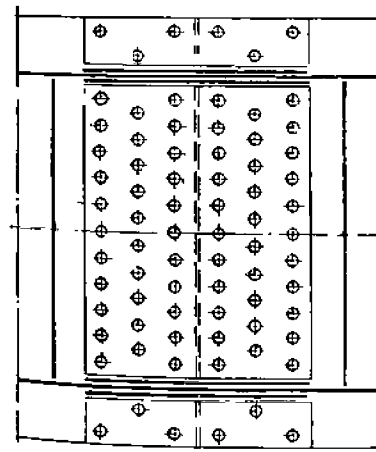
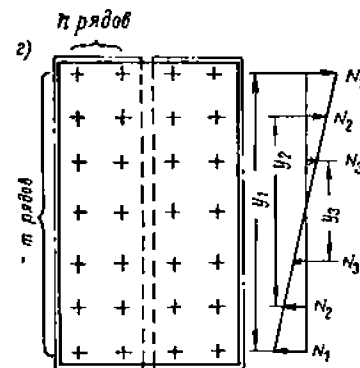
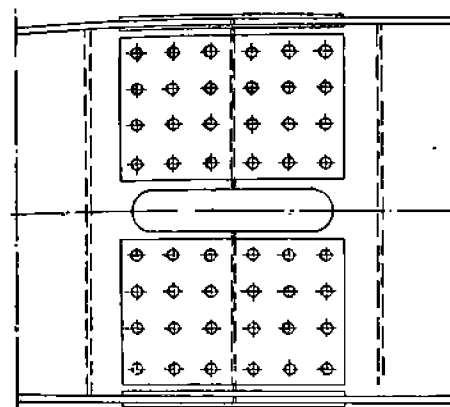


Рис. 3.8. Болтовые (заклепочные) стыки балок: а — однострочный в ненапряженном сечении балки; б — то же, в расчетном сечении; в — коробчатый в расчетном сечении; г — расчетная схема стыка стенки; д) — расчетная схема фланцевого соединения коробчатой конструкции

Типы стыков клепаных балок см. [39, 42]; примеры болтовых (заклепочных) стыков даны на рис. 3.8.

В соответствии с расчетной схемой стыка стенки, приведенной на рис. 3.8, ϵ , равнодействующая усилия, приходящегося на один болт крайнего ряда

$$T = \sqrt{\left(\frac{N_1}{n}\right)^2 + \left(\frac{Q}{mn}\right)^2}, \quad (3.27)$$

где $N_1 = \frac{M_{cm} \eta_1}{\sum \eta_i^2}$ — усилие, приходящееся на крайний ряд болтов (заклепок); n, m — количество болтов (заклепок) в горизонтальном и вертикальном рядах; Q — наибольшая поперечная сила в рассматриваемом сечении.

Ребра жесткости выплываются в клепаных конструкциях из уголков (рис. 3.9, а, б, в), а в сварных — из полосовой стали (рис. 3.9, г, д) или из гнутых

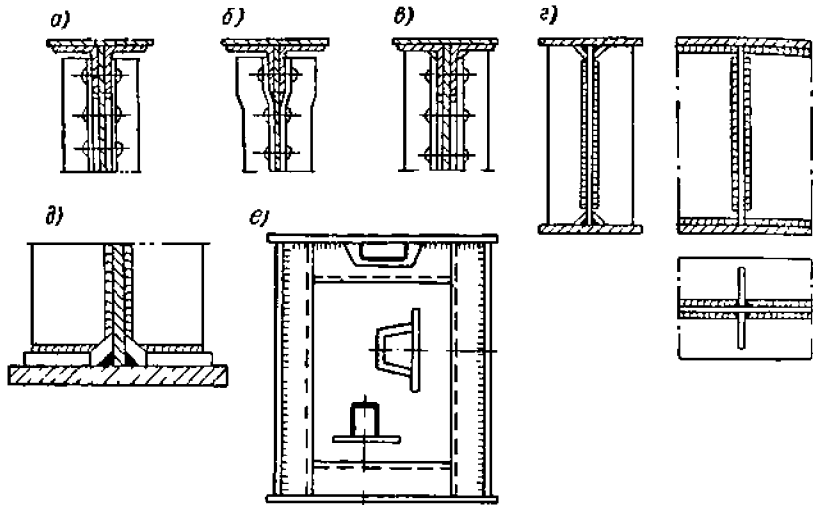


Рис. 3.9. Укрепление стенки клепаной балки уголками жесткости (а, б, в), а стенок сварных балок полосовыми (г, д) или коробчатыми (е) ребрами жесткости

коробчатых профилей (рис. 3.9, е). Ребра жесткости из уголков и полосовой стали проектируются симметричными относительно оси стенки.

Уголки жесткости клепаных балок ставятся или с прокладками (рис. 3.9, а, в), или с высадкой (рис. 3.9, б), последнее менее целесообразно. Ребра у сварных балок рекомендуется приваривать сплошными двусторонними швами. Для обеспечения непрерывности поясных швов у концов ребер предусматриваются скосы. Если желательно избежать концентрации напряжений от приварки ребер жесткости к растянутому поясу, между ребрами и поясом ставятся на тугую посадку прокладки (рис. 3.9, д), к которым и привариваются ребра. В одностенчатых балках при встрече продольных ребер с поперечными рекомендуется пропускать непрерывными продольные ребра и их швы, а в местах примыкания одного ребра к другому — предусматривать наложение угловых швов; в коробчатых балках полосовые продольные ребра прерываются у диафрагм. В стенке, укрепленной только поперечными ребрами жесткости, размер выступающей части ребра (полосы или полки уголка, включая прокладку) должен быть не менее $\frac{h_0}{30} + 40$ мм, где h_0 — высота стенки в мм. Ширина выступающей части короткого ребра должна быть не менее $\frac{2}{3}$ ширины основного ребра; толщина ребра — не менее $\frac{1}{15}$ ширины выступающей части в стальных и не менее $\frac{1}{12}$ — в алюминиевых конструкциях. Необходимые моменты инерции сечения ребер определяются по формуле (3.154) и табл. 3.35.

Стыки трубчатых элементов при неосуществимости подварки стыкового шва изнутри следует производить с помощью плотно пригнанных подкладных колец, вставляемых в трубы (рис. 3.12, а, б), или с помощью конусного замка (конструкция ЛЭПТО им. С. М. Кирова), осуществляемого методом пластической деформации путем нагрева концов соединяемых труб токами высокой частоты (рис. 3.12, в).

Растягивающие напряжения в болтах фланцевых соединений коробчатых конструкций (рис. 3.8, д) [0.13]

$$\sigma = (2,7 \div 3,0) \left(\frac{N}{\Sigma F_{\sigma}} + \frac{M_y}{J_y} x_i + \frac{M_x}{J_x} y_i \right), \quad (3.28)$$

где N — продольная растягивающая сила; M_x, M_y — моменты, изгибающие фланцевое соединение в двух перпендикулярных плоскостях; ΣF_{σ} — площадь сечения

всех болтов соединения; $J_y = \sum F_{\sigma} x_i^2$; $J_x = \sum F_{\sigma} y_i^2$ — моменты инерции сечений болтов стыка относительно осей x и y ; n — число болтов в соединении по одну сторону от осей x и y .

Если продольная сила N сжимающая, она передается через торцы фланцев и болты не нагружает.

Принципы конструирования соединений и узлов конструкций, обладающих высокой усталостной прочностью [0.12]

Основное условие получения высокой усталостной прочности конструкции заключается в снижении концентрации напряжений в соединениях, местах изменения сечений элементов и т. п. Этим требованиям листовые конструкции со стыковыми швами соответствуют больше, чем конструкции из профильного проката, соединяемые главным образом угловыми швами, дающими высокую концентрацию напряжений (см. рис. 1.12).

Основные крановые листовые конструкции состоят из одностенчатых и коробчатых балок (см. рис. 3.4). Сварные швы балок должны быть непрерывными (см. табл. 1.35; п. 24), а количество их минимальным. Важным для уменьшения концентрации напряжений является провар стенки, что видно из сопоставления эпюр напряжений на рис. 1.12, б, в, д. Входящие углы в листах не должны быть острыми или обладать малыми радиусами кривизны. Вместо сварки по возможности следует применять гибку, особенно в алюминиевых конструкциях (см. рис. 3.1, 3.4).

Сварные, составленные из листов пояса ферм решетчатых конструкций имеют безусловное преимущество по сравнению с составными сечениями поясов из профильной стали с соединительными планками (см. табл. 1.35; п. 21, $k \geq 3,2$). Усталостная прочность сварного растянутого пояса, составленного из листов, зависит от конструкции присоединения к нему раскосов вертикальных и горизонтальных ферм. Если раскосы непосредственно привариваются к поясу (рис. 3.10, а, б), то приваривающие их швы являются по отношению к поясу лобовыми ($k = 2,0 \div 3,2$; п. 19; табл. 1.35). Чтобы уменьшить сечение пояса, можно в местах присоединения раскосов делать вставки большей толщины и высоты по сравнению с поясным листом (рис. 3.10, в). Если раскосы присоединяются к поясу с помощью косынок, привариваемых встык, то при конструкции по рис. 3.11, а $k = 1,4 \div 2,2$ (п. 13 а; табл. 1.35), а при конструкции по рис. 3.11, б для вертикальных и по рис. 3.11, в для горизонтальных ферм $k = 1,6 \div 2,2$ (п. 26 в; табл. 1.35). Если косынка имеет прямоугольную форму, то при конструкции по рис. 3.11, г, д $k = 2,0 \div 3,6$ (п. 26 д, е; табл. 1.35), а при конструкции по рис. 3.11, е $k = 1,4 \div 2,2$ (п. 13 а; табл. 1.35).

Усталостная прочность раскосов зависит от конструкции их прикрепления. К фланговому швам рекомендуется добавлять лобовые.

Узлы трубчатых ферм (рис. 3.12), образованные с помощью стыковых швов (рис. 3.12, б), обладают лучшей усталостной прочностью, чем с помощью угловых швов (рис. 3.12, а). Поскольку плотная пригонка подкладных колец затрудни-

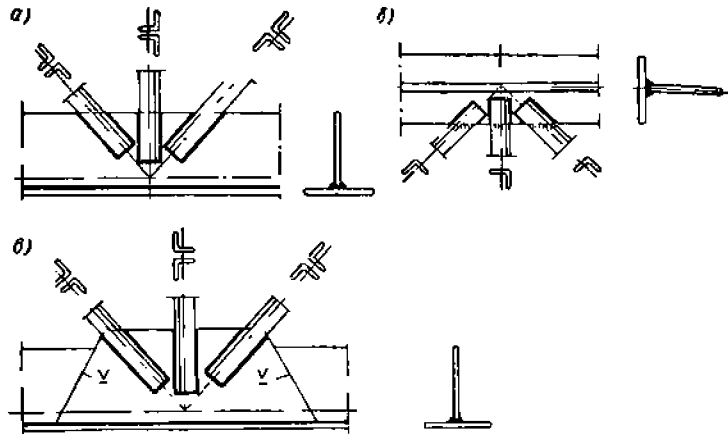


Рис. 3.10. Конструкции приварки раскосов непосредственно к растянутому поясу

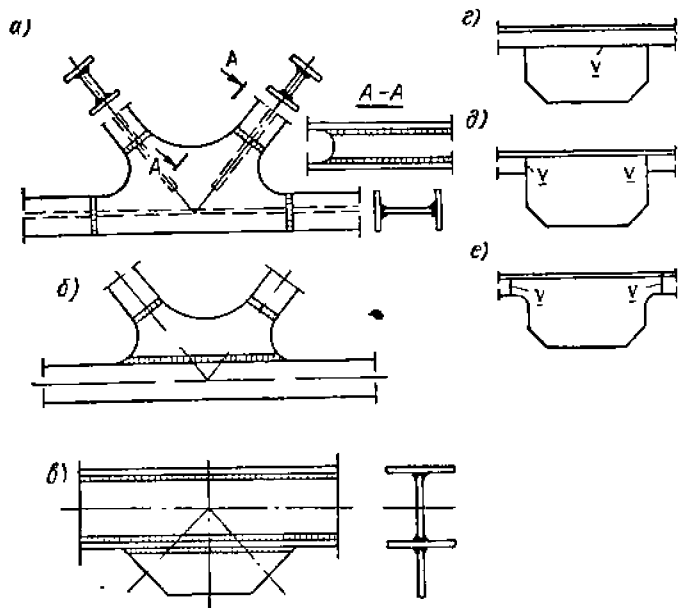


Рис. 3.11. Конструкции приварки раскосов с помощью косынок к растянутому поясу

гельна, стык по рис. 3.12, в имеет преимущество перед стыками по рис. 3.12, а, б. Присоединение раскосов при открытых торцах труб (рис. 3.12, к) обладает низкой

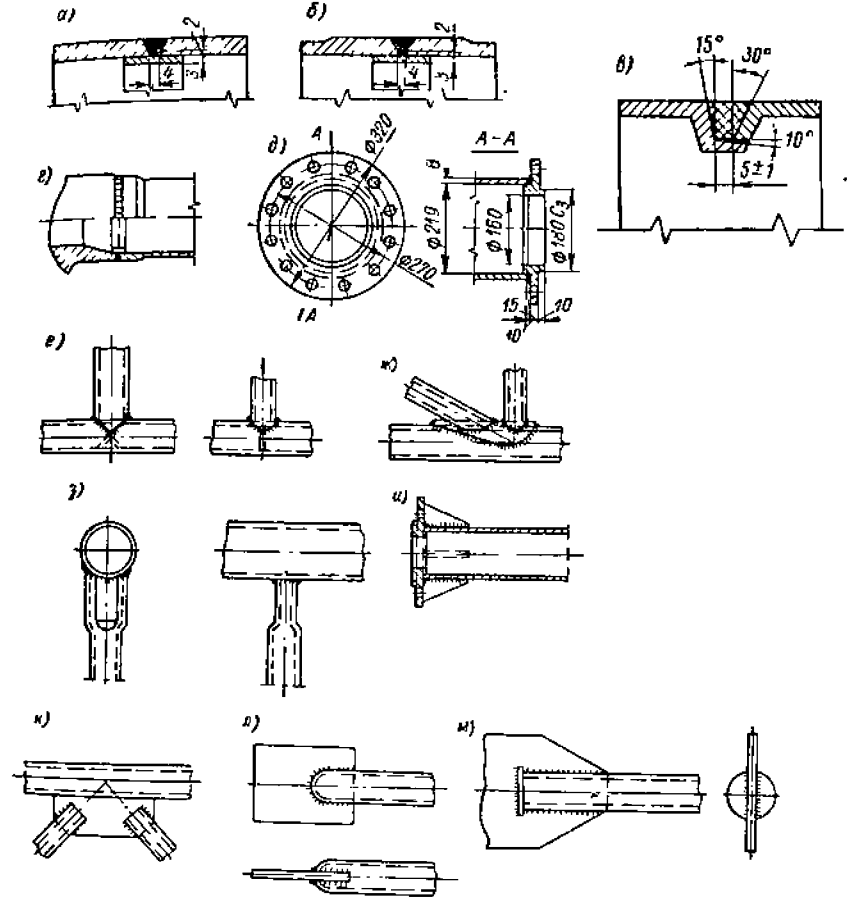


Рис. 3.12. Конструкции узлов трубчатых ферм: а — стыковое соединение труб с помощью подкладного кольца; б — то же, при осадке концов труб; в — то же при обкатке нагреваемых токами высокой частоты концов труб; г, д — присоединение труб к отливкам и поковкам с помощью подкладного кольца и заточки; е, ж, з, и — стыковые соединения труб угловыми швами с укреплением труб диафрагмами (е), накладками (ж) и косынками (и); к, л, м — присоединение трубчатых раскосов с открытыми торцами труб (к), окупольскими (л) и закрытыми косынками (и)

усталостной прочностью; кроме того, в этом случае внутрь труб может попадать влага, что особенно опасно в случае последующего замерзания ее внутри трубы.

Шарнирные соединения и опорные части

Шарниры неподвижных или редко поворачивающихся соединений отдельных частей металлических конструкций осуществляются на осях. Опоры осей в листах провариваются на местное смятие при плотном касании (см. табл. 1.42 и 1.45).

На рис. 3.13, а — а приведены конструкции проушин на конце стержня полового сечения, а на рис. 3.14, а — в — двутаврового сечения. Конструкции по

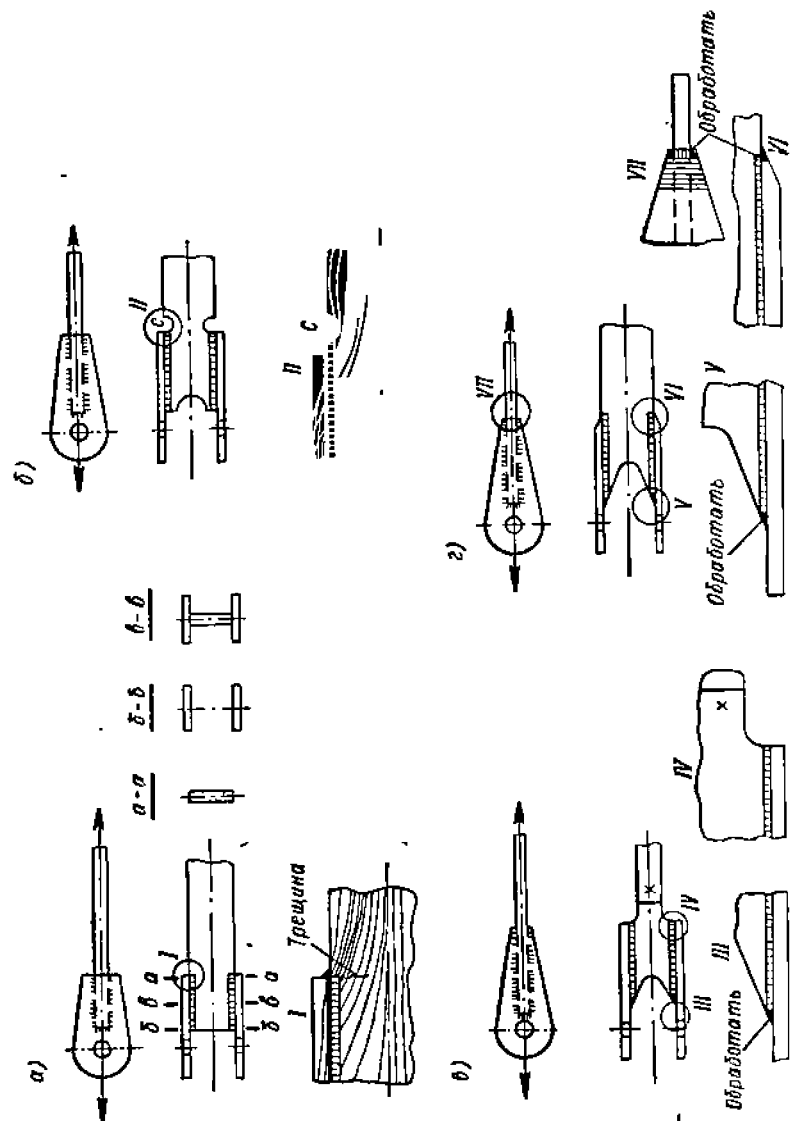


Рис. 3.13. Конструкция проушины на конце стержня из полосы

рис. 3.13, а и 3.14, а непригодны для восприятия переменных нагрузок из-за высокой концентрации напряжений, возникающей в местах резких изменений сечений стержней. Наилучшей усталостной прочностью обладают конструкции по рис. 3.13, б и 3.14, в. На рис. 3.15, а — приведены конструкции проушины на конце стержня трубчатого сечения. Для восприятия переменных нагрузок лучшими решениями являются 3.15, б, г (окончание прорези в трубе не совпадает в одном сечении с лобовым швом на конце проушины) и 3.15, д (стыковой шов с подкладным кольцом).

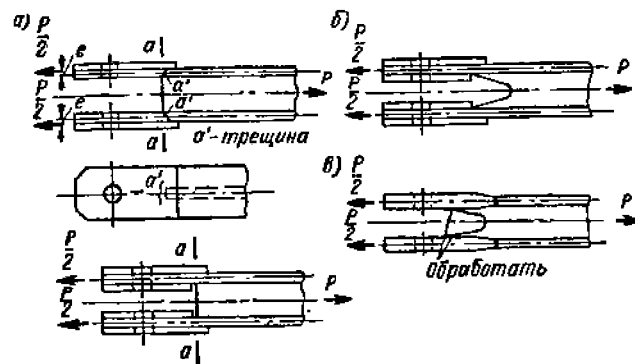


Рис. 3.14. Конструкция проушины на конце стержня двутаврового сечения

Расчет проушины производится по формулам для кривого бруса [3]. При обозначениях по рис. 3.16 наибольшие напряжения в проушине будут по сечению 1—1 на внутреннем волокне

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 = \frac{P}{F} \left[\left(\frac{1}{4} - \beta \right) + \frac{Far^2}{zdc} \left(\frac{1}{4} + \beta \right) \right] \leq [\sigma]; \quad (3.29)$$

$$\sigma_2 = \frac{P}{F} \left[\left(\frac{1}{4} - \beta \right) - \frac{Far^2}{zdc} \left(\frac{1}{4} + \frac{1}{12\pi} - \beta - \frac{1}{\pi} \right) \right], \quad (3.30)$$

где $F = ac$; c — толщина проушины; $r = \frac{d+a}{2}$;

$$\beta = \frac{-\frac{r^2}{z} \left(\frac{4}{\pi^2} - \frac{1}{8} \right)}{2 \left(\frac{1}{a} + \frac{r^2}{z} \right)}, \quad z = r^2 \left(r \ln \frac{r + \frac{a}{2}}{r - \frac{a}{2}} - a \right).$$

Для случая нагрузок I $[\sigma]$ см. расчет крюков (т. II) для случая нагрузок II $[\sigma] = 0,85 \sigma_r$.

Обычно $a = (0,6 \div 0,75) b$ и не более $a = b$; если при этом размеры сечения проушины недостаточны, следует увеличивать ее толщину c . Если сечение 2—2 имеет большую ширину, чем сечение 1—1, напряжения в сечении 1—1 распределяются более равномерно. Так, при увеличении сечения 2—2 по сравнению с сечением 1—1 в 1,5 раза напряжения в сечении 1—1 уменьшаются на 15% [0.13, 0.26]. См. также работу [21]. Для упрощенных расчетов можно принимать $\sigma_{\max} = \frac{kP}{2ac}$, где $k = 2 \div 4$

при изменении $\frac{2a+d}{d}$ от 1,5 до 3,5.

Шарниры (рис. 3.17, 3.18, 3.19) бывают с плотным касанием (по поверхности) или со свободным касанием (по линии или в точке).

Шарниры с плотным касанием проверяются на смятие по диаметральной площади

$$\sigma = \frac{P}{d\delta} \leq [\sigma], \quad (3.31)$$

где d — диаметр шарнира; δ — толщина сминаемых частей; $[\sigma]$ — см. табл. 1.42, 1.45.

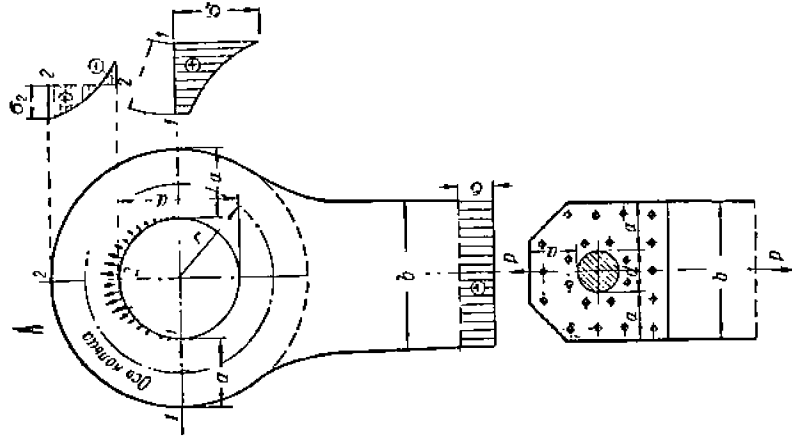


Рис. 3.16. Схемы к расчету проушин

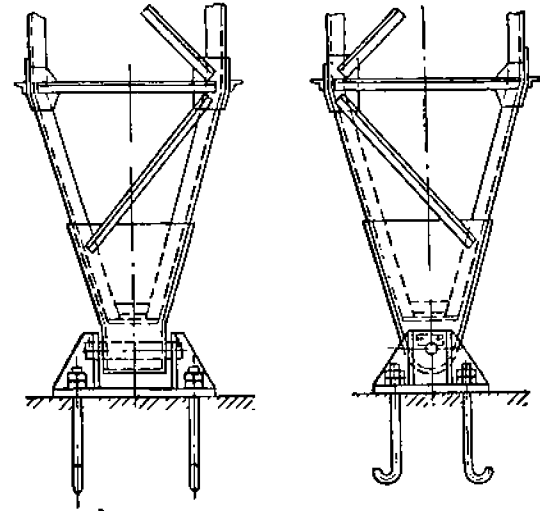


Рис. 3.17. Опорный узел мачтовой опоры с цилиндрическим шарниром

У шарниров и пят свободного касания радиусы кривизны r , r_1 , r_2 соприкасающихся поверхностей проверяются на смятие на площадках касания по формулам: касание двух цилиндров (внутреннее) по образующей

$$\sigma_{\max} = 0,42 \sqrt{\frac{PE}{B} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)} \leq [\sigma]; \quad (3.32)$$

касание цилиндра с плоскостью

$$\sigma_{\max} = 0,42 \sqrt{\frac{PE}{Br}} \leq [\sigma]; \quad (3.33)$$

касание двух сфер (выпуклой и вогнутой)

$$\sigma_{\max} = 0,39 \sqrt[3]{PE^2 \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2} \leq [\sigma]; \quad (3.34)$$

касание сферы с плоскостью

$$\sigma_{\max} = 0,39 \sqrt[3]{\frac{PE^2}{r^2}} \leq [\sigma]. \quad (3.35)$$

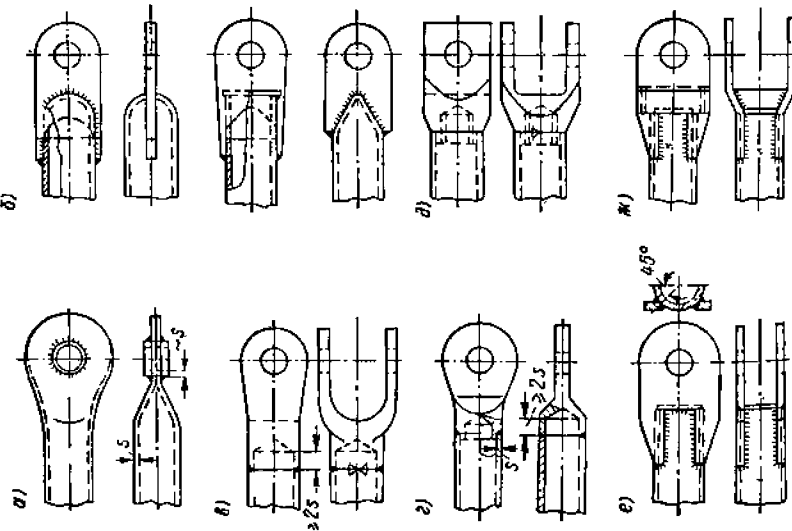


Рис. 3.18. Конструкции проушин на конце стержня трубчатого сечения

В этих формулах соотношение кривизны подвижного и неподвижного элементов должно отвечать условию:
при $\varphi < 0,03$

$$\frac{r_1}{r_2} \geq 0,85; \quad (3.36)$$

при $\varphi > 0,03$

$$\frac{r_1}{r_2} \leq 1 - 5\varphi, \quad (3.37)$$

где φ — угол наибольшего отклонения подвижного элемента от среднего положения, при котором нагрузка действует вдоль линии центров кривизны соприкасающихся

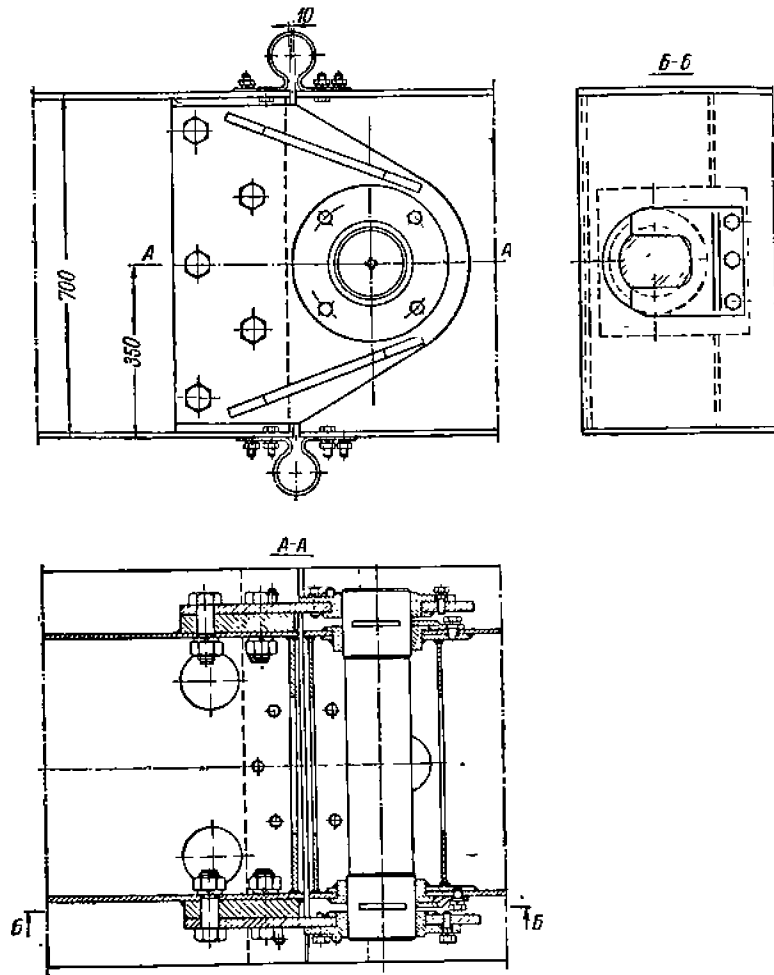


Рис. 3.18. Шарнирное соединение концевой балки мостового крана

шихся поверхностей, в рад; P — наибольшая нагрузка шарнира; B — длина шарнира; $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ — приведенный модуль упругости соприкасающихся поверхностей со значениями модулей упругости E_1 и E_2 ; $[\sigma]$ — см. табл. 3.7.

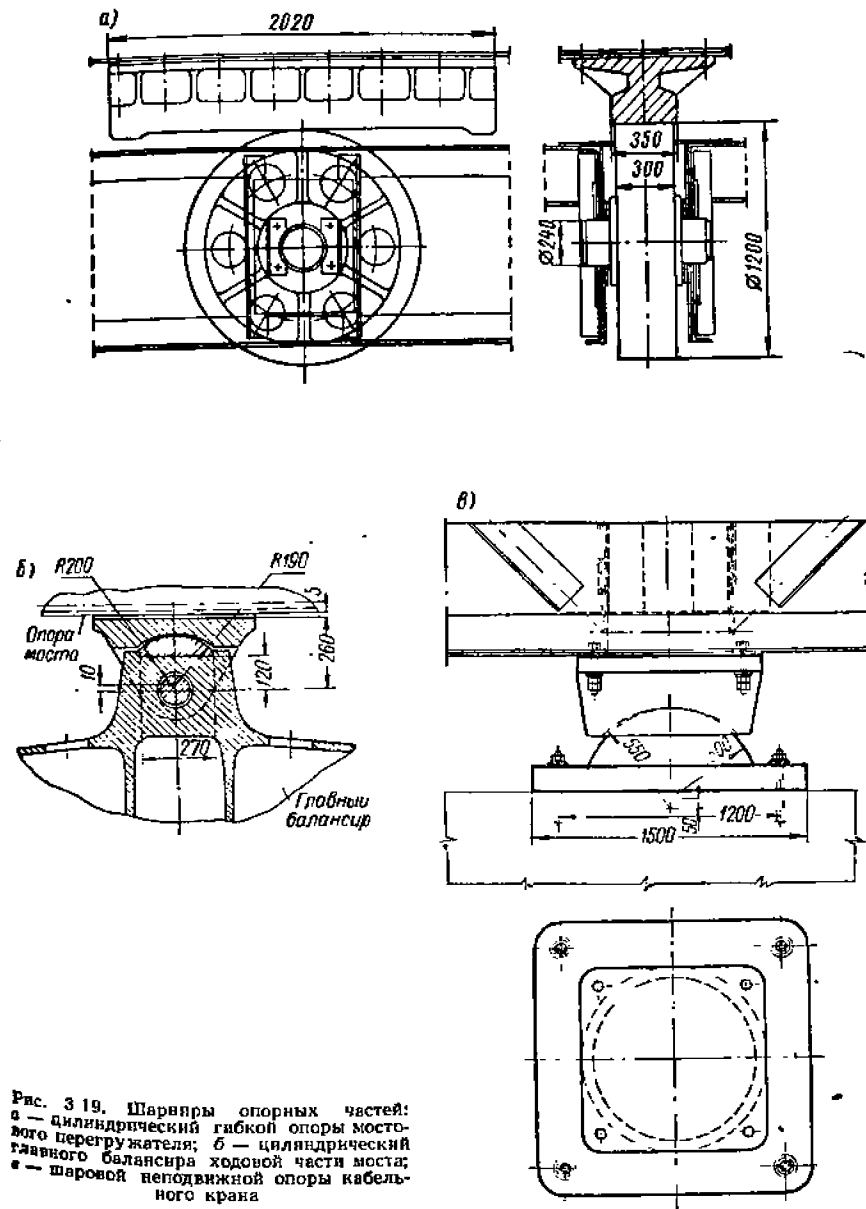


Рис. 3.19. Шарниры опорных частей:
а — цилиндрический гибкой опоры мостового перегружателя; б — цилиндрический главного балаясира ходовой части моста; в — шаровой неподвижной опоры кабельного крана

3.7. Допускаемые нормальные напряжения $[\sigma]$ по формулам (3.32) — (3.35) в шарнирах свободного касания кгс/см²

Тип шарнира	Прокат и поковок					Стальное литье		Чугунное литье	
	МСт. 3	МСт. 5	МСт. 6	Ст. 35	Ст. 45	35Л	45Л	СЧ15-32	СЧ15-40
Цилиндрический	8 000	10 000	12 000	10 500	12 000	10 000	12 000	6000	7 500
Сферический	10 000	13 000	15 000	14 000	16 000	13 000	15 000	8000	10 000

Примечание. Для временно работающих кранов (монтажные, некоторые строительные и др.) указанные напряжения могут быть повышены на 10%.

3. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ НА ОСЕВУЮ СИЛУ

Сечения растянутых элементов должны удовлетворять условиям прочности и жесткости.

Условия прочности выражаются формулами:

$$\sigma = \frac{N}{F_{нт}} \leq [\sigma]; \quad (3.38)$$

$$\frac{N}{F_{нт}} \leq m_0 R, \quad (3.39)$$

а выносливости

$$\sigma = \frac{N}{F_{нт}} \leq [\sigma_{rh}], \quad (3.40)$$

где N — расчетные усилия; в формуле (3.39) величина N — с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. 18) соответственно методу предельного состояния; $[\sigma]$, $[\sigma_{rh}]$ и R — см. табл. 1.42, 1.45, 1.49, 1.50, 1.51 и 1.55; m_0 — коэффициент условий работы, см. (1.69); F и $F_{нт}$ — площади поперечного сечения брутто и нетто [для клепаных конструкций $F_{нт} = (0,9 \div 0,8) F$].

При внецентренном приложении силы с эксцентриситетом e в стержне возникает изгибающий момент $M = Ne$, и условие прочности принимает вид:

$$\sigma = \frac{N}{F_{нт}} + \frac{M}{W_{нт}} \leq [\sigma], \quad (3.41)$$

$$\frac{N}{F_{нт}} + \frac{M}{W_{нт}} \leq m_0 R, \quad (3.42)$$

а выносливости

$$\sigma = \frac{N}{F_{нт}} + \frac{M}{W_{нт}} \leq [\sigma_{rh}] \quad (3.43)$$

где для $[\sigma_{rh}]$ можно принимать исходя из коэффициента асимметрии значений σ , те же величины, что и при расчете по формуле (3.40).
Условие жесткости ограничивает гибкость (табл. 3.9)

$$\lambda = \frac{l}{r_{\min}}, \quad (3.44)$$

где l — расчетная длина стержня (см. ниже); $r_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{F}}$ — минимальный радиус инерции сечения; для J_{\min} и F берутся значения брутто [16].

Сечения центрально сжатых элементов постоянного по длине сечения подбираются из условия устойчивости:

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq \varphi [\sigma], \quad (3.45)$$

$$\frac{N}{\varphi F} \leq m_0 R, \quad (3.46)$$

либо из условий прочности (3.38), (3.39) и выносливости (3.40).

Здесь φ — коэффициент продольного изгиба, принимаемый в функции наибольшей гибкости λ . Значения коэффициента φ приведены в табл. 3.8, а λ — в табл. 3.9.

3.8. Коэффициенты φ продольного изгиба центрально сжатых элементов

Гибкость элементов λ	Сталь [0,50]		Алюминиевые сплавы ² [28]			
	углеродистая	низколегированная ¹	АМг6-М	АМг61-М	В92-Т лист	В92-Т профиль, Д16-Т
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
40	0,92	0,89	0,83	0,78	0,77	0,70
50	0,89	0,84	0,73	0,66	0,64	0,57
60	0,86	0,78	0,63	0,56	0,54	0,46
70	0,81	0,71	0,54	0,46	0,45	0,35
80	0,75	0,63	0,46	0,39	0,38	0,29
90	0,69	0,54	0,39	0,33	0,32	0,23
100	0,60	0,46	0,33	0,29	0,26	0,19
110	0,52	0,39	0,28	0,24	0,22	0,15
120	0,45	0,33	0,24	0,20	0,18	0,13
130	0,40	0,29	0,21	0,17	0,16	0,11
140	0,36	0,25	0,18	0,15	0,13	0,10
150	0,32	0,23	0,16	0,13	0,12	0,08
160	0,29	0,21	—	—	—	—
180	0,23	0,17	—	—	—	—
200	0,19	0,13	—	—	—	—
220	0,16	0,11	—	—	—	—

¹ Для стали марки 10ХСНД φ в среднем меньше: для $\lambda = 40 \div 60$ на 3%, для $\lambda = 70 \div 100$ на 5%, для $\lambda > 100$ на 7%.

² Значения φ для алюминиевых сплавов приведены с округлением до двух значащих цифр.

Если сжатый элемент имеет не шарнирно опертые концы, что соответствует расчетной схеме стержневой фермы, а иное их закрепление, в формуле (3.41) вместо длины стержня l принимается приведенная длина μl , где коэффициент длины μ имеет следующие значения: один конец заделан, а другой имеет шарнирную опору $\mu = 0,7$; оба конца заделаны (один может перемещаться вместе с заделкой) $\mu = 0,5$; один конец заделан, а другой свободен $\mu = 2$

3.9 Предельные гибкости элементов λ

Элементы конструкций	Сжатые элементы		Растянутые элементы	
	Сталь	Алюминиевые сплавы ¹	Сталь	Алюминиевые сплавы
Пояса главных ферм	120	100	150	120
Однострожневые конструкции стрел, колонн, мачт	120—150	100—120	150—180	120—150
Остальные стержни главных ферм и пояса вспомогательных ферм	150	120	200—250	180—200
Все прочие стержни	200—250	150	250—350	250

¹ Приведенные данные относятся к элементам с сечением, симметричным относительно направления действия сил. При сечениях, несимметричных относительно направления действия сил, предельные гибкости рекомендуется уменьшать на 30%.

Значения коэффициента μ для стержней с промежуточной опорой приведены в табл. 3.10. Если заделанные концы опор не жесткие, а податливые, то устойчивость стержня может значительно ухудшиться [16].

Расчетную длину элементов ферм при проверке на устойчивость следует принимать по табл. 3.11 (рис. 3.20, а, б, в).

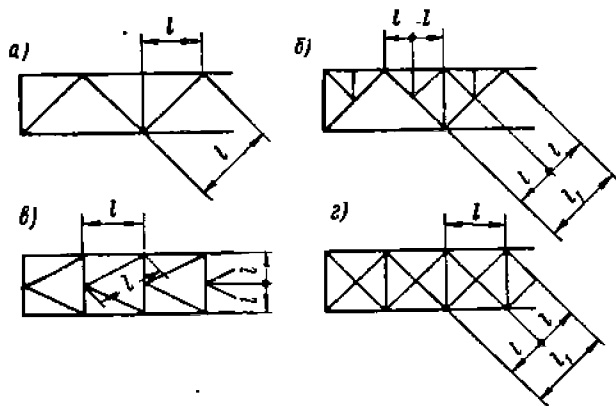


Рис. 3.20. Схемы ферм для определения расчетных длин стержней в зависимости от типа решетки: а — треугольная решетка с дополнительными стойками; б — треугольная решетка с дополнительными стойками и шпренгелом; в — полурасткосная решетка; г — крестовая решетка

В фермах с параллельными поясами и перекрестной решеткой расчетная длина пересекающихся стержней решетки при определении их гибкости должна приниматься (рис. 3.20, а): в плоскости фермы — равным расстоянию от центра узла фермы до точки их пересечения; из плоскости фермы — по табл. 3.12.

Стержни из одиночных уголков рассчитываются на центральное растяжение по формулам (3.38) — (3.40), на центральное сжатие по формулам (3.45) и (3.46). При определении гибкости этих стержней радиус инерции сечения уголка r принимается: а) если стержни прикреплены только по концам — минимальный; б) при

3.10. Коэффициент длины μ для стержней постоянного сечения с промежуточной опорой¹

Схема стержня	b/l										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	2,00	1,87	1,73	1,60	1,47	1,35	1,23	1,13	1,06	1,01	1,00
	0,70	0,65	0,60	0,56	0,52	0,50	0,52	0,56	0,60	0,65	0,70
	0,50	0,47	0,44	0,41	0,41	0,44	0,49	0,54	0,59	0,65	0,70
	2,00	1,85	1,70	1,55	1,40	1,26	1,11	0,98	0,85	0,76	0,70
	0,70	0,65	0,59	0,54	0,49	0,44	0,41	0,41	0,44	0,47	0,50
	0,50	0,46	0,43	0,39	0,36	0,35	0,36	0,39	0,43	0,46	0,50

¹ Справочник машиностроения. Т. 3, М., Машгиз, 1955.

наличии промежуточного закрепления (связи), предопределяющего направление выпучивания уголка в плоскости, параллельной одной из полок. — относительно оси, параллельной второй полке уголка.

3.11. Расчетные длины элементов плоских ферм [0.50, 28]

(за исключением пересекающихся стержней ферм с перекрестной решеткой)

Направление продольного изгиба	Поясов	Опорных раскосов и стоек	Прочих элементов решетки
В плоскости фермы	l	l	$0,8l$
В направлении, перпендикулярном плоскости фермы (из плоскости фермы)	l_1	l_1	l_1

Примечание. l — геометрическая длина элемента (расстояние между центрами узлов) в плоскости фермы; l_1 — расстояние между узлами, закрепленными от возможного перемещения из плоскости фермы (специальными связями, настилами, прикрепленными к поясу, и т. п.).

3.12. Расчетные длины из плоскости фермы сжатых стержней перекрестной решетки [0.50, 28]

Характеристика узла пересечения стержней решетки	Поддерживающий стержень		
	растянут	не работает	сжат
Оба стержня не прерываются	l	$0,7l_1$	l_1
Поддерживающий стержень прерывается и перекрывается косынкой	$0,7l_1$	l_1	l_1

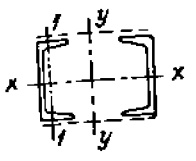
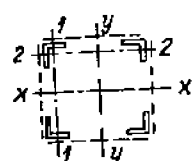
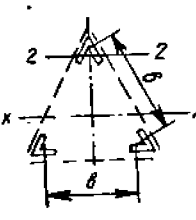
Здесь l — расстояние от центра узла фермы до пересечения стержней; l_1 — полная геометрическая длина сжатого стержня.

При проверке устойчивости стержней составного сечения, постоянного по длине, исходят из следующих положений.

1. Составные стержни, соединенные вплотную или через прокладки (два уголка, два швеллера и т. п., см. рис. 3.2, а — е), считаются стержнями, работающими совместно, и гибкость их проверяется в обеих плоскостях, как указано выше. Расстояние между скрепляющими прокладками или шайбами принимается не более $40r$ в сжатых стержнях и $80r$ в растянутых для стальных конструкций и $30r$ в сжатых стержнях и $80r$ в растянутых для алюминиевых конструкций. Здесь r — радиус инерции одного уголка или швеллера относительно оси, параллельной плоскости расположения прокладок. При этом в пределах длины сжатого элемента следует ставить не менее двух прокладок. За длину сжатого элемента пояса фермы принимается его расчетная длина из плоскости фермы.

2. Составные стержни (см. рис. 3.2, з, к), ветви которых соединены планками (рис. 3.21, а) или решетками (рис. 3.21, б), проверяются на устойчивость относительно свободной оси (перпендикулярной плоскости планок или решеток) по приведенной гибкости $\lambda_{пр}$ (табл. 3.13). Проверка устойчивости относительно материальной оси (ось xx , № 1, табл. 3.13) производится как для цельного стержня.

Рекомендуется, чтобы гибкость каждой из ветвей составного стержня на участке между планками не превышала для стальных конструкций 40, а для алюминиевых 30. В составных стержнях с решетками гибкость отдельных ветвей на участках между узлами не должна превышать приведенную гибкость $\lambda_{пр}$ стержня в целом.

№ ст	Тип сечения стержня	Соединительные элементы	Значения приведенной гибкости
1		Пластины	$\sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$ (3.47)
		Решетки	$\sqrt{\lambda_y^2 + k_1 \frac{F}{F_{p1}}}$ (3.48)
2		Пластины	$\sqrt{\lambda^2 + \lambda_1^2 + \lambda_2^2}$ (3.49)
		Решетки	$\sqrt{\lambda^2 + F \left(\frac{k_1}{F_{p1}} + \frac{k_2}{F_{p2}} \right)}$ (3.50)
3		Пластины	$\sqrt{\lambda^2 + \lambda_2^2 (1 + 3,3k_3)}$ [48] (3.51)
		Решетки	$\sqrt{\lambda^2 + F \frac{k_1}{F_p}}$ (3.52)

Обозначения, принятые в таблице:

λ_y — гибкость всего стержня относительно свободной оси yy ; λ — наибольшая гибкость всего стержня; λ_1, λ_2 — гибкости отдельных ветвей относительно осей 1—1 и 2—2 на участках между приваренными планками (l_1 — см. рис. 3.21, а) или между центрами крайних заклепок, приклепывающих планки; F — площадь сечения всего стержня; F_{p1}, F_{p2} — площади сечения раскосов решеток (в пределах одной панели), лежащих в плоскостях, соответственно перпендикулярных осям 1—1 и 2—2; k_1, k_2 — коэффициенты, принимаемые в зависимости от величины углов α_1 и α_2 между раскосом решетки и ветвью (рис. 3.21, б), соответственно в плоскостях, параллельных осям 1—1 или 2—2, равными при $\alpha = 30^\circ, 40^\circ, 45-60^\circ$

$k = 45, 31, 27$; $k_3 = \frac{J_b}{J_{n,2}L}$ — коэффициент, равный отношению погонной жесткости пояса на длине панели к погонной жесткости планки; b, L — расстояние между центрами ветвей (табл. 3.13) и планок (рис. 3.21, б); $J_b, J_{n,2}$ — моменты инерции ветви (относительно оси 2—2) и планки; F_p — площадь сечения раскосов (в пределах одной панели), расположенных в одной из плоскостей трехгранного стержня.

Примечание. Формулы (3.47) и (3.49) справедливы при отношении погонных жесткостей планки и ветви $\frac{i_{n,2}}{i_b} \geq 3$. При $\frac{i_{n,2}}{i_b} < 3$ должно быть учтено влияние податливости планки на величину приведенной гибкости.

Соединительные элементы (планки или решетки) центрально сжатых составных стержней должны рассчитываться на условную поперечную силу Q (в кас), принимаемую постоянной по всей длине стержня и определяемую по формулам:

$$Q = 20F; \quad (3.53)$$

для конструкций из алюминия марки АМг61-М

$$Q = 30F; \quad (3.54)$$

для конструкций из низколегированных сталей и алюминия марок В92-Г и Ц16-Т

$$Q = 40F; \quad (3.55)$$

где F — площадь брутто всего сечения стержня в см^2 .

Если соединительные элементы расположены в нескольких параллельных плоскостях, то поперечная сила Q распределяется поровну между плоскостями.

Соединительные решетки рассчитываются как решетки ферм. При двух параллельных системах решеток усилия в раскосах будут равны (рис. 3.21, б)

$$N_1 = \frac{Q}{2 \sin \alpha}; \quad (3.56)$$

а в стойках

$$N_2 = \frac{Q}{2}. \quad (3.57)$$

Здесь α — угол наклона раскосов решетки, обычно принимаемый 35—55°.

Соединительные планки рассчитываются как элементы безраскосых ферм по формулам:

$$T = \frac{Q_n L}{c}; \quad (3.58)$$

Рис. 3.21. Составные стержни, ветви которых соединены планками (а) и решетками (б)

момент, изгибающий планку в ее плоскости, для двух- или четырехпоясного элемента

$$M = \frac{Q_n L}{2}; \quad (3.59)$$

для трехпоясного элемента

$$M = \frac{2}{3} Q_n L. \quad (3.60)$$

Здесь Q_n — условная поперечная сила, определяемая по формулам (3.53) — (3.55) и приходящаяся на систему планок, расположенных в одной плоскости; для двух- или четырехпоясных элементов $Q_n = \frac{Q}{2}$ для трехгранного элемента $Q_n = 0,68 Q$; L — расстояние между центрами планок; c — расстояние между осями ветвей.

Стержни, предназначенные для уменьшения расчетной длины сжатых элементов, должны рассчитываться на усилия, равные условной поперечной силе в основном сжатом стержне, определяемой по формулам (3.53) — (3.55).

Сечения внецентренно сжатых призматических стержней подбираются либо из условия прочности (3.41), (3.42) для мощных стержней с преобладающим влиянием изгиба или для коротких стержней, либо из условия устойчивости в плоскости действия момента (плоская форма потери устойчивости) и в плоскости, перпендикулярной действию момента (изгибно-крутильная форма потери устойчивости).

В плоскости действия момента $M = Ne$, совпадающего с плоскостью симметрии поперечного сечения элемента, стержни рассчитываются по формулам:

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq \varphi^{\text{вн}} [\sigma], \quad (3.61)$$

$$\frac{N}{\varphi^{\text{вн}} F} \leq m_0 R. \quad (3.62)$$

Значения $\varphi^{\text{вн}}$ для сплошностенчатых стержней принимаются по табл. 3.14 в зависимости от гибкости стержня и приведенного эксцентриситета $m_1 = \eta m$, где относительный эксцентриситет

$$m = \frac{M}{N} \frac{F}{W},$$

а коэффициент влияния формы сечения $\eta \leq 1$ [0.50] в неблагоприятных случаях может достигать значения 1,3.

Здесь M — расчетный момент, равный наибольшему моменту в пределах длины элемента или опорному моменту (в случае упругого или жесткого закрепления) в зависимости от того, какой из моментов больше; W — момент сопротивления для наиболее сжатого волокна.

Значения $\varphi^{\text{вн}}$ для сквозных стержней принимаются по табл. 3.15 в зависимости от приведенной гибкости $\lambda_{\text{пр}}$ и относительного эксцентриситета m . Приведенная гибкость $\lambda_{\text{пр}}$ определяется по формулам табл. 3.13, а относительный эксцентриситет для сквозных стержней с решетками или планками, расположенными в плоскостях, параллельных плоскости изгиба, — по формуле

$$m_x = e_x \frac{F y_1}{J_x} \quad \text{или} \quad m_y = e_y \frac{F x_1}{J_y}, \quad (3.63)$$

где x_1 и y_1 — расстояние от нейтральной оси y или x до оси наиболее сжатой ветви, но не менее расстояния до оси стенки ветви.

Значения $\varphi^{\text{вн}}$ для алюминиевых сплавов см. [28, 44]. При наличии расчетных эксцентриситетов нерасчетные эксцентриситеты за малостью их влияния не учитываются. Начальную кривизну, вызванную собственным весом горизонтальных и наклонных сжатых стержней, следует учитывать лишь при большой их длине (горизонтальная проекция свыше 6,0 м).

При значениях $m_1 > 20$ внецентренно сжатый стержень следует проверять не на устойчивость, а на прочность.

Формулы (3.61) и (3.62) строго справедливы для сечений, имеющих две оси симметрии (центр тяжести сечения совпадает с центром изгиба). Для сечений, имеющих одну ось симметрии, формулами (3.61) и (3.62) пользоваться можно, но при этом следует отсчитывать эксцентриситет не от центра тяжести, а от центра изгиба. Поэтому также стержни во избежание изгиба следует центрировать по центру изгиба.

В плоскости, перпендикулярной к плоскости действия момента (если изгиб происходит в плоскости наибольшей жесткости стержня при $J_x > J_y$, совпадающей с плоскостью симметрии), когда потеря устойчивости происходит по изгибно-крутильной форме [0.50, 42], сечения подбираются по формулам:

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq c \varphi_y [\sigma]; \quad (3.64)$$

$$\frac{N}{c \varphi_y F} \leq m_0 R, \quad (3.65)$$

где $c \leq 1$ — коэффициент досрочной потери устойчивости в плоскости, перпендикулярной плоскости действия момента, зависящий от гибкости элемента λ_y и относительного эксцентриситета m_x (рис. 3.22); φ_y — (см. табл. 3.8) принимается в зависимости от гибкости элемента λ_y в направлении, перпендикулярном плоскости действия момента.

3.14. Коэффициенты φ^{0M} для проверки устойчивости внецентренно сжатых (сжато-изогнутых) сплошностенчатых стержней из сталей марок Ст. 3 и Ст. 4 (с расчетным сопротивлением 2100 кгс/см²) в плоскости действия момента, совпадающей с плоскостью симметрии

Гибкость λ	Значения φ^{0M} при приведенном эксцентриситете m															
	0,25	0,50	0,75	1,0	1,25	1,50	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	7,0	10,0	20,0
40	0,85	0,74	0,67	0,61	0,56	0,52	0,48	0,45	0,40	0,36	0,32	0,29	0,24	0,18	0,14	0,07
50	0,82	0,71	0,63	0,57	0,53	0,49	0,46	0,43	0,38	0,34	0,30	0,28	0,23	0,18	0,13	0,07
60	0,79	0,67	0,60	0,54	0,50	0,46	0,43	0,40	0,36	0,32	0,29	0,26	0,22	0,17	0,13	0,07
70	0,75	0,63	0,56	0,51	0,46	0,43	0,40	0,37	0,33	0,30	0,27	0,25	0,21	0,16	0,12	0,07
80	0,70	0,59	0,52	0,47	0,43	0,40	0,37	0,35	0,29	0,27	0,24	0,22	0,20	0,16	0,12	0,07
90	0,65	0,55	0,48	0,44	0,40	0,37	0,35	0,32	0,28	0,25	0,23	0,21	0,19	0,15	0,11	0,06
100	0,59	0,50	0,44	0,40	0,37	0,35	0,32	0,31	0,28	0,25	0,23	0,21	0,18	0,14	0,11	0,06
120	0,45	0,41	0,37	0,34	0,32	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,19	0,17	0,13	0,10	0,06
140	0,36	0,34	0,31	0,29	0,27	0,25	0,24	0,23	0,21	0,19	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,05
160	0,29	0,28	0,26	0,24	0,23	0,22	0,21	0,20	0,18	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,09	0,05
180	0,23	0,23	0,22	0,20	0,19	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,10	0,08	0,05
200	0,19	0,19	0,18	0,17	0,17	0,16	0,15	0,15	0,14	0,13	0,13	0,12	0,11	0,09	0,08	0,05

Примечания: 1. Для сталей других марок с расчетным сопротивлением R кгс/см² (см. табл. 1.55) коэффициенты φ^{0M} определяются по данной таблице с заменой гибкости λ условной гибкостью $\lambda \sqrt{\frac{R}{2100}}$.

2. Значения φ^{0M} принимаются не выше значений φ , приведенных в табл. 3.8.

3. Значения φ^{0M} в табл. 3.14 приведены как выборка из данных [0,50] с округлением до двух значащих цифр.

3.15. Коэффициенты φ^{0M} для проверки устойчивости внецентренно сжатых (сжато-изогнутых) сквозных (с планками или решетками) стержней из сталей марок Ст. 3 и Ст. 4 (с расчетным сопротивлением 2100 кгс/см²) в плоскости действия момента, совпадающей с плоскостью симметрии

Приведенная гибкость $\lambda_{пр}$	Значения φ^{0M} при относительном эксцентриситете m															
	0,25	0,50	0,75	1,0	1,25	1,50	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	7,0	10,0	20,0
40	0,77	0,64	0,55	0,48	0,42	0,38	0,35	0,32	0,28	0,24	0,22	0,19	0,16	0,12	0,09	0,05
50	0,76	0,62	0,53	0,46	0,41	0,37	0,34	0,31	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,12	0,09	0,05
60	0,74	0,60	0,51	0,45	0,40	0,36	0,33	0,30	0,26	0,23	0,21	0,19	0,16	0,12	0,09	0,05
70	0,71	0,57	0,49	0,43	0,39	0,35	0,32	0,29	0,26	0,23	0,20	0,18	0,15	0,12	0,09	0,05
80	0,67	0,54	0,47	0,41	0,37	0,33	0,31	0,28	0,25	0,22	0,20	0,18	0,15	0,12	0,09	0,05
90	0,62	0,51	0,44	0,39	0,35	0,32	0,29	0,27	0,24	0,21	0,19	0,17	0,15	0,11	0,08	0,05
100	0,57	0,47	0,41	0,37	0,33	0,30	0,28	0,26	0,23	0,20	0,18	0,17	0,14	0,11	0,08	0,05
120	0,45	0,40	0,35	0,32	0,29	0,27	0,25	0,23	0,21	0,19	0,17	0,16	0,13	0,10	0,08	0,04
140	0,36	0,33	0,30	0,27	0,25	0,24	0,22	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,10	0,08	0,04
160	0,29	0,27	0,25	0,23	0,22	0,21	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12	0,09	0,07	0,04
180	0,23	0,23	0,21	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,09	0,07	0,04
200	0,19	0,19	0,18	0,17	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,12	0,11	0,10	0,08	0,07	0,04

Примечания: 1. Для сталей других марок с расчетным сопротивлением R кгс/см² (см. табл. 1.55) коэффициенты φ^{0M} определяются по данной таблице с заменой приведенной гибкости $\lambda_{пр}$ условной гибкостью $\lambda_{пр} \sqrt{\frac{R}{2100}}$.

2. Значения φ^{0M} принимаются не выше значений φ , приведенных в табл. 3.8.

3. Значения φ^{0M} в табл. 3.15 приведены как выборка из данных [0,50] с округлением до двух значащих цифр.

Внецентренно сжатые элементы при изгибе в плоскости наименьшей жесткости ($J_y < J_x$ и $e_y \neq 0$) и при $\lambda_x > \lambda_{cr}$, кроме проверки по формулам (3.61) и (3.62), должны проверяться на устойчивость из плоскости действия момента как центрально сжатые стержни по формулам:

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq \varphi_x [\sigma]; \quad (3.66)$$

$$\frac{N}{\varphi_x F} \leq m_0 R, \quad (3.67)$$

где φ_x — см. табл. 3.8.

В составных внецентренно сжатых элементах с решетками, расположенными в плоскостях, параллельных плоскости изгиба, кроме проверки стержня в целом по формулам (3.61) и (3.62), должны быть проверены отдельные ветви как центрально сжатые стержни по формулам (3.45) и (3.46). Продольная сила в каждой ветви определяется при этом с учетом дополнительного усилия $N_{дон}^a$ от изгибающего момента; величина усилия при параллельных ветвях (поясах) определяется по формуле

$N_{дон}^a = M/h$, где h — расстояние между осями ветвей (поясов). При аналогичной проверке отдельных ветвей составных элементов с планками, расположенными в плоскостях, параллельных плоскости изгиба, должен быть учтен местный изгиб ветвей от фактической поперечной силы (как в поясах безраскосной фермы, см. п. 10).

Соединительные элементы (решетки или планки) составных внецентренно сжатых стержней должны рассчитываться на поперечную силу, равную большей из величин: фактической поперечной силы или условной поперечной силы, определяемой по формулам (3.53) — (3.55). В случае, когда фактическая поперечная сила больше условной, соединение ветвей составных внецентренно сжатых элементов с помощью планок не рекомендуется.

Стержни переменного по длине сечения проверяются на устойчивость по расчетной длине $\mu_1 l$, где l — длина стержня и μ_1 — коэффициент длины, зависящий от закона изменения момента инерции стержня переменного сечения и от соотношения $\frac{J_{min}}{J_{max}}$ [16] (табл. 3.16, 3.17). У несимметричных стержней (табл. 3.17) момент инерции изменяется по данному закону от значения J_{max} на одном конце стержня до значения J_{min} на другом его конце. Если нижний конец стержня с моментом инерции J_{max} заделан, а верхний свободен, то коэффициент длины для данного случая в два раза больше, чем соответствующие коэффициенты для симметричного стержня с обоими шарнирно опертыми концами (при значениях $l_1 = 0$ в табл. 3.16).

Зная коэффициент длины μ_1 и минимальный радиус инерции сечения, в котором переменный момент инерции достигает значения J_{max} , определяют гибкость стержня переменного сечения

$$\lambda = \frac{\mu_1 l}{r_{min}}. \quad (3.68)$$

По этому значению λ для стержня сплошного сечения коэффициент φ определяется непосредственно (см. табл. 3.8), а для составного стержня — после определения приведенной гибкости $\lambda_{пр}$ (см. табл. 3.13).

Проверку сжатого элемента на устойчивость можно заменить расчетом его на прочность по деформационному методу [0.13, 30], применение которого целесообразно для случаев совместного действия сжатия и изгиба, а также когда для рассчитываемого элемента отсутствует точное решение для проверки его устойчивости. Расчет деформационным методом выполняется в следующей последовательности.

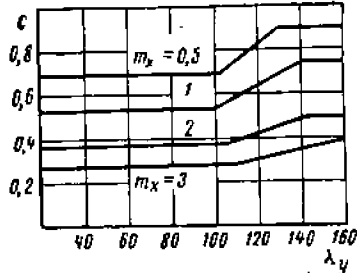


Рис. 3.22. Зависимость коэффициента s от гибкости элемента λ_y

3.16. Коэффициент длины μ_1 для стержней переменного сечения со средней призматической частью с шарнирно опертыми концами

Схема стержня	Закон изменения J_x	$\frac{J_{min}}{J_{max}}$	$\frac{l_1}{l}$				
			0	0,2	0,1	0,6	0,8
	Линейный Сплошной стержень постоянной толщины, ширина которого ме- няется по линейному закону	0 0,1 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0	1,31	1,18	1,09	1,03	1,00
			1,23	1,14	1,07	1,02	1,00
	Квадратный Сплошной стержень постоянной толщины, ширина которого ме- няется по параболе, или (приближенно) ре- шетчатый стержень с поясами постоянного сечения, ширина ко- торого меняется по линейному закону	0,001 0,01 0,1 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0	3,14	1,82	1,44	1,14	1,01
			1,69	1,45	1,23	1,07	1,01
	Стержень со ступенчатым изменением момента инерции	0,01 0,1 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0	8,03	2,59	2,03	1,48	1,07
			1,88	1,39	1,22	1,03	1,00

3.17. Коэффициент длины μ_1 для стержней переменного сечения не-симметричных относительно среднего сечения с шарнирно опертыми концами

$\frac{J_{min}}{J_{max}}$	Закон изменения J_x	
	Линейный	Квадратичный
0,1	1,45	1,66
0,2	1,35	1,45
0,4	1,21	1,24
0,6	1,13	1,13
0,8	1,06	1,05
1,0	1,00	1,00

1. Для недеформированной системы определяются эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях и находят деформации, которые увеличиваются на величину начальных несовершенств. Обычно производственное отклонение от прямолинейности допускается в пределах $e = \left(\frac{1}{800} \div \frac{1}{1000} \right) l$, где l — длина элемента [33], что, например, для двухопорной схемы в сечении на расстоянии x от опоры дает начальное отклонение $e = \left(\frac{1}{800} \div \frac{1}{1000} \right) l \sin \frac{\pi x}{l}$.

2. Рассматривается действие сил на деформированную систему и определяются дополнительные деформационные изгибающие моменты ΔM_1 от продольных сил.

3. Определяются деформации от дополнительных изгибающих моментов ΔM_1 и находят значения деформационных изгибающих моментов второго порядка ΔM_2 от продольных сил и т. д.

Расчет можно считать законченным, если прогибы последующего приближения отличаются от предыдущего не более чем на $10^0\%$.

Изгибающий момент, действующий в произвольном сечении стержня,

$$M = M_0 + \Delta M_1 + \Delta M_2 + \dots, \quad (3.69)$$

где M_0 — изгибающий момент только от поперечных нагрузок; $\Delta M_1, \Delta M_2, \dots$ — дополнительные деформационные изгибающие моменты первого, второго и тому подобных порядков.

При этом

$$\Delta M_2 = \Delta M_1 \frac{\Delta M_1}{M_0}. \quad (3.70)$$

Расчет стрел деформационным методом см. п. 10.

Тонкостенные элементы сжатых стержней (см. рис. 3.2, ж, з, м, т и т. п.) должны быть проверены на местную устойчивость. По расчетной схеме эти элементы представляют собой длинные прямоугольные пластинки, узкая сторона которых нагружена равномерным давлением (см. рис. 3.23). Если, как обычно, длина a много больше ширины b , то влияние способа закрепления сжатых краев b на величину критической нагрузки крайне незначительно, и эти края принимают опертыми, т. е. могущими свободно поворачиваться. В отношении двух других краев пластинки могут быть два случая (рис. 3.23): I — оба края a упруго заделаны (см. рис. 3.2, и, в); II — один край a упруго заделан, а другой свободен (см. рис. 3.2, м, н, о, р, т).

Степень упругой заделки стенок зависит от жесткости поясов (см. п. 4). Предельным положением упругой заделки являются свободное опирание и жесткая заделка.

В табл. 3.18 приведены наибольшие допустимые значения отношения ширины пластинки b к ее толщине δ при полном использовании допускаемых напряжений или расчетных сопротивлений (R), не требующие укрепления пластинок ребрами жесткости

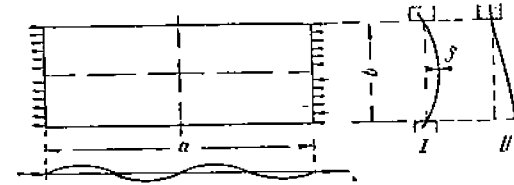


Рис. 3.23. Деформация сжимаемой пластинки

жесткости. Если ширины пластинок превышают указанные в таблице размеры, укрепление их против выпучивания надлежит производить с помощью продольных ребер жесткости, которые должны уменьшать свободную ширину пластинок до размеров, удовлетворяющих требованиям табл. 3.18. Укрепление поперечными ребрами в этих случаях не применяется, так как пластинки стремятся к выпучиванию по волнообразным поверхностям с малой длиной волны (рис. 3.23). Размеры ребер жесткости см. п. 2 и 4, гл. I.

3.18. Отношения $\frac{b}{\delta}$, не требующие укрепления пластинок ребрами жесткости (рис. 3.23)

Характеристика опирания длинных сторон пластинки	$\frac{b}{\delta}$ не более		
	для сталей		для алюминиевых сплавов
	Ст. 3	НЛ	
Одна сторона оперта и одна свободная	15	12	10
Одна сторона заделана и одна свободная	30	25	20
Обе стороны оперты	60	50	40
Обе стороны заделаны	70	60	50

Примечание. В случае несдонапряжения элемента значения $\frac{b}{\delta}$, полученные из табл. 3.18, могут быть увеличены в $\left| \frac{\sqrt{R\phi}}{\sigma} \right|$ раза ($\sigma = \frac{N}{F}$ — расчетное напряжение, ϕ — коэффициент продольного изгиба), но не более чем в 1,5 раза.

Тонкостенные трубчатые сжатые стальные стержни, как правило, могут проверяться только на общую устойчивость, так как местная устойчивость центрально сжатой стенки обеспечена при значениях отношения толщины стенки к диаметру трубы до $1/225$ для углеродистых сталей и до $1/175$ для низколегированных (см. п. 4, гл. I).

При действии на конструкцию динамических нагрузок в результате ее колебаний в отдельных стержнях возможно возникновение продольных периодических сил. При этом из-за неизбежных производственных эксцентриситетов прикрепления стержней в них возникают поперечные колебания [47], которые могут иметь существенное значение лишь в случаях, когда их частота превышает частоту продольных колебаний менее чем на 30%, что в крановых конструкциях редко имеет место.

4. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ НА ПОПЕРЕЧНУЮ СИЛУ

Изгиб балок

Расчет балок производится на прочность, жесткость и устойчивость. Условие прочности при изгибе в одной из главных плоскостей

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_{nm}} \leq [\sigma], \quad (3.71)$$

$$\frac{M}{W_{nm}} \leq m_0 R, \quad (3.72)$$

где M — расчетный изгибающий момент, в формуле (3.72) — с учетом коэффициентов перегрузки (п. 18, первый раздел); $[\sigma]$, R — см. табл. 1.42, 1.45, 1.55; m_0 — коэффициент условий работы см. (1.69).

У составных балок обязательна еще проверка касательных напряжений в сечениях с наибольшей поперечной силой по формулам

$$\tau = \frac{QS}{J\delta} \leq [\tau], \quad (3.73)$$

$$\frac{QS}{J\delta} \leq m_0 R_{cp}, \quad (3.74)$$

где Q — поперечная сила в данном сечении балки, в формуле (3.74) — с учетом коэффициентов перегрузки (п. 18, первый раздел); S — статический момент (брутто) сдвигающейся части сечения относительно нейтральной оси; J — момент инерции (брутто) всего сечения; δ — толщина одной или двух (в коробчатой балке) стенок.

При наличии ослабления отверстиями для заклепок или болтов касательные напряжения, определяемые по формулам (3.73) и (3.74), умножаются на отношение

$\frac{a}{a-d}$, где a — шаг отверстий для заклепок или болтов, d — диаметр отверстия.

Для предварительного определения τ можно пользоваться приближенной формулой

$$\tau = \frac{Q}{h\delta}. \quad (3.75)$$

Если в поперечном сечении балки одновременно имеют место высокие значения M и Q (консольные и неразрезные балки, двухпорные балки с сосредоточенными грузами), то производится проверка величины наибольшего приведенного напряжения:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2} \leq [\sigma]; \quad (3.76)$$

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2} \leq m_0 R, \quad (3.77)$$

где σ_1 и τ_1 — напряжения на уровне крайнего волокна стенки в сварных и на уровне поясных заклепок в клепаных балках; в формуле (3.77) — с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. 18, первый раздел).

При наличии в поясах балок круглых вырезов наибольшее нормальное напряжение имеет место на контуре выреза в точках c (рис. 3.24, а) и равно $\sigma_{\max} =$

$= k_{\tau, nm} \sigma_0 \frac{B}{B-r}$, где значения коэффициента концентрации напряжений см.

рис. 3.24 б. При вырезе, имеющем эллиптическую форму, наибольшее нормальное напряжение в точках c (рис. 3.24, в) для пластины неограниченной ширины [11, 37, 38, 51]

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 \left(1 + 2 \frac{b}{a}\right), \quad (3.78)$$

где σ_0 — растягивающее или сжимающее напряжение в поясе; a — длина полуоси эллипса, параллельной действующим усилиям; b — длина полуоси эллипса, нормальной к направлению действующих усилий.

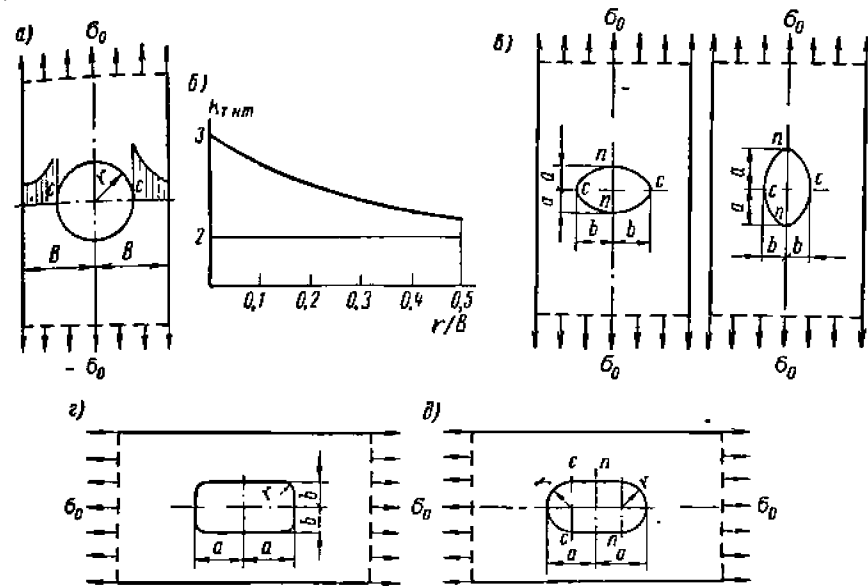


Рис. 3.24. Схемы круглых (а), эллиптических (в) и прямоугольных (з и д) вырезов при деформациях растяжения и сжатия; б — график коэффициента концентрации напряжений у круглых вырезов

Для прямоугольного отверстия со скругленными углами наибольшее напряжение в углах (рис. 3.24, з)

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 \left[1 + \left(1 + \frac{r^2}{a^2}\right) \sqrt{\frac{b}{r}}\right], \quad (3.79)$$

в точках c (рис. 3.24, д)

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 \left(2 + \frac{r^2}{a^2}\right), \quad (3.80)$$

а в точках n (рис. 3.24, в)

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 + 2 \frac{r^2}{a^2}\right). \quad (3.81)$$

При наличии в стенках балок круглых вырезов наибольший коэффициент концентрации нормальных напряжений имеет место на контуре выреза в точках n (рис. 3.25) и для случая чистого изгиба равен 2. При диаметрах выреза $d = 2r < \frac{h}{2}$

напряжения в точках n меньше, чем в крайнем волокне в точках m . При $d = \frac{h}{2}$ напряжения в точках n и m равны, т. е.

$$\sigma = 2 \frac{Mr}{J} = \frac{M}{J} \frac{h}{2}. \quad (3.82)$$

При $d > \frac{h}{2}$ напряжения в точках m сохраняют свое значение, а в n растут и при больших вырезах напряженное состояние изгибаемой полосы на участках $n - m$ приближается к напряженному состоянию полосы в условиях растяжения и сжатия [0.13].

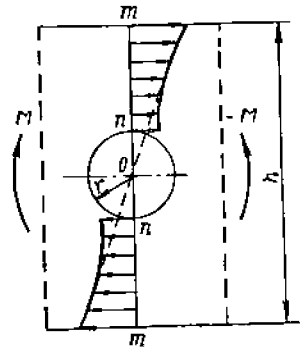


Рис. 3.25. Круглый вырез при деформациях чистого изгиба

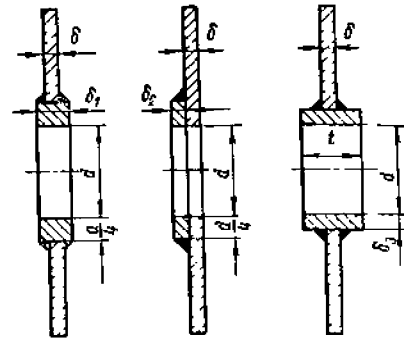


Рис. 3.26. Сечения вырезов, окаймленных листом, накладным листом и полосой

В целях усиления кромки вырезов (рис. 3.26) рекомендуется принимать [51]

$$\delta_1 \geq 4\delta k \frac{\sigma}{[\sigma]} \quad \text{и} \quad \delta_2 \geq 2,5\delta k \frac{\tau}{[\tau]}, \quad (3.83)$$

где σ и τ — действующие на кромке выреза напряжения; k — коэффициент, зависящий от отношения $\frac{d}{\delta}$:

$\frac{d}{\delta} \dots < 10$	20	40	60	≥ 120
$k \dots \dots \dots 0,25$	0,5	0,7	0,8	0,9

При наличии накладного листа $\delta_2 = \delta_1 - \delta$. Размеры сечения окаймляющей полосы определяются из условия, что $\delta_3 t = \delta_1 \frac{d}{4}$.

При расположении рельса над стенкой балки стенка должна быть проверена на местные напряжения смятия σ_m ее кромки от действия сосредоточенного подвижного груза P по формуле [7, 8, 9]

$$\sigma_m = \frac{P}{\delta z} = \frac{P}{\delta c \sqrt{\frac{J_n}{J}}}, \quad (3.84)$$

которые не должны превышать допустимого напряжения (см. табл. 1.42) или расчетного сопротивления (см. табл. 1.55) стали сжатию; в последнем случае значение P принимается с учетом коэффициентов перегрузки (раздел первый, п. 18).

В формуле (3.84): δ — толщина стенки; z — условная длина распределения сосредоточенного груза; c — коэффициент, равный 3,25 для сварных и прокатных балок

и 3,75 для клепаных балок; J_n — сумма моментов инерции рельса и пояса одностенчатой балки относительно их собственных осей, а в случае приварки рельса швами, обеспечивающими совместную работу рельса и пояса, — относительно общей оси рельса и пояса.

При расположении рельса над стенкой в коробчатой балке при определении J_n ширина пояса принимается от наружного края до расстояния в 10—12 толщин пояса от оси стенки внутрь балки, но не менее ширины подошвы рельса.

При учете разгружающего влияния ребер напряжение смятия σ_m в местах, не укрепленных ребрами, определяется по формуле

$$\sigma_m = \frac{\xi P}{\delta z}, \quad (3.85)$$

где ξ — коэффициент (рис. 3.27), зависящий от параметра $\alpha = \left(\frac{\pi}{a}\right)^2 \frac{2J_n}{\delta}$; a — расстояние между ребрами, в том числе короткими длиной не менее $0,3 h$ (h — высота стенки).

Остальные обозначения в формуле (3.85) те же, что и в формуле (3.84).

Распределение напряжений сжатия σ_y по высоте стенки определяется по формуле

$$\sigma_y = \frac{2\sigma_m}{\pi} \left[\arctg \frac{\rho}{\eta} - 3\eta^2 \left(1 - \frac{2}{3} \eta \right) \arctg \rho \right], \quad (3.86)$$

где $\rho = \frac{z}{h}$; $\eta = \frac{y}{h}$; y — расстояние от верхней кромки стенки до рассматриваемого волокна; h — высота стенки.

При $y = 0$ $\sigma_y = \sigma_m$, при $y = h$ $\sigma_y = 0$.

Чтобы избежать усталостных трещин в верхних поясных швах, в стенке вдоль этих швов и у концов промежуточных (коротких) ребер жесткости подлежит [0.13]: а) ограничить эксцентриситет расположения рельса на сварной одностенчатой балке величиной 2—3 см; б) верхние поясные швы балок выполнять с проваром на всю толщину стенки; в) для кранов с тяжелым режимом работы не применять коротких ребер жесткости, если отсутствует продольное ребро жесткости, к которому они привариваются. Для уменьшения напряжений σ_m [см. формулы (3.84) и (3.85)] увеличивают сечение рельса и верхнего поясного листа, увеличивают толщину верхней части стенки, уменьшают расстояния между вертикальными ребрами жесткости, применяют упругие прокладки с малым модулем упругости (до 10^4 кгс/см²) под рельс (прорезиненная ткань по ГОСТу 20—62*, прорезиненные ремни по ГОСТу 101—54*).

При расположении рельса на поясе коробчатой балки между стенками местные напряжения изгиба в крайних волокнах поясного листа вдоль (σ_x) и поперек (σ_y) продольной оси балки под сосредоточенным подвижным грузом P , приложенным к рельсу посередине между соседними диафрагмами балки, определяются по формулам:

$$\sigma_x = \frac{6M_x}{\delta z^2} \quad \text{и} \quad \sigma_y = \frac{6M_y}{\delta z^2}; \quad (3.87)$$

изгибающие моменты вдоль M_x и поперек M_y балки в центре поясного листа на единицу длины его сечения под грузом P в кгс·см/см — по формулам:

$$M_x = k_1 N \quad \text{и} \quad M_y = k_2 N, \quad (3.88)$$

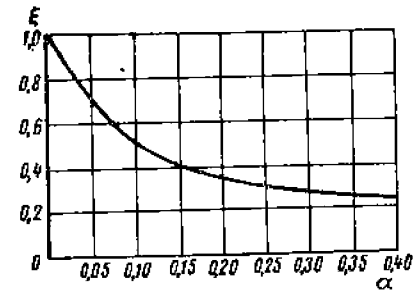


Рис. 3.27. График коэффициента влияния ребер ξ

где сила N , передающаяся на поясной лист от давления ходового колеса P , равняется [0.13, 29]:
при $a \leq l$

$$N = \frac{P}{1 + \frac{96k_1 a^2 J}{l^3}}; \quad (3.89)$$

при $a \geq l$

$$N = \frac{P}{1 + \frac{96k_1 J}{l^3}}. \quad (3.90)$$

В формулах (3.87) — (3.90):

δ — толщина пояса; a — расстояние между вертикальными стенками коробчатой балки; l — расстояние между диафрагмами; J — момент инерции рельса; k_1, k_2, k_3 — коэффициенты, см. табл. 3.19, 3.20 и 3.21.

3.19. Значения коэффициента k_1 [11]

l/a при $a \ll l$ a/l при $a \gg l$	1,0	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	3,0	∞
k_1	0,1265	0,1331	0,1478	0,1621	0,1714	0,1769	0,1803	0,1846	0,1849

3.20. Значения коэффициента k_2 [11]

$b_1 : a$	$l : a = 1$			$l : a = 1,4$			$l : a = 1,8$			$l : a = 2,0$		
	$\frac{a_1}{a} = 0,2$	$\frac{a_1}{a} = 0,4$	$\frac{a_1}{a} = 0,6$	$\frac{a_1}{a} = 0,2$	$\frac{a_1}{a} = 0,4$	$\frac{a_1}{a} = 0,6$	$\frac{a_1}{a} = 0,2$	$\frac{a_1}{a} = 0,4$	$\frac{a_1}{a} = 0,6$	$\frac{a_1}{a} = 0,2$	$\frac{a_1}{a} = 0,4$	$\frac{a_1}{a} = 0,6$
0,2	0,214	0,161	0,127	0,239	0,186	0,152	0,250	0,197	0,161	0,252	0,199	0,163
0,4	0,179	0,141	0,113	0,207	0,168	0,138	0,219	0,179	0,148	0,221	0,181	0,150
0,6	0,150	0,121	0,099	0,181	0,151	0,126	0,192	0,161	0,135	0,195	0,164	0,138
0,8	0,126	0,103	0,085	0,158	0,134	0,112	0,171	0,146	0,123	0,174	0,148	0,126

Здесь a_1 — ширина подошвы рельса; $b_1 = 2h_p + 5$ см, где h_p — высота рельса.

3.21. Значения коэффициента k_3 [11]

$b_1 : a$	$l : a = 1$			$l : a = 1,4$			$l : a = 1,8$			$l : a = 2,0$		
	$\frac{a_1}{a} = 0,2$	$\frac{a_1}{a} = 0,4$	$\frac{a_1}{a} = 0,6$	$\frac{a_1}{a} = 0,2$	$\frac{a_1}{a} = 0,4$	$\frac{a_1}{a} = 0,6$	$\frac{a_1}{a} = 0,2$	$\frac{a_1}{a} = 0,4$	$\frac{a_1}{a} = 0,6$	$\frac{a_1}{a} = 0,2$	$\frac{a_1}{a} = 0,4$	$\frac{a_1}{a} = 0,6$
0,2	0,214	0,179	0,150	0,208	0,175	0,147	0,204	0,171	0,144	0,203	0,170	0,143
0,4	0,161	0,141	0,121	0,157	0,138	0,119	0,154	0,134	0,115	0,152	0,133	0,114
0,6	0,127	0,113	0,099	0,125	0,111	0,097	0,121	0,107	0,094	0,120	0,106	0,093
0,8	0,103	0,092	0,081	0,102	0,091	0,080	0,098	0,088	0,077	0,097	0,087	0,076

Здесь a_1 — ширина подошвы рельса; $b_1 = 2h_p + 5$ см, где h_p — высота рельса.

Проверка прочности по приведенным напряжениям

$$\sigma_{np} = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_x)^2 + \sigma_y^2} - (\sigma_u + \sigma_x) \sigma_y \quad (3.91)$$

производится по условиям $\sigma_{np} \leq [\sigma]$ или $\sigma_{np} \leq m_0 R$. Здесь σ_u — напряжения в поясном листе от общего изгиба балки.

Расчет прочности рельса производится на изгиб и при этом рельс рассматривается как неразрезная балка. Приближенно напряжения в рельсе

$$\sigma_p = \frac{Pl}{6W_x^{min}} \leq [\sigma_p], \quad (3.92)$$

где P — наибольшее давление ходового колеса; точнее, при расположении на коробчатой балке рельс изгибается под влиянием давления $P-N$; N определяется по формулам (3.89) и (3.90); l — расстояние между опорами рельса (при расположении рельса

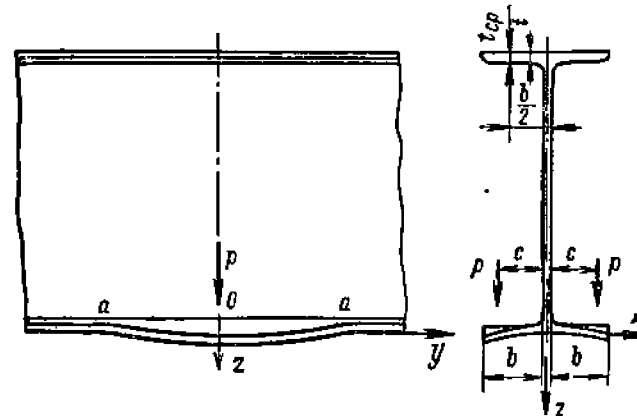


Рис. 3.28. Деформация нижней полки балки под влиянием местного изгиба

на коробчатой балке — между диафрагмами, при расположении рельса на шпалах — между шпалами); W_x^{min} — наименьший момент сопротивления сечения рельса; $[\sigma_p] = 2700$ кгс/см² — допустимое напряжение растяжения в подошве рельса для рельса Р 43 и более тяжелых и 2300 кгс/см² — для более легких рельсов [0.13].

Для крайних участков рельса (возле незаваренных стыков) в формуле (3.92) вместо коэффициента $1/a$ следует принять $1/a_1$.
Напряжения местного изгиба в нижней полке двутавровой балки при перемещении по ней ходового колеса с давлением P (рис. 3.28) определяются по следующим формулам [36]:

у стенки от изгиба полки в плоскости xz

$$\sigma_x = \pm \frac{k_1 P}{l^2}, \quad (3.93)$$

у стенки от изгиба полки в плоскости yz

$$\sigma_y^c = \pm \frac{k_2 P}{l^2}, \quad (3.94)$$

у свободного края полки от изгиба ее в плоскости yz

$$\sigma_y = \mp \frac{k_3 P}{l^2 c_p}. \quad (3.95)$$

Здесь k_1, k_2, k_3 — коэффициенты, зависящие от $\xi = \frac{c}{g}$ (рис. 3.29); t — толщина полки по линии пересечения верхней плоскости полки со стенкой двутавра; t_{cp} — толщина полки в среднем сечении.

Знак минус в формуле (3.95) относится к верхнему волокну, а плюс — к нижнему. Суммарные напряжения от общего (σ_n) и местного изгиба будут равны: у стенки приведенные

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_x^2 + (\sigma_u + \sigma_y^c)^2} - (\sigma_u + \sigma_y^c) \sigma_x; \quad (3.96)$$

у свободного края

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_y. \quad (3.97)$$

Проверка прочности производится по условиям $\sigma_{np} \leq [\sigma]$, $\sigma \leq [\sigma]$ или $\sigma_{np} \leq m_0 R$, $\sigma \leq m_0 R$.

Если расстояние между осями катков превышает ширину полки e , влияние второго катка на величину местных напряжений под первым катком можно не учитывать.

Расчет на жесткость в условиях статической нагрузки сводится к определению прогиба от действия полезной нагрузки, который не должен превышать нормированных для ряда конструкций значений допустимого прогиба. Пользуясь в необходимых случаях принципом наложения, прогиб балок можно определять по готовым формулам. Прогиб ферм можно приближенно определять как прогиб балок, принимая момент инерции бруто фермы по формуле

$$J = \frac{J_n}{\mu} = \frac{F_n^a F_n^h}{\mu (F_n^a + F_n^h)} h^2. \quad (3.98)$$

Здесь J_n — момент инерции бруто поясов; μ — коэффициент, учитывающий влияние деформации решетки ферм; $\mu = 1,0$, когда площади сечений раскосов и поясов одинаковы, и $\mu = 1,2$, когда площадь сечения раскоса в четыре раза меньше площади сечения пояса; F_n^a и F_n^h — площади сечения бруто верхнего и нижнего поясов; h — высота фермы.

Расчет на жесткость в условиях динамической нагрузки сводится к определению периода τ собственных колебаний конструкции и времени затухания колебаний $t = n\tau$, где n — число колебаний до затухания (см. раздел первый, п. 8). При этом расчет на жесткость сводится к удовлетворению условий $\tau \leq [\tau]$ или $t \leq [t]$.

Для определения τ распределенная масса металлической конструкции крана заменяется одной или несколькими приведенными сосредоточенными массами.

Период колебания конструкции с грузом для систем с одной степенью свободы (табл. 3.22, схемы $a-u$) $\{0.12, 0.13\}$

$$\tau = 2\pi \sqrt{\frac{m_u + m_2}{c_u}} \text{ сек}, \quad (3.99)$$

где m_2 и m_u — масса груза и приведенная масса конструкции; $c_u = \frac{Q_k}{y_{cm}}$ — коэффициент жесткости конструкции;

для систем с двумя степенями свободы (табл. 3.22, схема λ)

$$\tau_{1,2} = \frac{2\pi}{\sqrt{D \mp \sqrt{D^2 - B}}} \text{ сек}, \quad (3.100)$$

где

$$D = \frac{\delta_{11}m_1 + \delta_{22}m_2}{2m_1m_2(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2)}; \quad B = \frac{1}{m_1m_2(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2)};$$

$\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{22}$ — перемещения по направлению колебаний масс m_1 и m_2 от действия единичной силы; первый индекс соответствует перемещаемой массе, второй — массе, к которой приложена единичная сила; τ_1 и τ_2 — большее и меньшее значения периода.

При решении вопросов динамики металлических конструкций ий краев можно не учитывать упругость жестких передач привода и пользоваться следующими упрощенными схемами:

1) при работе механизма подъема масса механизма соединена упругой связью с массой груза, подвешенного к упругой конструкции;

2) при работе механизма передвижения крана приведенная к ходовым частям масса крана соединена упругой связью с приведенной массой металлической конструкции, к которой подвешен на нерастяжимом канате или на жесткой подвеске груз;

3) при работе механизма поворота приведенная масса поворотной части крана соединена упругой связью с приведенной массой металлической конструкции крана, к которой подвешен на нерастяжимой канатной подвеске груз.

Для кранов с расчетными схемами $a-u$ (табл. 3.22) при мгновенной нагрузке грузом Q_k

$$f_d = f_c \left(1 - \cos \frac{2\pi}{\tau} t\right), \quad (3.101)$$

т. е. динамическое смещение f_d не может превышать удвоенного статического смещения f_c от той же нагрузки; при мгновенно приложенной кратковременной нагрузке в течение времени t_1

$$f_d = 2f_c \sin \frac{\pi t_1}{\tau};$$

при $\frac{t_1}{\tau} = \frac{1}{6}$ $f_d = f_c$, при $\frac{t_1}{\tau} < \frac{1}{6}$ $f_d < f_c$, т. е. при малой продолжительности действия даже весьма большая нагрузка может быть безопасна для конструкции. При мгновенной нагрузке

$$f_d = f_c \cos \frac{2\pi}{\tau} t, \text{ т. е. } f_d \leq f_c.$$

Динамический коэффициент

$$\psi = 1 + \xi \alpha v, \quad (3.102)$$

где

$$\alpha = \frac{1}{y_{cm} + \lambda_{cm}} \sqrt{\frac{m_k + m_2}{c_u}} \quad (3.103)$$

для случая подъема груза с земли со скоростью отрыва v и

$$\alpha = \frac{1}{g(y_{cm} + \lambda_{cm})} \quad (3.104)$$

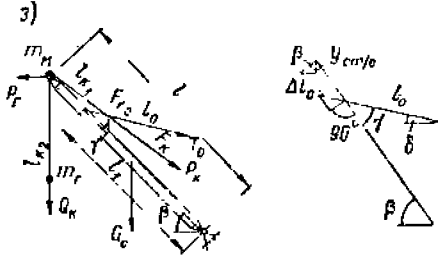
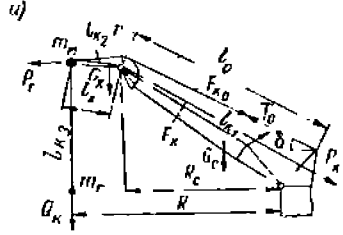
для случая мгновенного торможения груза, опускающегося со скоростью v (см. также (1.12)–(1.15)). Когда деформациями конструкции можно пренебречь (тележка в крайнем положении на крановом мосту, тележка у опоры козловой крана или мостового перегружателя), из формулы (3.104) находится наибольшее значение α

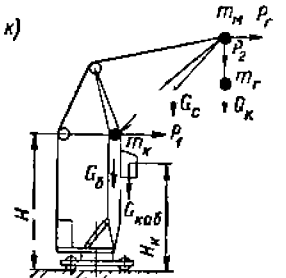
$$\alpha = \frac{1}{g\lambda_{cm}}. \quad (3.105)$$

Величина $\xi \approx 1,5$. Значения расчетной скорости v см. в п. 17 первого раздела.

Расчетная схема	Расчетные формулы
Мостовой кран, козловой кран без консолей с гибкой опорой	
	$m_{\text{ж}} \approx \frac{1}{g} (0,5G_m + G_m);$ $y_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 48 E J};$ $\lambda_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} l_{\text{к}}}{i F_{\text{к}} E_{\text{к}}}; \quad l_{\text{к}} \approx h$
Козловой кран с двумя жесткими опорами	
	$m_{\text{ж}} \approx \frac{1}{g} (aG_m + G_m);$ $a = 0,41 \div 0,50;$ $y_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 48 E J} - \frac{3Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 64 (2k + 3) E J};$ $k = \frac{J}{J_1} \frac{h}{L}; \quad \lambda_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} l_{\text{к}}}{i F_{\text{к}} E_{\text{к}}}; \quad l_{\text{к}} \approx h$
	$m_{\text{ж}} \approx \frac{1}{g} (aqL + G_m);$ $a = 0,41 \div 0,54;$ $y_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 48 E J} - \frac{3Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 64 (2k + 3) E J};$ $k = \frac{J}{J_1} \frac{h}{L}; \quad \lambda_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} l_{\text{к}}}{i F_{\text{к}} E_{\text{к}}}; \quad l_{\text{к}} \approx h$
	$m_{\text{ж}} \approx \frac{1}{g} (aqL + G_m);$ $a = 0,25 \div 0,33;$ $y_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 48 E J} - \frac{3Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 64 (2k + 3) E J};$ $k = \frac{J}{J_1} \frac{h}{L}; \quad \lambda_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} l_{\text{к}}}{i F_{\text{к}} E_{\text{к}}}; \quad l_{\text{к}} \approx h$
	$m_{\text{ж}} \approx \frac{1}{g} (aqL + G_m);$ $a = 0,25 \div 0,33;$ $y_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} L^3 (L + l)}{2 \cdot 3 E J} - \frac{3Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 64 (2k + 3) E J};$ $k = \frac{J}{J_1} \frac{h}{L}; \quad \lambda_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} l_{\text{к}}}{i F_{\text{к}} E_{\text{к}}}; \quad l_{\text{к}} \approx h$

Расчетная схема	Расчетные формулы
	$m_{\text{ж}} \approx \frac{1}{g} (aqL + G_m);$ $a = 0,41 \div 0,54;$ $y_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 48 E J} - \frac{3Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 64 (2k + 3) E J};$ $k = \frac{J}{J_1} \frac{h}{L}; \quad \lambda_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} l_{\text{к}}}{i F_{\text{к}} E_{\text{к}}}; \quad l_{\text{к}} \approx h$
	$m_{\text{ж}} \approx \frac{1}{g} (aqL + G_m);$ $a = 0,25 \div 0,33;$ $y_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} L^3 (L + l)}{2 \cdot 3 E J} - \frac{3Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 64 (2k + 3) E J};$ <p>где $l = l_1$ или $l = l_2$; $k = \frac{J}{J_1} \frac{h}{L}$;</p> $\lambda_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} l_{\text{к}}}{i F_{\text{к}} E_{\text{к}}}; \quad l_{\text{к}} \approx h$
Мостовой перегружатель, козловой кран с консолями и гибкой опорой	
	$m_{\text{ж}} \approx \frac{1}{g} (aqL + G_m);$ $a = 0,25 \div 0,33;$ $y_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} L^3 (L + l)}{2 \cdot 3 E J} - \frac{3Q_{\text{к}} L^3}{2 \cdot 64 (2k + 3) E J};$ <p>где $l = l_1$ или $l = l_2$; $\lambda_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{к}} l_{\text{к}}}{i F_{\text{к}} E_{\text{к}}}$;</p> $l_{\text{к}} \approx h$

Расчетная схема	Расчетные формулы
Портальный кран, стреловой кран	
	$m_n = \frac{0,3}{g} G_c;$ $y_{cm} = (y_{cm,c} + y_{cm,0}) \alpha;$ <p>при подъеме груза с основания:</p> $y_{cm/0} \approx \Delta l_0 \sin \gamma \frac{l}{l_1} \cos \beta -$ $= \left[\frac{T_0 l_0}{E_k F_{k0}} + \left(\frac{1}{T_{01}^2} - \frac{1}{T_{02}^2} \right) \times \right.$ $\left. \times \frac{q_k^2 l_0^3}{24} \cos^2 \delta \right] \sin \gamma \frac{l}{l_1} \cos \beta;$ $\lambda_{cm} = \frac{Q_k (l_{k1} + l_{k2})}{i F_k E_k} +$ $+ \left[\frac{1}{\left(\frac{G_n}{i} \right)^2} - \frac{1}{\left(\frac{Q_k + G_n}{i} \right)^2} \right] \times$ $\times \frac{q_k^2 l_{k1}^3}{24} \cos^2 \delta;$ <p>при торможении опускающегося груза:</p> $y_{cm/0} \approx \frac{(\psi - 1) T_0 l_0 \sin \gamma}{F_{k0} E_k} \times$ $\times \frac{l}{l_1} \cos \beta;$ $\lambda_{cm} \approx \frac{Q_k (l_{k1} + l_{k2})}{i F_k E_k};$ $P_2 = \frac{P_\theta \delta_z}{1 + \frac{Q_k}{0,3G_c} \delta_\theta}$
	$m_n = \frac{1}{g} (G_x + 0,3G_c) \frac{R_c^2}{R};$ $y_{cm} = (y_{cm/fx} + y_{cm/fc} + y_{cm/0}) \alpha;$ <p>при подъеме груза с основания:</p> $y_{cm/0} = \left[\frac{T_0 l_0}{2 F_{k0} E_k} + \left(\frac{1}{T_{01}^2} - \frac{1}{T_{02}^2} \right) \times \right.$ $\left. \times \frac{q_k^2 l_0^3}{24} \cos^2 \delta \right] \frac{l_x}{r};$

Расчетная схема	Расчетные формулы
	$\lambda_{cm} = \frac{Q_k (l_{k1} + l_{k2} + l_{k3})}{i F_k E_k} +$ $+ \left[\frac{1}{\left(\frac{G_n}{i} \right)^2} - \frac{1}{\left(\frac{Q_k + G_n}{i} \right)^2} \right] \times$ $\times \frac{q_k^2 (l_{k1} + l_{k2})}{24} \cos^2 \delta;$ <p>при торможении опускающегося груза:</p> $y_{cm/0} \approx \frac{(\psi - 1) T_0 l_0 l_x}{2 F_{k0} E_k r};$ $\lambda_{cm} \approx \frac{Q_k (l_{k1} + l_{k2} + l_{k3})}{i F_k E_k}.$ <p>Для кранов с жесткой оттяжкой можно пренебречь массой оттяжки, и тогда формула для m_n останется в силе. Определение прогиба конца хобота от деформаций жесткой оттяжки пояснений не требует</p> $P_2 = \frac{P_\theta \delta_z}{1 + \frac{Q_k}{G_x + 0,3G_c} \delta_\theta}$
Башенный кран с вращающейся башней	
	$m_n = \frac{1}{g} \left[0,7G_c + 0,3G_\theta + \right.$ $\left. + \left(\frac{H_k}{H} \right)^2 G_{kab} \right];$ $m_n = \frac{0,3}{g} G_c;$ $P_2 = \frac{P_\theta \delta_z}{1 + \frac{Q_k}{0,3G_c} \delta_\theta}.$ <p>Определение y_{cm} и λ_{cm} производится так же, как и для стрелового крана</p>

Обозначения, принятые в таблице:
i — количество концов каната, на которых висит груз Q_k ; F_k , l_k , E_k , q_k — площадь поперечного сечения, длина, модуль упругости и погонный вес каната; G_c , G_x , G_θ , G_{kab} — вес стрелы, хобота, башни и кабины; G_n , G_m — вес пролетного строения (без опор и концевых балок) и грузовой тележки; G_n — вес подвески (у крюковых кранов) или цепи для создания натяжения подъемного

каната (у грейферных кранов); $U_{ст}$ — статический прогиб от действия груза Q_k ; для мостовых и козловых кранов и мостовых перегружателей — посередине пролета или на конце консоли; $U_{ст/x}$, $U_{ст/y}$, $U_{ст/z}$ — статические вертикальный прогиб от действия груза Q_k конца хобота (стрелы) от деформаций хобота ($U_{ст/x}$), стрелы ($U_{ст/y}$) и от изменения расстояния от точки крепления оттяжных канатов к колонне (каркасу) до точки крепления их к стреле или касания хобота в результате упругого их удлинения и уменьшения провисания ($U_{ст/z}$); $\lambda_{ст}$ — статическое удлинение подъемного каната под действием груза Q_k на всей его длине до барабана; для поворотных кранов — с учетом изменения геометрической длины его на наклонных и горизонтальных участках вследствие уменьшения провесов с увеличением натяжения каната; h — высота подъема; T_0 , T_{01} , T_{02} — усилие в оттяжных канатах от действия груза Q_k (T_0), при порожнем кране (T_{01}), при грузе кране (T_{02}); α — поправочный коэффициент, учитывающий перемещение опорного узла стрелы, т. е. прогиб колонны (каркаса), портала и его основания; J , J_1 — момент инерции балок (ферм) одной половины моста и одной половины опоры; P_1 , P_2 — вертикальное и горизонтальное усилия, приложенные к концу стрелы.

Примечание. Меньшее значение α при $k < 1$; большие значения α при малых длинах консолей.

Для крана с расчетной схемой к (табл. 3.22) наибольшая динамическая нагрузка возникает при опускании груза (скорость опускания значительно больше скорости подъема), причем система рассматривается как двухмассовая (3.100). Кроме того, рассматриваются горизонтальные колебания при взаимодействии с лежащим на земле грузом и одномассовой системе [17]; приближенно

$$\frac{\tau_1}{\pi(y_{ст} + \lambda_{ст})} < \alpha < \frac{\tau_1 + \tau_2}{\pi(y_{ст} + \lambda_{ст})} \quad (3.106)$$

Устойчивость балок

Проверка общей устойчивости балок производится по формулам

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq \varphi \sigma [\sigma] \quad (3.107)$$

$$\frac{M}{\varphi \sigma W} \leq m_0 R, \quad (3.108)$$

где M и W — изгибающий момент и момент сопротивления сечения в плоскости наибольшей жесткости (W соответствует сжатому поясу); изгибающий момент в формуле (3.108) — с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. 18, раздел первый); φ — коэффициент, определяемый для двоякоосимметричного двутаврового сечения по формуле

$$\varphi \sigma = \psi \frac{J_y}{J_x} \left(\frac{h'}{l} \right)^2 10^3 \quad (3.109)$$

Здесь J_x и J_y — наибольший и наименьший моменты инерции сечения балки. Значения ψ принимаются по табл. 3.23 и 3.24 в функции параметра α , определяемого по формулам:

$$1) \text{ для прокатных двутавров} \quad \alpha = 1,6 \frac{J_x}{J_y} \left(\frac{l}{h} \right)^2, \quad (3.110)$$

3.23. Значения коэффициента ψ для двутавровых балок из стали марок Ст. 3 и Ст. 4 [0.50] и из алюминиевого сплава Д16-Т [28]

α	Балки без закреплений в пролете								Балки с проче- жуточными за- креплениями верхнего пояса независимо от места приложе- ния нагрузки	
	при сосредоточенной нагруз- ке, приложенной к поясам				при равномерно распределенной нагрузке, приложенной к поясам					
	верхнему		нижнему		верхнему		нижнему			
	Ст. 3 Ст. 4	Д16-Т	Ст. 3 Ст. 4	Д16-Т	Ст. 3 Ст. 4	Д16-Т	Ст. 3 Ст. 4	Д16-Т		
	1		2		3		4		5	
0,1	1,73	0,45	5,00	1,29	1,57	0,41	3,81	0,98	2,17	0,56
0,4	1,77	0,46	5,03	1,30	1,60	0,42	3,85	0,99	2,20	0,57
1,0	1,85	0,48	5,11	1,32	1,67	0,43	3,90	1,01	2,27	0,59
4	2,21	0,57	5,47	1,41	1,98	0,51	4,23	1,09	2,56	0,66
8	2,63	0,68	5,91	1,52	2,35	0,61	4,59	1,18	2,90	0,75
16	3,37	0,87	6,65	1,72	2,99	0,77	5,24	1,35	3,50	0,89
24	4,03	1,04	7,31	1,89	3,55	0,91	5,79	1,49	4,00	1,03
32	4,59	1,18	7,92	2,04	4,01	1,04	6,25	1,62	4,45	1,25
48	5,60	1,45	8,88	2,30	4,90	1,26	7,13	1,84	5,23	1,36
64	6,52	1,68	9,80	2,53	5,65	1,46	7,92	2,05	5,91	1,53
80	7,31	1,89	10,59	2,74	6,30	1,52	8,58	2,22	6,51	1,68
96	8,05	2,08	11,29	2,92	6,93	1,79	9,21	2,38	7,07	1,82
128	9,40	2,43	12,67	3,27	8,05	2,07	10,29	2,66	8,07	2,08
160	10,59	2,74	13,83	3,57	9,04	2,33	11,30	2,92	8,95	2,31
240	13,21	3,42	16,36	4,22	11,21	2,89	13,48	3,49	10,86	2,80
320	15,31	3,96	18,55	4,80	13,04	3,36	15,29	3,95	12,48	3,22
400	17,24	4,45	20,48	5,30	14,57	3,75	16,80	4,35	13,91	3,60

Примечания: 1. При одном закреплении в пролете и нагрузке, приложенной к нижнему поясу, следует пользоваться данными графа 2.
2. Табличные значения ψ должны быть умножены на: 0,83 — для стали марки Ст. 5; 0,71 — для стали марок 14Г2, 15ГС, 10Г2С, 10Г2СД и 15ХСНД; 0,6 — для стали марки 10ХСНД; 1,67 — для алюминия марки АМг6-М; 1,4 — для алюминия марки В92-Т лист; 1,33 — для алюминия марки АМг6-М; 1,0 — для алюминия марки В92-Т профиль.

3.24. Коэффициенты ψ для консолей двутаврового сечения из стали марок Ст. 3 и Ст. 4 (при сосредоточенной нагрузке, приложенной к центру тяжести свободного конца консоли или ниже) [0.50]

α	ψ	α	ψ	α	ψ	α	ψ	α	ψ
0,1	3,06	3	4,06	8	4,96	14	5,69	32	7,27
1	3,44	4	4,26	10	5,25	16	5,90	40	7,79
2	3,76	6	4,64	12	5,46	24	6,63		

Примечание. Табличные значения должны быть умножены на 0,83 — для стали марки Ст. 5; 0,71 — для стали марок 14Г2, 15ГС, 10Г2С, 10Г2СД и 15ХСНД; 0,6 — для стали марки 10ХСНД.

где J_K — момент инерции при кручении (значения J_K для прокатных двутавров по ГОСТу 8239—56* приведены в табл. 3.25); l — расчетная длина балки, равная расстоянию между точками закрепления сжатого пояса от поперечных смещений (узлы связей), препятствующих повороту сечения балки; при отсутствии закреплений l — пролет балки;

3.25. Моменты инерции при кручении J_K прокатных двутавров (по ГОСТу 8239—56*)

№ двутавра	J_K в см ⁴	№ двутавра	J_K в см ⁴	№ двутавра	J_K в см ⁴
10	2,28	22а	9,77	40	40,6
12	2,88	24	11,1	45	54,7
14	3,59	24а	12,8	50	75,4
16	4,46	27	13,6	55	100
18	5,60	27а	16,7	60	135
18а	6,54	30	17,4	65	180
20	6,92	30а	20,3	70	244
20а	7,94	33	23,8	70а	352
22	8,60	36	31,4	70в	534

2) для сварных двутавров, составленных из трех листов, для клепаемых двутавровых балок, а также для прессованных и прокатных балок с прямыми полками из алюминиевых сплавов (рис. 3.30)

$$\alpha = 8,3 \left(\frac{t\delta_1}{bh} \right)^2 \left(1 + \frac{d\delta^3}{bd\delta_1^3} \right), \quad (3.111)$$

где для сварных, прессованных и прокатных балок: δ — толщина стенки балки; b и δ_1 — ширина и толщина пояса балки; h — полная высота сечения балки; d —

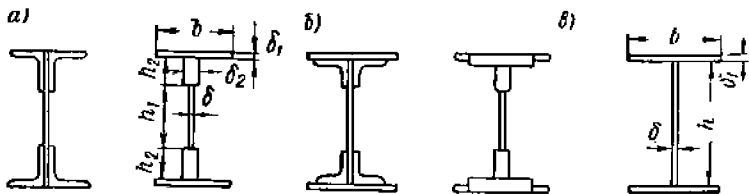


Рис. 3.30. Примеры (а, б, в) разбивки составных сечений на элементы:

$$a - J_K = \frac{\alpha}{3} (h_1\delta^3 + 2h_2\delta_1^3 + 2b\delta_1^3);$$

$$b - J_K = \frac{\alpha}{3} (2b\delta_1^3 + h\delta^3)$$

= 0,5 h ; для клепаемых балок: δ — толщина стенки вместе с полками уголков; δ_1 — толщина пояса вместе с полкой уголка; d — высота вертикальной полки уголка плюс толщина пакета горизонтальных листов.

Если $\varphi_\sigma > 0,85$, т. е. $\varphi_\sigma[\sigma] > \sigma_{пл}$, то вместо φ_σ в формулы (3.107) и (3.108) подставляется величина φ'_σ , определяемая по табл. 3.26 и 3.27.

Момент инерции при свободном кручении J_K для одностенчатых балок определяется по формуле

$$J_K = \gamma \sum \frac{h\delta^3}{3}, \quad (3.112)$$

где h и δ — соответственно высота (ширина) и толщина прямоугольников, из которых составлен профиль (рис. 3.30), а γ — поправочный коэффициент, значения которого приведены в табл. 3.28 [0.13].

3.26. Значения коэффициентов φ'_σ для стальных конструкций [0.50]

φ_σ	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40	1,45	1,50	$\geq 1,50$
φ'_σ	0,85	0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,96	0,97	0,98	0,99	0,99	1,00

Значения φ'_σ округлены до двух знаков после запятой

3.27. Значения коэффициента φ'_σ для алюминиевых конструкций [28]

φ_σ	0,667	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	$\geq 2,0$
φ'_σ	0,67	0,70	0,75	0,79	0,82	0,85	0,88	0,89	0,92	0,93	0,95	0,97	0,98	0,99	1,00

Значения φ'_σ округлены до двух знаков после запятой.

3.28. Значения коэффициентов γ

Характеристика одностенчатых балок	γ
Прокатные швеллеры	1,12
Прокатные двутавры	1,2
Составные сварные двутавровые балки с ребрами жесткости, приваренными к вертикальному и горизонтальным листам ¹	1,4
Составные клепаемые двутавровые балки без горизонтальных листов	0,25
Составные клепаемые двутавровые балки с горизонтальными листами	0,5

¹ Отсутствие приварки ребер жесткости к одному из горизонтальных листов значительно снижает величину коэффициента γ .

При расчетах по формуле (3.112) для швеллеров и двутавров следует принимать среднее значение толщины их полок.

Момент инерции при свободном кручении J_K для двустенчатых балок определяется по формуле [0.13]

$$J_K = \gamma \sum \frac{4F^2}{s}, \quad (3.113)$$

где $F = bh$ — площадь контура, заключенного внутри замкнутой осевой линии (рис. 3.31); s — длина стороны периметра; $\sum \frac{s}{\delta}$ — берется по всей длине замкнутой осевой линии; γ — поправочный коэффициент, принимаемый равным 1,0 для сварных и 0,3 для клепаемых балок.

Для двустенчатых балок при определении J_k можно пользоваться схемой, изображенной на рис. 3.31, поскольку влияние поясных уголков и выступающих частей поясных листов (см. рис. 3.4) здесь сравнительно невелико.

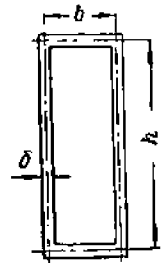


Рис. 3.31. Схема полого сечения

Если толщина вертикальных листов δ_1 , а горизонтальных δ_2 , то

$$J_k = \frac{4b^2h^2}{2\left(\frac{b}{\delta_2} + \frac{h}{\delta_1}\right)} = \frac{2b^2h^2\delta_1\delta_2}{b\delta_1 + h\delta_2} \quad (3.114)$$

Для двутавровых балок с одной осью симметрии и более развитым сжатым поясом проверку устойчивости следует производить по приведенным выше формулам, но коэффициент ψ в формуле (3.109) — определять из выражения [42]

$$\psi = \xi \sqrt{\alpha + 40n(1-n)}, \quad (3.115)$$

где ξ — равно 0,68 для углеродистой и 0,48 — для низколегированной стали; α — параметр, определяемый по формуле

$$\alpha = \frac{4GJ_k}{EJ_y} \left(\frac{l}{h}\right)^2;$$

$$n = \frac{J_1}{J_1 + J_2};$$

J_1 , J_2 и J_y — моменты инерции сжатого и растянутого поясов и всего сечения относительно его оси симметрии (рис. 3.32). Остальные обозначения те же.

Проверка устойчивости балок швеллерного сечения производится так же, как и балок двутаврового сечения, но найденные значения ψ умножаются на 0,5 при приложении нагрузки в главной плоскости, параллельной стенке, и на 0,7 при приложении нагрузки в плоскости стенки.

При проверке устойчивости однопролетной балки от действия системы сосредоточенных грузов P ; суммарная, приложенная в середине пролета балки эквивалентная нагрузка [0.13]

$$P = 0,6ql + \sum k_a P_i, \quad (3.116)$$

где q — равномерно распределенная вдоль пролета l нагрузка; k_a — коэффициенты приведения, зависящие от расстояния a , на котором груз находится от опоры (табл. 3.29).

Подвижные грузы должны быть установлены так, чтобы эквивалентная нагрузка P получила наибольшее значение.

3.29. Значения коэффициентов приведения k_a

$\frac{a}{l}$	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
k_a	0,14	0,29	0,43	0,56	0,69	0,79	0,88	0,95	0,97	1,00

Значения k_a получены для случая, когда силы приложены по оси балки.

Проверка общей устойчивости балок не требуется: при наличии пастила, прикрепленного к сжатому поясу балок и препятствующего повороту сечения балок; для балок двутаврового сечения при отношениях $\frac{l}{b}$ не более величин, указанных в табл. 3.30 и 3.31. Общая устойчивость коробчатых балок, как правило, обеспечена.

3.30. Наибольшие отношения $\frac{l}{b}$, при которых не требуется проверки устойчивости балок из стали марок Ст. 3 и Ст. 4 [0.50]

Тип балок	$\frac{h}{b}$	Наибольшие отношения $\frac{l}{b}$ для балок с соотношением размеров					
		$\frac{h}{\delta_1} = 100$		$\frac{h}{\delta_1} = 50$			
		при нагрузке, приложенной к поясам		при наличии промежуточных закреплений верхнего пояса независимо от места приложения нагрузки		при наличии промежуточных закреплений верхнего пояса независимо от места приложения нагрузки	
		верхнему	нижнему	верхнему	нижнему	верхнему	нижнему
Сварные	2	18	28	22	19	30	23
	4	16	26	19	18	27	21
	6	15	24	18	16	25	19
Клепанные	2	21	30	24	30	42	33
	4	18	28	21	25	35	27
	6	16	25	19	21	32	24

Примечания: 1. Обозначения, принятые в таблице: l — см. обозначения к формуле (3.110); b и δ_1 — ширина и толщина сжатого пояса; h — полная высота сечения балки

2. Для балок из стали других марок указанные значения $\frac{l}{b}$ умножаются на $\frac{2160}{R}$; R см. в табл. 1.25.

Проверка местной устойчивости элементов балок производится для вертикальных стенок и сжатых поясов.

Потеря устойчивости вертикальной стенки возможна под действием следующих факторов: 1) касательных напряжений от изгиба; 2) нормальных (сжимающих) напряжений от изгиба; 3) нормальных (сжимающих) напряжений от нагрузки, приложенной к верхней кромке стенки; 4) нормальных (сжимающих) напряжений от изгиба и осевого сжатия (балки рамных и других конструкций).

Первые два фактора могут действовать как раздельно, так и совместно; третий всегда действует совместно с одним или с обоими первыми. Для того чтобы проверить местную устойчивость стенки, нужно сначала расставить ребра жесткости, а затем для расчетных отсеков вычислить критические напряжения и проверить запас устойчивости.

3.31. Наибольшие отношения $\frac{l}{b}$, при которых не требуется проверки устойчивости балок из алюминиевых сплавов [28]

$\frac{h}{b}$	Марка алюминия	Наибольшие отношения $\frac{l}{b}$					
		при нагрузке, приложенной к поясам				при наличии промежуточных закреплений верхнего пояса независимо от места приложения нагрузки	
		верхнему		нижнему			
		<i>a</i>	<i>в</i>	<i>a</i>	<i>в</i>	<i>a</i>	<i>в</i>
≤ 2	АМг6-М	11,0	12,5	17,1	19,3	13,0	11,7
	АМг61-М, В92-Т лист	9,6	10,9	15,0	16,9	11,3	12,8
	В92-Т профиль	7,9	9,0	12,3	13,9	9,3	10,5
5	АМг6-М	9,1	10,6	14,7	16,5	11,1	12,5
	АМг61-М, В92-Т лист	7,9	9,2	12,8	14,4	9,7	10,9
	В92-Т профиль	6,5	7,6	10,5	11,9	8,0	9,0
10	АМг6-М	7,8	9,2	12,2	14,3	9,3	10,8
	АМг61-М, В92-Т лист	6,8	8,0	10,7	12,5	8,1	9,4
	В92-Т профиль	5,6	6,6	8,8	10,3	6,7	7,7

Примечания: 1. Одноименные обозначения те же, что и в табл. 3.30.
 2. Графы *a* относятся к сварным и прессованным балкам, а графы *в* — к клепанным.
 3. Для клепаных балок из алюминия марки Д16-Т табличные значения те же, что и для марки В92-Т профиль.
 4. Применение балок высотой $h > 5b$ не рекомендуется.
 5. При промежуточных значениях $\frac{h}{b}$ отношения $\frac{l}{b}$ принимаются по линейной интерполяции.

где *a* и *b* — соответственно большая и меньшая стороны прямоугольника; δ — толщина пластинки.

Расчетная высота стенки h_0 принимается: в клепаных балках — между ближайшими к оси стенки рисками поясных уголков; в сварных балках — полная высота стенки.

Стенку можно не укреплять поперечными ребрами жесткости при $\frac{h_0}{\delta} \leq 70$ для углеродистых сталей, $\frac{h_0}{\delta} \leq (55 \div 60)$ для низколегированных сталей и $\frac{h_0}{\delta} \leq (60 \div 45)$ — для алюминиевых сплавов.

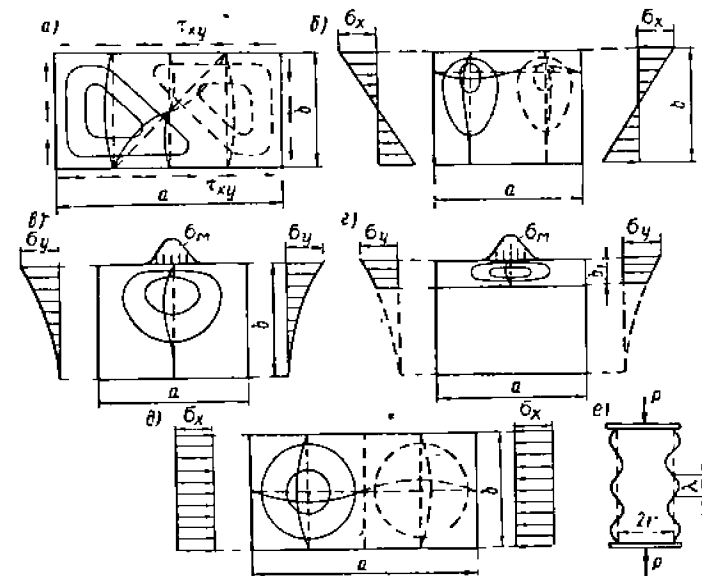


Рис. 3.33. Поверхности выпучивания при потере устойчивости пластинки: *a* — при действии касательных напряжений от изгиба; *b* — при действии нормальных напряжений от изгиба; *в* — при действии местного давления; *г* — то же при наличии продольного ребра; *д* — при равномерном сжатии; *е* — при осевом сжатии цилиндрической оболочки

1. Если влиянием изгибающего момента можно пренебречь, например у опор двухопорной балки (рис. 3.33, *a*), то критические касательные напряжения, возникающие под действием поперечной силы в пластинке со свободным опиранием сторон, приближенно равняются [7]

$$\tau_{кр} = \left[1020 + 760 \left(\frac{b}{a} \right)^2 \right] \left(\frac{\delta}{b} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2, \quad (3.117)$$

а при учете защемления пластинки по двум сторонам (в поясах одностенчатых балок обычной мощности или в поясах коробчатых балок) [0.50]

$$\tau_{кр} = \left[1250 + 950 \left(\frac{b}{a} \right)^2 \right] \left(\frac{\delta}{b} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2; \quad (3.118)$$

в конструкциях из алюминиевых сплавов [28]

$$\tau_{кр} = \left[420 + 320 \left(\frac{b}{a} \right)^2 \right] \left(\frac{\delta}{b} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2, \quad (3.119)$$

Предельное расстояние между поперечными основными ребрами жесткости *a* не должно превышать $2h_0$, а в стальных конструкциях $2,5h_0$ при $\frac{h_0}{\delta} \leq 100$. Поперечные ребра следует устанавливать также в местах приложения к верхнему поясу больших неподвижных сосредоточенных грузов.

Запас местной устойчивости при расчете по методу допускаемых напряжений

$$n_0 = \frac{\tau_{кр}}{\tau} \geq n, \quad (3.120)$$

где *n* — запас по прочности (см. в первом разделе гл. V, п. 17).

Условие обеспечения местной устойчивости при расчете по методу предельных состояний

$$\tau \leq \tau_{кр}, \quad (3.121)$$

где напряжение τ определяется с учетом коэффициентов перегрузки (см. в первом разделе гл. V, п. 18).

Касательные напряжения при проверках местной устойчивости определяются как средние по формуле

$$\tau = \frac{Q}{h_0 \delta}, \quad (3.122)$$

где Q — среднее значение поперечной силы в пределах рассматриваемой пластинки.

2. Если касательными напряжениями можно пренебречь, например в середине пролета двухопорной балки (рис. 3.33, б), то критические нормальные напряжения для пластинки при свободном опирании сторон составляют [7]

$$\sigma_{кр} = k \left(\frac{\delta}{h_0} \right)^2 10^4 = 4540 \left(\frac{\delta}{h_0} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2, \quad (3.123)$$

при учете защемления пластинки по двум сторонам в поясах одностенчатых оалок обычной мощности [0.50]

$$\sigma_{кр} = 6300 \left(\frac{\delta}{h_0} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2, \quad (3.124)$$

а если жесткость сжатого пояса весьма велика, например у коробчатой балки, или при непрерывном опирании на пояс одностенчатой балки жесткого настила [0.50]

$$\sigma_{кр} = 7460 \left(\frac{\delta}{h_0} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2, \quad (3.125)$$

в конструкциях из алюминиевых сплавов [28]

$$\sigma_{кр} = 2100 \left(\frac{\delta}{h_0} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2. \quad (3.126)$$

Здесь h_0 и δ — расчетная высота и толщина пластинки (стенки).

Запас местной устойчивости при расчете по методу допускаемых напряжений

$$n_0 = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma} \geq n, \quad (3.127)$$

где n — запас по прочности (см. в первом разделе гл.V, п. 17).

Условие обеспечения местной устойчивости при расчете по методу предельных состояний

$$\sigma \leq \sigma_{кр}. \quad (3.128)$$

где напряжение σ определяется с учетом коэффициентов перегрузки (см. в первом разделе гл. V, п. 18).

Нормальные напряжения σ при проверках местной устойчивости определяются как крайние сжимающие напряжения на расчетной границе отсека (участка стенки балки, ограниченного поясами и поперечными ребрами жесткости). Если длина проверяемого отсека не превосходит его высоты, то σ определяется по среднему значению изгибающего момента в пределах отсека; если длина отсека превосходит его высоту, то σ вычисляется по среднему значению момента для наиболее напряженного участка с длиной, равной высоте отсека.

Влияние нормальных напряжений не требует укрепления стенки балки ребрами, дополнительными к поперечным ребрам жесткости, установленным из условия обеспечения устойчивости стенки при действии касательных, для основного случая

(3.124) при $\frac{h_0}{\delta} \leq 160$ для стали Ст. 3 и $\frac{h_0}{\delta} \leq 135 \div 145$ для низколегированных ста-

лей. При больших значениях $\frac{h_0}{\delta}$ требуется укрепление стенки, которое производится продольными ребрами жесткости. Установка одного продольного ребра обычно до-

статочно для обеспечения устойчивости стенок при $\frac{h_0}{\delta} \leq 240$ для углеродистых и

$\frac{h_0}{\delta} \leq 220$ для низколегированных сталей. Продольное ребро ставится на расстоянии $(0,2 \div 0,25) h_0$, а в случае необходимости второго продольного ребра первое ребро ставится на расстоянии $(0,15 \div 0,20) h_0$, а второе — $(0,35 \div 0,40) h_0$ от сжатого края стенки.

Если одновременно существенно касательные и нормальные напряжения, зависимость между критическими напряжениями может быть выражена уравнением окружности (рис. 3.34) [42]

$$\left(\frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{кр}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{кр}}{\tau_{кр}} \right)^2 = 1. \quad (3.129)$$

Здесь $\sigma_{кр}$ и $\tau_{кр}$ — критические напряжения при совместном действии нормальных и касательных напряжений, причём $\sigma_{кр} \leq \sigma_{кр}$ и $\tau_{кр} \leq \tau_{кр}$; $\sigma_{кр}$ и $\tau_{кр}$ — критические напряжения при раздельном действии нормальных и касательных напряжений, определенные выше.

Если напряжения пластинки характеризуются значениями σ и τ в относительных единицах $\frac{\sigma}{\sigma_{кр}}$ и $\frac{\tau}{\tau_{кр}}$ изображаются точкой P на рис. 3.34, запас местной устойчивости

$$n_0 = \frac{OM}{OP} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma}{\sigma_{кр}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{кр}} \right)^2}} \geq n. \quad (3.130)$$

При расчете по методике предельного состояния, когда напряжения σ и τ определяются с учетом коэффициентов перегрузки, должно выполняться условие

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_{кр}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{кр}} \right)^2 \leq 1. \quad (3.131)$$

3. При наличии местного напряжения сжатия в стенке под сосредоточенным грузом пластинка может потерять устойчивость в зоне приложения сосредоточенного груза от действия сжимающих напряжений δ_y . При действии на стенку только местных напряжений δ_x от сосредоточенного груза на балке они будут распределены по краю пластинки так, как указано на рис. 3.33, а. В этом случае критические напряжения будут равны [0.50]

$$\sigma_{мкр} = k_1 \left(\frac{\delta}{a} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2, \quad (3.132)$$

где коэффициент k_1 зависит от отношения $\frac{a}{b}$, от степени упругого защемления стенки поясами и от величины напряжений смятия кромки стенки σ_m (3.84). В табл. 3.32 приведены значения k_1 при $b = h_0$ для стенки одностенчатой балки с поясом обычной мощности и для стенки коробчатой балки, у которой стенку в поясах можно считать заделанной.

Устойчивость стенок балок, укрепленных только поперечными ребрами жесткости (рис. 3.35, а, б), при наличии местного напряжения σ_m проверяется по формулам, аналогичным формулам (3.130) и (3.131). При этом при расчете по методике допускаемых напряжений должно выполняться условие

$$n_0 = \left[\left(\frac{\sigma}{\sigma_{кр}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{мкр}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{кр}} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \geq n, \quad (3.133)$$

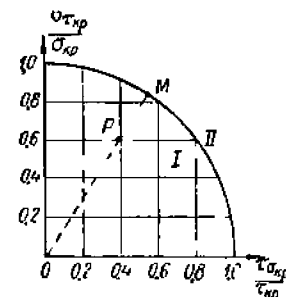


Рис. 3.34. Зависимость между критическими напряжениями при совместном действии нормальных и касательных напряжений по контуру изгибаемой пластинки; I — область устойчивости; II — область неустойчивости

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma + \sigma_m}{\sigma_{кр}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{кр}}\right)^2} \leq 0,9\phi. \quad (3.134)$$

Здесь $\phi = 1$ для стальных конструкций, а для алюминиевых принимается по табл. 3.33 в зависимости от отношения приведенного напряжения $\sigma_{пр}$ к расчетному сопротивлению R , т. е.

$$\frac{\sigma_{пр}}{m_0 R} = \frac{1}{m_0 R} \sqrt{\left(\frac{2}{3}\sigma\right)^2 + 3\tau^2} \leq 1 \quad (3.135)$$

Значения $\sigma_{пр} > m_0 R$ не допускаются.

Если сосредоточенная нагрузка приложена к сжатому поясу, проверка устойчивости сечения производится с учетом всех компонентов напряженного состояния (σ , τ и σ_m). Если сосредоточенная нагрузка приложена к растянутому поясу, одновременно учитываются только два компонента σ и τ или σ_m и τ . В корыччатых балках, если рельс не расположен над стенкой, принимается $\sigma_m = 0$.

Учет влияния величины σ_m (длины зоны распределения давления) производится следующим образом.

3.32. Коэффициенты для проверки устойчивости стенок балок

Тип балок	Тип пояса	Коеф-фициенты	a/h_0							
			0,5	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
Стальные сварные	A	k_1	2040	3040	3670	4110	4670	5320	6 040	6 880
	B		2210	3650	4860	6150	7740	9560	11 580	13 860
Стальные клепаные	A	$\frac{\sigma_m}{\sigma}$	0	0	0,248	0,268	0,285	0,303	0,315	0,333
	B		0	0	0,135	0,288	0,455	0,619	0,767	0,940
Стальные сварные		k_2	6300	6300	8230	9500	11 100	13 020	15 250	17 790
Алюминиевые		k_1 k_2	670	1000	1 200 2 390	1 340 2 750	1 520 3 210	1 730 3 770	1 970 4 410	2 250 5 120

Примечания: 1. Обозначения, принятые в таблице: А — пояс одностенчатой балки обычной мощности; В — пояс корыччатой балки, или одностенчатой при непрерывном опирании на сжатый пояс жесткого настила.
2. Для стальных балок при $\frac{a}{h_0} > 2,0$ значения коэффициентов равны их величинам при $\frac{a}{h_0} = 2,0$.
3. Для алюминиевых балок при $\frac{a}{h_0} = 2,2$; $k_2 = 5940$; при $\frac{a}{h_0} = 2,4$; $k_2 = 6820$; при $\frac{a}{h_0} = 2,6$; $k_2 = 7770$. При $a/h_0 > 2,0$ $k_1 = 2250$.

3.33. Значения ϕ в зависимости от $\sigma_{пр}/R$

$\sigma_{пр}/R$	$\leq 2/3$	0,7	0,75	0,8	0,85	0,90	0,95	1
ϕ	1	0,97	0,92	0,86	0,79	0,70	0,61	0,50

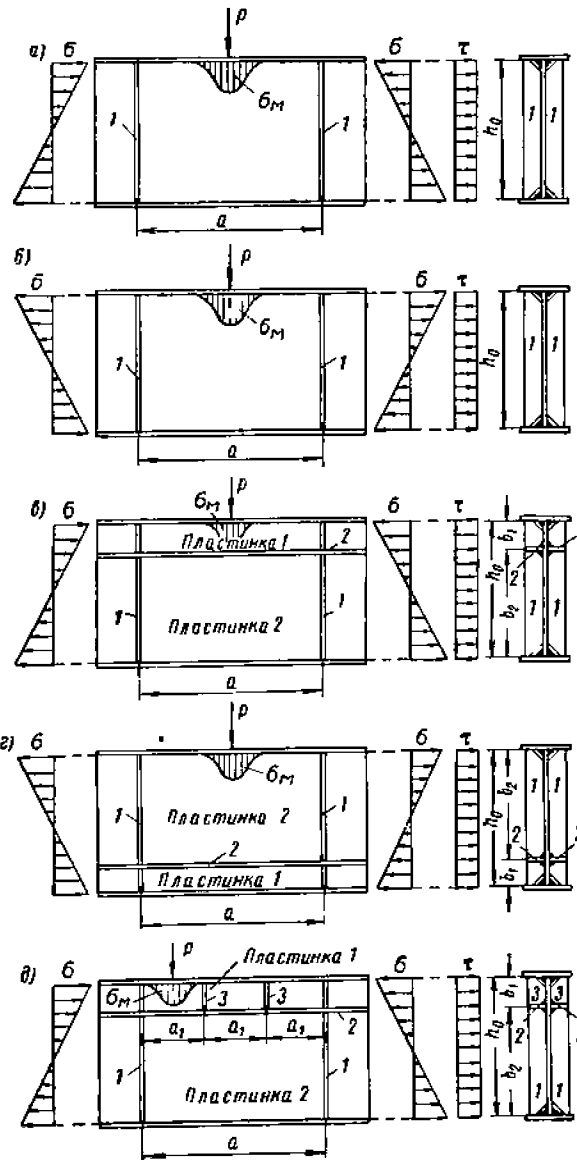


Рис. 3.35. Схемы балки, укрепленной ребрами жесткости: поперечными основными (а, б), поперечными основными и продольными (в, г), поперечными основными и дополнительными и продольными (д). Сосредоточенный груз P приложен к сжатому поясу (а, в, д); сосредоточенный груз P приложен к растянутому поясу (б, г). 1 — поперечные основные ребра; 2 — продольные ребра; 3 — поперечные дополнительные ребра

При $\frac{a}{h_0} \leq 0,8$ $\sigma_{кр}$ определяются по формулам (3.124), (3.125) или (3.126), а $\sigma_{мкр}$ — по формуле (3.132).

При $\frac{a}{h_0} > 0,8$ различают два случая в зависимости от значений отношения σ_m/σ . 1-й случай: σ_m/σ больше значений, указанных в табл. 3.32. Тогда $\sigma_{мкр}$ определяется по формуле (3.132), а

$$\sigma_{кр} = k_2 \left(\frac{\delta}{h_0} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2, \quad (3.136)$$

где k_2 — коэффициент, определяемый по табл. 3.32 в зависимости от отношения a/h_0 .

2-й случай: σ_m/σ не больше значений, указанных в табл. 3.32. Тогда $\sigma_{кр}$ определяется по формулам (3.124) и (3.125), а $\sigma_{мкр}$ — по формуле (3.132), но с подстановкой $a/2$ вместо a как в формулу (3.132), так и в табл. 3.32.

В обоих случаях $\tau_{кр}$ вычисляется по действительным размерам отсека.

При большой величине сминающих напряжений для устойчивости стенок балок применяют кроме поперечных основных также дополнительные короткие ребра жесткости. Длина коротких ребер должна быть не менее 0,3 высоты стенки и не менее 0,4 a_1 , где a_1 — расстояние между осями двух коротких ребер или короткого и основного ребра. Для рассматриваемого способа укрепления стенки устойчивость стенки принято проверять дважды: а) на совместное действие нормальных (σ) и касательных напряжений по формулам (3.133) и (3.134) в предположении отсутствия как нагрузки на верхнем поясе ($\sigma_m = 0$), так и коротких ребер; б) на действие сминающих напряжений (σ_m), приложенных к верхней кромке стенки, причем участок между короткими ребрами (или между основным и коротким ребром) рассматривается как пластинка, опертая по трем сторонам и свободная вдоль четвертой стороны [42]. При этом при расчете по методике допускаемых напряжений для стальных конструкций должно выполняться условие

$$1500n_0\sigma_m \left(\frac{a_1}{100\delta} \right)^2 \leq 1, \quad (3.137)$$

а для алюминиевых конструкций

$$4500n_0\sigma_m \left(\frac{a_1}{100\delta} \right)^2 \leq 1, \quad (3.138)$$

где $n_0 = n$ — запасу по прочности, а при расчете по методике предельных состояний для стальных конструкций должно быть

$$1500\sigma_m \left(\frac{a_1}{100\delta} \right)^2 \leq 1, \quad (3.139)$$

а для алюминиевых конструкций

$$4500\sigma_m \left(\frac{a_1}{100\delta} \right)^2 \leq 1, \quad (3.140)$$

где при определении значения σ_m величина расчетного сосредоточенного груза P умножается на коэффициент перегрузки.

В стенке балки, укрепленной кроме поперечных основных ребер одним продольным ребром жесткости, расположенным на расстоянии b_1 от расчетной (сжатой) границы отсека (рис. 3.33, в), обе пластинки, на которые это ребро разделяет отсек, проверяются отдельно.

1. Проверка первой пластинки, расположенной между сжатым поясом и продольным ребром, при расчете по методике допускаемых напряжений производится по формуле [0.50]

$$n_0 \left(\frac{\tau}{\tau_{кр}} \right)^2 + n_0 \left(\frac{\sigma}{\sigma_{кр}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{мкр}} \right) = 1, \quad (3.141)$$

где $n_0 \geq n$, а при расчете по методике предельных состояний — по формуле

$$\left(\frac{\tau}{\tau_{кр}} \right)^2 + \frac{\sigma}{\sigma_{кр}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{мкр}} \leq m, \quad (3.142)$$

где для стальных конструкций $m = 1$ при $\sigma_m = 0$ и $m = 0,9$ при $\sigma_m \neq 0$; для алюминиевых конструкций $m = 0,9$ \forall , где \forall вычисляется по указанным к формуле (3.134). Здесь σ , σ_m и τ сохраняют прежние значения, а $\sigma_{1кр}$, $\sigma_{м1кр}$ и $\tau_{1кр}$ — критические напряжения соответственно: нормальное, сминающее и касательное для первой пластинки, отвечающие наличию в ней только одного вида напряжений. Нормальное критическое напряжение $\sigma_{1кр}$ вычисляется в предположении упругого защемления пластинки по кромке, примыкающей к сжатому поясу, и свободного ее опирания по горизонтальному ребру, отстоящему от указанной крайней кромки на расстоянии b_1 . Для стальных конструкций при средних условиях упругого защемления при $\sigma_m = 0$ величина $\sigma_{1кр}$ определяется по выражению

$$\sigma_{1кр} = \frac{1000}{1 - \frac{b_1}{h_0}} \left(\frac{\delta}{b_1} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2, \quad (3.143)$$

а при $\sigma_m \neq 0$ и $\mu_1 = \frac{a}{b_1} \leq 2$, поскольку сминающие напряжения препятствуют выпучиванию стенки при изгибе, — по выражению

$$\sigma_{1кр} = \frac{250}{1 - \frac{b_1}{h_0}} \frac{(1 + \mu_1^2)^2}{\mu_1^2} \left(\frac{\delta}{b_1} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2, \quad (3.144)$$

что дает несколько большие значения критического напряжения $\sigma_{1кр}$. Для алюминиевых конструкций

$$\sigma_{1кр} = \frac{80}{1 - \frac{b_1}{h_0}} \frac{(1 + \mu_1^2)^2}{\mu_1^2} \left(\frac{\delta}{b_1} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2. \quad (3.145)$$

Критические напряжения смятия будут равны

$$\sigma_{м1кр} = k' \frac{(1 + \mu_1^2)^2}{\mu_1^2} \left(\frac{\delta}{a} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2, \quad (3.146)$$

где коэффициент k' для стальных конструкций равен 360 для $\mu_1 = 1,0$; 420 для $\mu_1 = 1,5$ и 450 для $\mu_1 = 2,0$, а для алюминиевых конструкций независимо от величины μ_1 $k' = 120$. Из сравнения с формулой (3.132) видно, что наличие продольного ребра значительно снижает критические напряжения смятия, т. е. в этом смысле ухудшает условия устойчивости стенки. Это очевидно также из сравнения поверхностей выпучивания при потере устойчивости пластинки (рис. 3.33, в, г). Если $\frac{a}{b_1} > 2$, то при вычислении $\sigma_{1кр}$ и $\sigma_{м1кр}$ принимается $a = 2b_1$.

Критические касательные напряжения $\tau_{1кр}$ определяются по формулам (3.118) и (3.119) с подстановкой в них размеров проверяемой пластинки.

2. Проверка второй пластинки, расположенной между продольным ребром и растянутым поясом, при расчете по методике допускаемых напряжений, производится по формуле, аналогичной формуле (3.133)

$$n_0 = \left[\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{2кр}} + \frac{\sigma_{м2}}{\sigma_{м2кр}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{2кр}} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \geq n, \quad (3.147)$$

а при расчете по методике предельных состояний — по формуле

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{2кр}} + \frac{\sigma_{м2}}{\sigma_{м2кр}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{2кр}} \right)^2} \leq 1, \quad (3.148)$$

где σ_2 и $\sigma_{м2}$ — нормальное и сминающее напряжения на уровне расположения продольного ребра жесткости: $\sigma_{2кр}$, $\sigma_{м2кр}$ и $\tau_{2кр}$ — критические напряжения соответственно: нормальное, сминающее и касательное для второй пластинки при наличии в ней только одного вида напряжений.

Здесь

$$\sigma_2 = \sigma \left(1 - 2 \frac{b_1}{h_0} \right); \quad (3.149)$$

для стальных конструкций

$$\sigma_{зкр} = \frac{1140}{\left(0,5 - \frac{b_1}{h_0} \right)^2 \frac{\delta}{h_0}} 10^4 \text{ кгс/см}^2; \quad (3.150)$$

для алюминиевых конструкций

$$\sigma_{зкр} = \frac{380}{\left(0,5 - \frac{b_1}{h_0} \right)^2 \frac{\delta}{h_0}} 10^4 \text{ кгс/см}^2; \quad (3.151)$$

$\sigma_{м2} = 0,4 \sigma_m$ — при приложении нагрузки к сжатому поясу (рис. 3.35, в); $\sigma_{м2} = \sigma_m$ — при приложении нагрузки к растянутому поясу (рис. 3.35, г); $\sigma_{м2кр}$ — определяются по формуле (3.132) и табл. 3.32, принимая в последней значения коэффициента k_1 , приведенные для пояса типа А и заменяя отношение $\frac{a}{h_0}$ величиной $\frac{a}{h_0 - b_1}$;

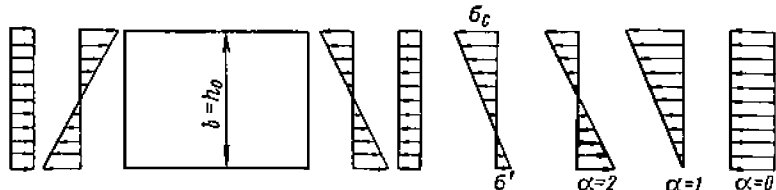


Рис. 3.36. Пластика под действием нормальных напряжений от изгиба и равномерного сжатия

τ — определяются, как и ранее, по формуле (3.122); $\tau_{зкр}$ — определяются по формулам (3.118) и (3.119) с подстановкой в нее размеров проверяемой пластины.

Если первая пластина укрепляется дополнительно короткими поперечными ребрами, то их следует доводить до продольного ребра. В этом случае для проверки первой пластины служат формулы (3.141)–(3.146), в которых a заменяется величиной a_1 , где a_1 — расстояние между осями соседних коротких ребер (рис. 3.35, д). Проверка второй пластины остается без изменений.

4. В сжато-изогнутых балках эпюра нормальных напряжений в стенках от изгиба и сжатия характеризуется параметром (рис. 3.36)

$$\alpha = \frac{\sigma_c - \sigma'}{\sigma_c}, \quad (3.152)$$

где σ_c — наибольшее сжимающее напряжение расчетной границы стенки; σ' — соответствующее напряжение у противоположной расчетной границы стенки.

Напряжения σ_c и σ' определяются в среднем сечении между двумя основными поперечными ребрами жесткости. Критические нормальные напряжения для прямоугольной пластины, как указывалось выше, определяются по формуле

$$\sigma_{кр} = k \left(\frac{\delta}{b} \right)^2 10^4 \text{ кгс/см}^2, \quad (3.153)$$

где коэффициент k зависит от параметра α .

Наименьшее значение коэффициент k имеет в случае равномерного сжатия ($\alpha = 0$): для пластины, опертой по четырем сторонам, $k = 700$, а для обычной степени заземления стенки балки по двум сторонам $k = 1000$.

Пластина, подверженная равномерному сжатию в ее плоскости, выпучивается по волнообразным поверхностям, разделенным узловыми линиями, расположенными на расстоянии b (рис. 3.33, д), т. е. наименьшее значение критического напряжения

отвечает квадратной пластинке. Для более коротких пластин критические напряжения резко возрастают, а для более длинных они возрастают слабо и практически значения k следует принимать соответствующие минимальным (табл. 3.34). Если требуется укрепление стенки, то оно в этом случае производится продольными ребрами жесткости.

3.34. Значения коэффициента k для $\sigma_{кр}$ [7]

α	0	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
k	760	840	950	1085	1165	1255	1360	1480	1630
α	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
k	1800	2000	2235	2560	2920	3300	3700	4120	4540

Устойчивость стенок балок асимметричного сечения с более развитым сжатым поясом проверяется, как и у балок симметричного сечения, со следующими изменениями.

1. Для стенок, укрепленных только поперечными ребрами жесткости, в формулах (3.123)–(3.125) и (3.136) под h_0 понимается удвоенное расстояние от нейтральной оси до расчетной (сжатой) границы стенки. При $\sigma_m \neq 0$ требуются обе проверки, указанные выше, в зависимости от значения отношения $\frac{\sigma_m}{\sigma}$.

2. Для стенок, укрепленных поперечными ребрами и одним продольным ребром, расположенным в сжатой зоне: а) в формулы (3.143), (3.144), (3.149) вместо $\frac{b_1}{h_0}$ под-

ставляется $\frac{\alpha_0 b_1}{2h_0}$; б) в формулу (3.150) вместо $\left(0,5 - \frac{b_1}{h_0} \right)$ подставляется $\left(\frac{1}{\alpha_0} - \frac{b_1}{h_0} \right)$.

Здесь $\alpha_0 = \frac{\sigma - \sigma_p}{\sigma}$; σ_p — краевое растягивающее напряжение (со знаком —) у расчетной границы стенки.

Если стенка испытывает сжатие (рис. 3.36, $\alpha = 0$), она находится в таком же напряженном состоянии, как и сжатый пояс, потеря устойчивости которого возможна при тех же условиях, что и у тонкостенных элементов сжатых стержней (см. гл. 1, п. 3).

В коробчатых балках с рельсом на поясе, расположенным между стенками балок, расстояние между диафрагмами (поперечными основными и дополнительными ребрами жесткости) определяется из условия прочности рельса (3.92).

Конструкцию и размеры поперечных ребер жесткости см. в п. 2. При наличии продольных ребер необходимый момент инерции сечения поперечного ребра, расположенного по обе стороны стенки, относительно оси укрепляемой стенки [0.50; 28]

$$J_p = 3h_0 \delta^3. \quad (3.154)$$

При расположении ребер с одной стороны стенки момент инерции вычисляется относительно оси, совпадающей с ближайшей к ребру гранью стенки.

Необходимый момент инерции сечения продольного ребра жесткости, расположенного по обе стороны стенки или с одной стороны, определяется в зависимости от величины $\frac{b_1}{h_0}$ по формулам табл. 3.35.

Участок стенки составной балки над опорой должен укрепляться ребрами жесткости и рассчитываться на устойчивость из плоскости, как стойка, нагруженная опорной реакцией. В расчетное сечение этой стойки включаются ребра жесткости и полоса стенки шириной до 15 δ с каждой стороны ребра для стальных конструкций и 12 δ — для алюминиевых конструкций. Расчетная длина стойки принимается равной высоте стенки.

3.35. Значения необходимого момента инерции продольного ребра $J_{пр.р}$ [0.50; 28]

b_1/h_0	Необходимый момент инерции продольного ребра $J_{пр.р}$	Предельные значения $J_{пр.р}$	
		минимальные	максимальные
0,2	$\left(2,5 - 0,5 \frac{a}{h_0}\right) \frac{a^2 \delta^3}{h_0}$	$1,5 h_0 \delta^3$	$7 h_0 \delta^3$
0,25	$\left(1,5 - 0,4 \frac{a}{h_0}\right) \frac{a^2 \delta^3}{h_0}$	$1,5 h_0 \delta^3$	$3,5 h_0 \delta^3$
0,3	$1,5 h_0 \delta^3$		

Примечания: 1. Обозначения a , b_1 , h_0 см. на рис. 3.35; δ — толщина стенки.
2. Для промежуточных значений b_1/h_0 допускается линейная интерполяция.

Из сравнения формул (3.118) и (3.119) для $\tau_{кр}$ и (3.124) и (3.126) для $\sigma_{кр}$ видно, что критические напряжения для алюминиевой пластинки той же толщины, что и стальная, в три раза меньше. Но так как удельный вес алюминия почти в три раза меньше, чем у стали, алюминиевая пластинка того же веса, что и стальная, будет в три раза толще, ее критические напряжения будут в три раза больше, а критическая нагрузка в девять раз больше, чем для стальной пластинки того же веса. Из этого сравнения видны широкие возможности снижения веса крановых листовых конструкций при использовании алюминиевых сплавов.

Замкнутая круговая цилиндрическая стальная оболочка, равномерно сжатая параллельно образующим, проверяется на устойчивость при расчете по методу допускаемых напряжений по формуле (3.127) и при расчете по методу предельных состояний по формуле (3.128), где $\sigma = \sigma_1$ и $\sigma_{кр} = \sigma_{кр0}$; при этом $\sigma_{кр0}$ — меньшая из величин

$$\sigma_{кр0} = \varphi^* m_0 R \quad (3.155)$$

$$\sigma_{кр0} = c E \frac{\delta}{r} \quad (3.156)$$

Здесь σ_1 — расчетное осевое напряжение в оболочке; r — радиус срединной поверхности оболочки; δ — толщина оболочки; R — расчетное сопротивление стали сжатию, принимаемое по табл. 1.55; m_0 — коэффициент условий работы, см. (1.69); φ^* , c — коэффициенты, принимаемые по табл. 3.36.

В случае внецентренного сжатия параллельно образующим или чистого изгиба в диаметральной плоскости напряжение $\sigma_{кр0}$ увеличивается в $1 + 0,1 \left(1 - \frac{\sigma_1}{\sigma_1^*}\right)$ раз, где σ_1^* — наименьшее напряжение (растягивающие напряжения считаются отрицательными). Указанный метод можно применять при изгибе с поперечной силой, если касательные напряжения в месте наибольшего момента не превышают величины

$$0,07E \sqrt{\left(\frac{\delta}{r}\right)^3}$$

В прокатных трубах, а также в стандартных электросварных трубах при $\frac{r}{\delta} < 50$ проверки устойчивости стенок не требуется [0.50].

Так как длины полуволн выпучивания у труб достаточно малы (рис. 3.33, е), при необходимости укрепления их ребрами жесткости применяются продольные ребра.

3.36. Коэффициенты φ^* и c [0.50]

Значения коэффициента φ^* в формуле (3.155)									
r/δ	0	25	50	100	150	200	≥ 250		
φ^*	1	0,94	0,85	0,71	0,60	0,53	0,47		
Значения коэффициента c в формуле (3.156)									
r, δ	50	100	150	200	250	500	750	1000	1500
c	0,3	0,22	0,2	0,18	0,16	0,12	0,095	0,08	0,07

Примечание. Приведенные значения коэффициентов φ^* и c действительны для конструкций, выполненных в соответствии с требованиями главы СНиП 111-В.5-62.

Коническая оболочка вращения с углом конусности $\beta \leq 60^\circ$, сжатая усилием N вдоль оси, проверяется на устойчивость по формуле

$$N \leq N_0 \quad (3.157)$$

где

$$N_0 = 2\pi r^* \delta \sigma_{кр0} \cos^2 \beta \quad (3.158)$$

Здесь $\sigma_{кр0}$ определяется по формулам (3.155) и (3.156) в функции от $\frac{r}{\delta}$ (где $r = r^*$);

$$r^* = \frac{0,9r_1 + 0,1r_0}{\cos \beta} \quad (3.159)$$

r_0 , r_1 — радиусы соответственно меньшего и большего оснований конуса; δ — толщина оболочки.

Кручение балок

Если условия закрепления и нагружения балки, подверженной кручению, не препятствуют деформации (искривлению) ее сечений, то элементы балки не испытывают изгиба, и такой вид кручения называется свободным. Если свободная деформация сечений балки при ее скручивании невозможна, то возникает изгиб отдельных элементов балки, и такой вид кручения называется стесненным или изгибным.

При свободном кручении для балок с открытым профилем (рис. 3.37, а) максимальное касательное напряжение от действия крутящего момента M_k у наиболее толстого элемента в крайнем волокне

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{J_k} \delta_{\max} \quad (3.160)$$

где J_k определяется по формуле (3.112).

Относительный (погонный) угол закручивания

$$\theta = \frac{M_k}{GJ_k} \text{ см}^{-1} \quad (3.161)$$

Балки с открытым профилем слабо сопротивляются кручению.

Для балок с замкнутым профилем (рис. 3.37, б) максимальное касательное напряжение у элемента профиля с минимальной толщиной стенки

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{2F\delta_{\min}} \quad (3.162)$$

где F — площадь, охватываемая средней линией замкнутого профиля (прямоугольник, ограниченный осями, проходящими через середины листов стенок и поясов).

Относительный угол закручивания определяется по формуле (3.161) при значениях J_K , определяемых по формуле (3.113). Балки с замкнутым профилем хорошо сопротивляются кручению.

При определении напряжений в условиях стесненного кручения к общим напряжениям, вычисляемым по гипотезе плоских сечений, добавляются слагаемые, возникающие от изгиба отдельных элементов балки, что существенно для открытых профилей и имеет второстепенное значение для замкнутых [0.3]. Однако при регулярных вырезках в одной из стенок коробчатой балки дополнительные нормальные напряжения от стесненного кручения могут иметь существенное значение [0.13].

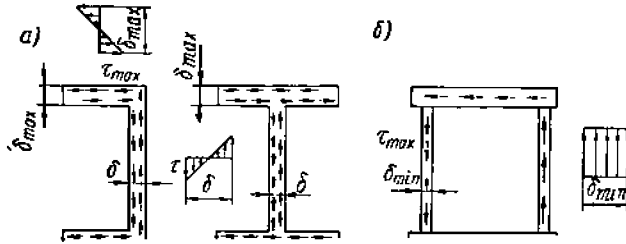


Рис. 3.37. Схемы распределения касательных напряжений по сечениям балок: а — с открытым профилем; б — с замкнутым профилем

Для открытых профилей нормальные напряжения от стесненного кручения определяются по формуле

$$\sigma_{\omega} = \frac{B\omega}{J_{\omega}},$$

где B — изгибно-крутящий бимомент в данном сечении, определяемый из дифференциального уравнения стесненного кручения, в кгс·см²;

$$B'' - k^2 B = -m,$$

где m — интенсивность крутящей моментной нагрузки; $k = \sqrt{\frac{GJ_K}{EJ_{\omega}}}$ — изгибно-крутильная характеристика; ω — главная секториальная площадь (координата) точки контура сечения, в которой определяется нормальное напряжение; по закону изменения ω изменяются нормальные напряжения в волокнах сечения в см²; $J_{\omega} = \int_F \omega^2 dF$ — секториальный момент инерции в см⁴.

Для некоторых профилей координаты центра изгиба, эюры ω и значения J_{ω} приведены в табл. 3.37, а B — в табл. 3.38.

Координата центра изгиба замкнутого профиля для наиболее распространенного в конструкциях подъемно-транспортных машин прямоугольного коробчатого сечения для случая поясов одинаковой толщины при обычных соотношениях в толщинах вертикальных стенок δ_1 и δ_2 может приближенно определяться как координата центра тяжести моментов инерции стенок [0.13; 52]

$$\alpha_x = \frac{J_2}{J_1 + J_2} B = \frac{\delta_2}{\delta_1 + \delta_2} B, \quad (3.163)$$

где B — ширина прямоугольного сечения по осям стенок.

Если жесткостью при кручении можно пренебречь и принять $GJ_K = 0$, то уравнение $B'' - k^2 B = -m$ примет аналогично уравнению изгиба вид $B'' = -m$.

3.37. Формулы координат центра изгиба и секториальных моментов инерции некоторых профилей [10]

Сечение	Эюры главных секториальных площадей ω в см ²	Координата центра изгиба	Секториальный момент инерции J_{ω} в см ⁴
	—	В пересечении осей профиля	0
		$\alpha_y = 0$	$\frac{J_{1y} h^2}{2}$
		$\alpha_y = \frac{J_{2y} h}{J_y}$	$\frac{J_{1y} J_{2y} h^2}{J_y}$
		$\alpha_x = \frac{2J_{1x} c}{J_x}$	$\frac{2J_{1x} J_{2x} c^2}{J_x} + \frac{J_{1x} b^2}{6}$
		$\alpha_y = \frac{J_{1y} h}{J_y}$	$J_{1\omega} + J_{2\omega} + \frac{J_{1y} J_{2y} h^2}{J_y}$

A — центр изгиба профиля; D_1, D_2 — центры изгиба отдельных элементов профиля; 1, 2, 3 — номера элементов, составляющих профиль; J_x, J_y — экваториальные моменты инерции всего сечения относительно указанных на чертеже осей; $J_{1x}, J_{2x}, J_{1y}, J_{2y}, J_{3y}$ — экваториальные моменты инерции отдельных элементов профиля относительно указанных на чертеже осей; первый индекс номер элемента, второй индекс — ось; $J_{1\omega}, J_{2\omega}$ — секториальные моменты инерции отдельных элементов относительно собственных центров изгиба.

3.38. Формулы для силовых факторов при кручении и изгибе тонкостенных стержней [10]

Схема балки и нагрузки	Изгибно-крутящие бимоменты B в кгс/см ²
	$-\frac{Peshk(l-x)}{kchkl}, \quad B_{\max} \text{ при } x=0$
	$-\frac{qe}{k^2chkl} [klshk(l-x) - chkl + chkx], \quad B_{\max} \text{ при } x=0$
	$-\frac{M_0echkx}{chkl}, \quad B_{\max} \text{ при } x=l$
	$B_1 = \frac{Peshkb}{kshkl} shkx, \quad B_{\max} \text{ при } x=a$ $B_2 = \frac{Peshka}{kshkl} shk(l-x)$
	$B_1 = -M_0e \frac{chkb}{shkl} shkx,$ $B_2 = M_0e \frac{chka}{shkl} shk(l-x)$
	$\frac{qe}{k^2} \left[1 - \frac{chk \left(\frac{l}{2} - x \right)}{ch \frac{kl}{2}} \right], \quad B_{\max} \text{ при } x = \frac{l}{2}$
	$\frac{Pe \left[chkx - chk \left(\frac{l}{2} - x \right) \right]}{2ksh \frac{kl}{2}}, \quad B_{\max} \text{ при } x=0$ $\text{и } x = \frac{l}{2}$
	$\frac{qe}{k^2} \left[1 - \frac{kichk \left(\frac{l}{2} - x \right)}{2sh \frac{kl}{2}} \right], \quad B_{\max} \text{ при } x=0$

$k^2 = \frac{GJ_k}{EJ_\omega}$, где J_k определяется по формуле (3.112), а J_ω — по табл. 3.37.

При этом ошибка в нормальных напряжениях не превысит 5%, если безразмерные аргументы гиперболических функций, входящие в формулы для B (табл. 3.38), не превзойдут следующих величин [10]: для консоли $kl < 0,5$; для балки на двух опорах $kl < 0,75$; для балки с защемленными концами $kl < 1,5$.

Максимальные нормальные напряжения от бимомента определяются по формуле

$$\sigma_\omega^{\max} = \frac{B}{W_\omega},$$

где $W_\omega = \frac{J_\omega}{\omega_{\max}}$ — бимомент сопротивления профиля.

Касательные напряжения τ_ω обычно во много раз меньше касательных напряжений τ_k , обусловленных чистым кручением.

Особые случаи изгиба

При изгибе тонкостенных балок в результате искажений их поперечных сечений из-за сдвигов в тех случаях, когда эти сдвиги стеснены (например, имеется заделка), нарушается плоскостной закон распределения нормальных напряжений. Нормальные напряжения по ширине поясов балок не остаются постоянными, а по высоте балок изменяются не по линейному закону. Такое явление носит название стесненного изгиба. Нормальные напряжения в поясе балки при стесненном изгибе могут быть представлены как сумма нормальных напряжений от свободного изгиба и напряжений от стеснения [0.13, 0.37]

$$\sigma = \frac{M}{W_x} (1 + \varphi), \quad (3.164)$$

где для φ в середине пролета главных балок крановых мостов А. Б. Парницким получено выражение

$$\varphi_{\max} = 175 \frac{B}{L} \% \quad (3.165)$$

Здесь B — ширина коробчатой балки моста (по осям вертикальных стенок); L — пролет балки.

Кольцевые балки с внешней нагрузкой, лежащей в плоскости кольца, встречаются в различных крановых конструкциях. Закрытое кольцо при действии произвольной нагрузки является три раза статически неопределимым. Расчетные формулы для колец приведены в табл. 3.39. При расчете на прочность тонкого кольца можно считать справедливыми зависимости, установленные в теории прямолинейных стержней, т. е. пренебрегать смещением нейтральной оси кольца по отношению к его центру тяжести.

Крановые порталы и полупорталы состоят из верхнего строения, представляющего собой при большом пролете (козловые краны) мост, а при малом (портальные и башенные краны, опоры мостовых перегрузателей) — раму, и высоких опор. Передвижные порталы и полупорталы следует рассчитывать при неподвижном кране с учетом распора, а когда кран находится в движении — без учета распора [0.13]. Значения распора см. в табл. 3.40. Распор от собственного веса крана при его расчете не должен учитываться, так как он пропадает в процессе монтажа при первых передвижениях крана. Поэтому при изготовлении крана его пролет следует выполнить меньше проектного на величину расхождения колеи крана от действия собственного веса, что равняется для портала

$$\delta = 2\theta h = \frac{qL^3h}{12EJ}; \quad (3.166)$$

для полупортала

$$\delta = \theta h = \frac{qL^3h}{24EJ}. \quad (3.167)$$

Здесь q — равномерно распределенная по пролету нагрузка; L, h — пролет и высота опор; J — момент инерции верхнего строения; θ — угол поворота верхнего строения у опоры.

3.39. Формулы для расчета колец

Обозначения: M — изгибающий момент в сечении кольца; положительное направление момента принято, как указано на рисунке; α — текущий угол (ψ, φ — фиксированные углы, определяющие положение действующей нагрузки); δ_x, δ_y — изменения диаметра кольца в направлении осей x и y ; знак плюс соответствует увеличению диаметра; J — момент инерции сечения; E — модуль упругости.

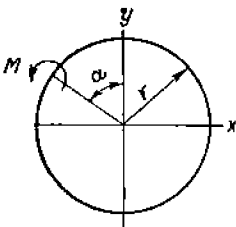
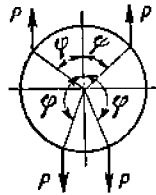


Схема нагружения	Расчетные формулы
	$M = Pr \left(\frac{1}{\pi} - 1,2 \sin \alpha \right);$ $M_{\max} = \frac{1}{\pi} Pr \quad \text{при } \alpha = 0 \text{ и } \pi;$ $M_{\min} = -\frac{4}{7\pi} Pr \quad \text{при } \alpha = \frac{\pi}{2} \text{ и } \frac{3}{2}\pi;$ $\delta_x = 0,137 \frac{Pr^3}{EJ}; \quad \delta_y = -0,149 \frac{Pr^3}{EJ}$
	<p>При $0 \leq \alpha \leq \psi$</p> $M = Pr \left[\frac{1}{\pi} (\sin \psi - \psi \cos \psi + \psi \cos \alpha - \sin \psi \cos \psi \cos \alpha) - \cos \alpha + \cos \psi \right];$ <p>при $\psi \leq \alpha \leq \pi$</p> $M = Pr \left[\frac{1}{\pi} (\sin \psi - \psi \cos \psi + \psi \cos \alpha - \sin \psi \cos \psi \cos \alpha) \right];$ $\delta_x = \frac{Pr^3}{FJ} \left[\frac{2}{\pi} (\sin \psi - \psi \cos \psi) + \frac{1}{2} (\sin \psi \cos \psi - \psi) \right];$ $\delta_y = \frac{Pr^3}{FJ} \left[\frac{2}{\pi} (\sin \psi - \psi \cos \psi) + \cos \psi + \frac{1}{2} \sin^2 \psi - 1 \right]$
	<p>При $0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}$; $M = M_0 \left(\frac{2}{\pi} \cos \alpha - 0,5 \right)$</p> <p>При $\frac{\pi}{2} \leq \alpha \leq \pi$; $M = M_0 \left(\frac{2}{\pi} \cos \alpha + 0,5 \right)$</p> $M_{\max} = 0,5M_0; \quad M_{\min} = -0,5M_0$

Схема нагружения	Расчетные формулы
	<p>При $0 \leq \alpha \leq \psi$</p> $M = M_0 \left[\frac{1}{\pi} (2 \sin \psi \cos \alpha + \psi) - 1 \right]$ <p>При $\psi \leq \alpha \leq \pi$</p> $M = M_0 \left[\frac{1}{\pi} (2 \sin \psi \cos \alpha + \psi) \right];$ $\delta_x = \frac{M_0 r^2}{EJ} \left(\frac{2}{\pi} \psi - \sin \psi \right);$ $\delta_y = \frac{M_0 r^2}{EJ} \left(\frac{2}{\pi} \psi + \cos \psi - 1 \right)$
	<p>При $0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}$</p> $M = Pr \left(\frac{1}{\pi} \cos \alpha + \sin \alpha - \frac{2}{\pi} - \frac{4}{7} \frac{1}{\pi} \right);$ <p>При $\frac{\pi}{2} \leq \alpha \leq \pi$; $M = Pr \left(\frac{4}{7\pi} + \frac{1}{\pi} \cos \alpha \right);$</p> $\delta_x = -0,1366 \frac{Pr^3}{EJ}; \quad \delta_y = 0,1488 \frac{Pr^3}{FJ}$
	<p>При $0 \leq \alpha \leq \psi$</p> $M = Pr \left[\frac{1}{\pi} (\psi \sin \psi + \cos \psi + \sin^2 \psi \cos \alpha - 1) - \sin \psi + \sin \alpha \right]$ <p>При $\psi \leq \alpha \leq \pi$</p> $M = Pr \left[\frac{1}{\pi} (\psi \sin \psi + \cos \psi + \sin^2 \psi \cos \alpha - 1) \right];$ $\delta_x = \frac{Pr^3}{EJ} \left[0,5 (\sin^2 \psi + 2) + \frac{2}{\pi} (\psi \sin \psi + \cos \psi - 1) - 2 \sin \psi \right];$ $\delta_y = \frac{Pr^3}{EJ} \left[0,5 (\sin \psi \cos \psi - \psi) + \frac{2}{\pi} (\psi \sin \psi + \cos \psi - 1) - \sin \psi \right]$

Схема нагружения

Расчетные формулы



При $0 \leq \alpha \leq \psi$

$$M = Pr \left[\frac{1}{\pi} (\varphi \sin \varphi + \cos \varphi - \psi \sin \psi - \cos \psi - \sin^2 \psi \cos \alpha + \sin^2 \varphi \cos \alpha) - \sin \varphi + \sin \psi \right]$$

При $\psi \leq \alpha \leq \varphi$

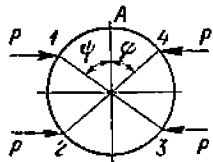
$$M = Pr \left[\frac{1}{\pi} (\varphi \sin \varphi + \cos \varphi - \psi \sin \psi - \cos \psi - \sin^2 \psi \cos \alpha + \sin^2 \varphi \cos \alpha) - \sin \varphi + \sin \alpha \right]$$

При $\varphi \leq \alpha \leq \pi$

$$M = Pr \left[\frac{1}{\pi} (\varphi \sin \varphi + \cos \varphi - \psi \sin \psi + \cos \psi - \sin^2 \psi \cos \alpha + \sin^2 \varphi \cos \alpha) \right];$$

$$\delta_x = \frac{Pr^3}{EJ} \left[\frac{1}{2} (\sin^2 \psi + \sin^2 \varphi) + \frac{2}{\pi} (\varphi \sin \varphi + \cos \varphi - \psi \sin \psi - \cos \psi) + 1 - 2 \sin \varphi \right];$$

$$\delta_y = \frac{Pr^3}{EJ} \left[\frac{1}{2} (\sin \varphi \cos \varphi + \varphi - \sin \psi \cos \psi - \psi) + \frac{2}{\pi} (\varphi \sin \varphi + \cos \varphi - \psi \sin \psi - \cos \psi) + \sin \psi - \sin \varphi \right]$$



$$M_A = Pr \left(1 - \frac{2}{\pi} \sin \psi - \cos \psi + \frac{2}{\pi} \psi \cos \psi \right)$$

На участках 1-4 и 2-3

$$M = M_A - Pr (1 - \cos \alpha)$$

На участках 1-2 и 3-4

$$M = \text{const} = M_A - Pr (1 - \cos \psi)$$

Схема нагружения

Расчетные формулы

При $\alpha = 0$

$$M_1 = pr^2 \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{\psi}{2} + \psi \sin^2 \psi + \frac{3}{2} \sin \psi \cos \psi \right) - \frac{1}{2} \sin^2 \psi \right]$$

При $0 \leq \alpha \leq \psi$

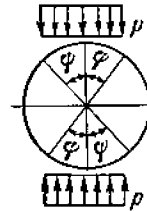
$$M = M_1 - pr^2 \frac{1}{2} \sin^2 \alpha.$$

При $0 \leq \alpha \leq \pi$

$$M = M_1 - pr^2 \left(\sin \psi \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin^2 \psi \right);$$

$$\delta_x = \frac{pr^4}{EJ} \left[-\sin \psi - \frac{\sin^2 \psi}{3} + \frac{1}{\pi} (\psi + 3 \sin \psi \cos \psi + 2 \psi \sin^2 \psi) \right];$$

$$\delta_y = \frac{pr^4}{EJ} \left[\sin^2 \psi - \psi \sin \psi - \frac{1}{3} \sin^2 \psi \cos \psi - \frac{2}{3} \cos \psi + \frac{2}{3} + \frac{\pi \sin \psi}{2} - \frac{1}{\pi} (2 \psi \sin^2 \psi + 3 \sin \psi \cos \psi + \psi) \right]$$



В сечении 1:

$$M_1 = \frac{2Pr}{\pi} \left[\frac{\pi}{2} - \left(\frac{\pi}{2} - \psi_2 \right) \cos \psi_2 - \sin \psi_2 \right];$$

$$X_1 = \frac{2p}{\pi} (\cos^2 \psi_1 - \cos^2 \psi_2)$$

В сечениях 2, 3, 4, 2', 4':

$$M_2 = M_1 - Pr (1 - \cos \psi_1) + X_1 r \sin \psi_1;$$

$$M_3 = M_1 - Pr (1 - \cos \psi_2) +$$

$$+ X_1 r \sin \psi_2 - Pr (\cos \psi_1 - \cos \psi_2);$$

$$M_4 = M_1 - Pr (1 - \cos \psi_2) + X_1 r - Pr (\cos \psi_1 - \cos \psi_2);$$

$$M_{2'} = M_1 - Pr (1 - \cos \psi_1) - X_1 r \sin \psi_1;$$

$$M_{4'} = M_1 - Pr (1 - \cos \psi_1) - X_1 r;$$

$$M_{\text{max}} = M_3 = -0,58 Pr \quad \text{при } \psi_1 = 45^\circ \text{ и } \psi_2 = 75^\circ$$

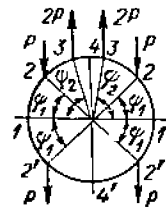
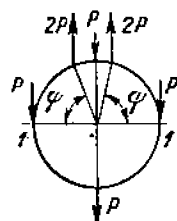


Схема нагружения	Расчетные формулы
	<p>В сечении 1:</p> $M_1 = \frac{2Pr}{1} \left[\frac{\pi}{2} - \left(\frac{\pi}{2} - \psi \right) \cos \psi - \sin \psi \right];$ $X_1 = \frac{3P}{\pi} - \frac{2P}{\pi} (\sin^2 \psi + 2 \cos^2 \psi);$ $Y_1 = 1,5P$

3.40. Формулы для расчета полупорталов и порталов

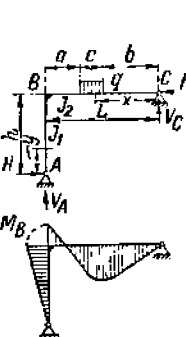
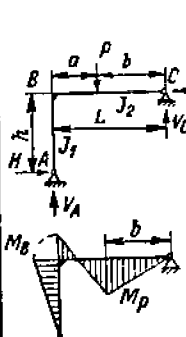
Схема нагрузок и эпюра изгибающих моментов	Распор H , усилие в затяжке X	Изгибающие моменты в сечениях: верхнего строения M , опоры M'
	$H = \frac{qc(2b+c) \times (2L^2 - 2b^2 - 2bc - c^2)}{8hL^2(k+1)}$ <p>Опорные реакции:</p> $V_A = \frac{qc}{L} \left(b + \frac{c}{2} \right) + H \frac{h}{L};$ $V_C = \frac{qc}{L} \left(a + \frac{c}{2} \right) - H \frac{h}{L}$	<p>В любом сечении на расстоянии x от C:</p> <p>для участка a</p> $M_x = V_C x - qc \left(x - b - \frac{c}{2} \right);$ <p>для участка c</p> $M_x = V_C x - \frac{q}{2} (x - b)^2;$ <p>для участка b</p> $M_x = V_C x;$ $M'_A = -Hy; \quad M'_B = -Hh$
	$H = \frac{Pab(L+b)}{2hL^2(k+1)}$	$M'_B = -Hh;$ $M_p = \frac{Pab(2L^2k + 3La - a^2)}{2L^3(k+1)}$

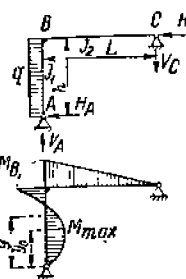
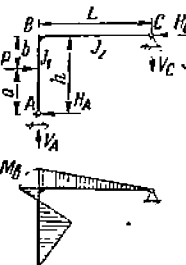
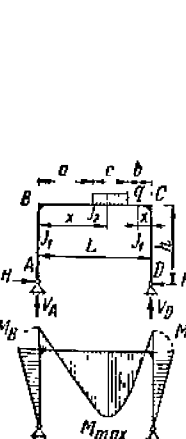
Схема нагрузок и эпюра изгибающих моментов	Распор H , усилие в затяжке X	Изгибающие моменты в сечениях: верхнего строения M , опоры M'
	$H_A = \frac{qh}{8} \frac{3k+4}{k+1};$ $H_C = \frac{qh}{8} \frac{5k+4}{k+1}$	$M'_B = \frac{qy}{8} \times \frac{4(h-y) + k(3h-4y)}{k+1};$ $M_B = -V_C L = -\frac{qh^2 k}{8(k+1)}$ <p>При $y_0 = \frac{3k+4}{k+1} \frac{h}{8}$</p> $M_{max} = \frac{qh^2}{128} \left(\frac{3k+4}{k+1} \right)^2$
	$H_A = P \frac{b}{h} - \frac{Pab(a+h)}{2h^3(k+1)};$ $H_C = P \frac{a}{h} + \frac{Pab(a+h)}{2h^3(k+1)}$	$M'_p = \frac{Pab}{2h^3} \times \frac{2h^2k + 3hb - b^2}{k+1};$ $M_B = -V_C L = -\frac{Pab(a+h)}{2h^2(k+1)}$
	$H = \frac{qc(-6b^2 + 6bL - 6bc - 2c^2 + 3cL)}{4hL(2k+3)}$ <p>Опорные реакции:</p> $V_A = \frac{qc}{2L} (2b+c);$ $V_D = \frac{qc}{2L} (2a+c)$	$M_B = M_C = -Hh$ <p>Для участка a (x измерено от B):</p> $M_x = V_A x + M_B$ <p>Для участка c (x измерено от B):</p> $M_x = V_A x - q \frac{(x-a)^2}{2} + M_B$ <p>Для участка b (x измерено от C):</p> $M_x = V_D x + M_C$ <p>При $x = a + \frac{V_A}{q} = a + \frac{c}{2L} (2b+c)$</p> $M_{max} = \frac{qc(2b+c)}{2L} \times \left[a + \frac{c}{4L} (2b+c) + M_B \right]$

Схема нагрузок и опоры изгибающих моментов	Распор H , усилие в затяжке X	Изгибающие моменты в сечениях: верхнего строения M , опоры M'
	$H = \frac{3Pab}{2hL(2k+3)}$	$M_B = M_C = -Hh$ <p>Для участка a (x измерено от B):</p> $M_x = \frac{Pb}{L}x + M_B$ <p>Для участка b (x измерено от C):</p> $M_x = \frac{Pa}{L}x + M_C$ <p>При $x = a$</p> $M_{\max} = \frac{4k+3}{2k+3} \frac{Pab}{2L}$
	$H = \frac{3P(ac+2ab+bc)}{2hL(2k+3)}$ <p>При $a = b$</p> $H = \frac{3Pa(a+c)}{hL(2k+3)}$ <p>Опорные реакции:</p> $V_A = \frac{P}{L}(c+2b);$ $V_D = \frac{P}{L}(c+2a)$ <p>При $a = b$</p> $V_A = V_D = P$	$M_B = M_C = -Hh;$ $M_p = V_A a + M_B;$ $M_{\max} = V_D b + M_C$ <p>При $a = b$</p> $M_B = M_C = -\frac{3Pa(a+c)}{L(2k+3)};$ $M_p = Pa + M_B$
	$H_A = \frac{11k+18}{2k+3} \frac{qh}{8};$ $H_D = \frac{5k+6}{2k+3} \frac{qh}{8}$	$M_B = \frac{3qh^2(k+2)}{8(2k+3)};$ $M_C = -\frac{qh^2}{8} \frac{5k+6}{2k+3}$ <p>При $y = \frac{h}{8}$</p> $M_{\max} = \frac{q}{2} \left(\frac{h}{8} \frac{11k+18}{2k+3} \right)^2$

Схема нагрузок и опоры изгибающих моментов	Распор H , усилие в затяжке X	Изгибающие моменты в сечениях: верхнего строения M , опоры M'
	$H_A = \frac{k(4+\delta^3-3\delta)+6-3\delta}{2k+3} \times \frac{P}{2};$ $H_D = \frac{3+(3-\delta^2)k}{2k+3} \frac{P\delta}{2},$ <p>где $\delta = \frac{c}{h}$</p>	$M_{\max} = H_A c;$ $M_B = \frac{k(h^2+c^2)+3h^2}{2h^2(2k+3)} P c;$ $M_C = \frac{k(c^2-3h^2)-3h^2}{2h^2(2k+3)} P c$
	$X = \frac{qb^2h}{12J_2} \left[\frac{b+2a(3+2k_1)}{F + \frac{h^2b}{3J_2}(3+2k_1)} \right]$ <p>Опорные реакции:</p> $V_A = V_D = \frac{qb}{2}.$ <p>F — площадь затяжки</p>	$M'_B = M'_C = V_A a - Xh.$ <p>Для ригеля, измеряя x от B:</p> $M_x = V_A(a+x) - Xh - \frac{qx^2}{2}$
	$X = \frac{Ph}{6J_2} \left[\frac{3(de-a^2)+2abk_1}{F + \frac{h^2b}{3J_2}(3+2k_1)} \right]$ <p>Опорные реакции:</p> $V_A = P \frac{e}{l};$ $V_D = P \frac{d}{l}.$ <p>F — площадь затяжки</p>	$M'_B = V_A a - Xh;$ $M_p = V_A d - Xh;$ $M'_C = V_D a - Xh$

Температурное влияние следует учитывать при пролетах более 20 м. При повышении температуры распор направлен внутрь пролета, а при понижении — наружу. При изменении температуры на Δt градусов у портала возникает распор

$$H_t = \frac{3\alpha \Delta E J}{h^2 (2k + 3)}, \quad (3.168)$$

а у полупортала

$$H_t = \frac{3\alpha \Delta E J}{h^2 (k + 1)}. \quad (3.169)$$

Здесь $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ — коэффициент линейного расширения, а остальные обозначения см. в табл. 3.40. Температурный интервал между двумя передвижениями крана может составить 10—20° С.

При рассмотрении горизонтальных колебаний порталов, возникающих от действия горизонтальных инерционных сил, ветра и сейсмических нагрузок, значение периода их свободных колебаний [0.13]

$$\tau = 2\pi \sqrt{(m_r + m_u) \delta} \text{ сек}, \quad (3.170)$$

где m_r — масса тележки (поворотного крана) с грузом, расположенной на верхнем строении; m_u — приведенная масса конструкции, равная массе верхнего строения и одной трети массы опор; δ — горизонтальное смещение верхнего строения портала (массы $m_r + m_u$) от единичной горизонтальной силы: при двух неподвижных опорах

$$\delta = \frac{h^3 (2k + 1)}{12EJ_1 k}; \quad (3.171)$$

при одной неподвижной опоре

$$\delta = \frac{h^3 (k + 1)}{3FJ_1 k}. \quad (3.172)$$

В формулах (3.171) и (3.172) обозначения те же, что и в табл. 3.40. Если размеры поперечного сечения опоры изменяются по высоте, можно для J_1 принимать среднее значение из моментов инерции для верхнего и нижнего сечений.

При расчете поясов ферм на совместное действие продольной и поперечной нагрузок расчет на поперечную нагрузку производится как для неразрезных балок с числом опор, равным числу узлов пояса, при следующих упрощающих предположениях: все панели пояса имеют одинаковую длину; пояс имеет постоянное поперечное сечение во всех панелях, опоры пояса жесткие и расположены на одной прямой.

При этом изгибающие моменты и опорные реакции определяются по линиям влияния для промежуточных панелей как для балок с бесконечно большим числом равных пролетов (рис. 3.38, а, в), а для крайней панели как для четырехпролетной балки (рис. 3.38, б). В табл. 3.41 приведены ординаты линий влияния для груза $P = 1$ тс и пролетов $l = 1$ м, показанные на рис. 3.38.

Если по ферме перемещаются два колеса с расстоянием между ними b , каждое с давлением P , то при длине панели l расчетные значения изгибающих моментов в панели и в узле будут равны:

$$M_n = \alpha P l \quad \text{и} \quad M_y = \beta P l, \quad (3.173)$$

где значения коэффициентов α и β см. в табл. 3.42.

На рис. 3.38, г построена эпюра изгибающих моментов от равномерно распределенной нагрузки балки с бесконечно большим числом равных пролетов, а в табл. 3.41 даны ординаты эпюры для нагрузки интенсивностью $q = 1$ тс·м. Там же приведены ординаты эпюры для крайнего пролета четырехпролетной балки с равными пролетами.

Схема нагрузок и опоры изгибающих моментов	Распор H , усилии в затяжке X	Изгибающие моменты в сечениях: верхнего строения M , опоры M'
	$X = \frac{Ph}{3J_2} [3(d^2 + dc - a^2) + 2abk_1] + \frac{l + h^2b}{F + 3J_2} (3 + 2k_1)$ <p>Опорные реакции: $V_A = V_D = P$ F — площадь затяжки</p>	$M'_B = M'_C = V_A a - Hh;$ $M'_p = V_A d - Xh$
	$X = \frac{qh^3b}{24J_2} (6 + 5k_1) + \frac{l + h^2l}{F + 3J_2} (3 + 2k_1)$ <p>Опорные реакции: $V_A = V_D = \frac{qh^2}{2l}$ F — площадь затяжки</p>	<p>Для стойки AB, измеряя x от A:</p> $M'_x = (qh - X) \frac{hx}{a} - V_A x - \frac{qh^2 x^2}{2a^2};$ $M'_B = V_D (l - a) - Xh;$ $M'_C = V_D a - Xh$
	$X = \frac{Prbh}{6J_2} [3 + (3 - \delta^2) k_1] + \frac{l + h^2b}{F + 3J_2} (3 + 2k_1)$ <p>Опорные реакции: $V_A = V_D = P \frac{r}{l}$ F — площадь затяжки</p>	$M'_p = (P - X) r - V_A a \delta;$ $M'_B = V_D (l - a) - Xh;$ $M'_C = V_D a - Xh,$ <p>где $\delta = \frac{r}{h}$</p>

$$k = \frac{J_2}{J_1} \frac{h}{L}, \quad k_1 = \frac{J_2}{J_1} \frac{s}{b}.$$

Эпюры изгибающих моментов построены на растянутых волокнах.

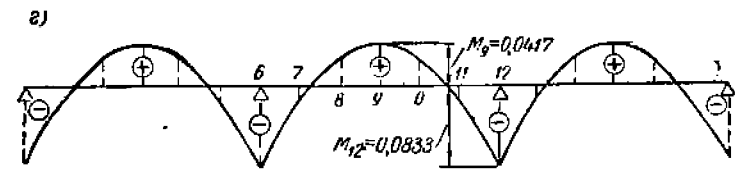
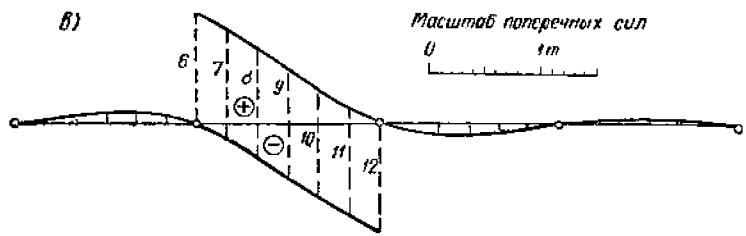
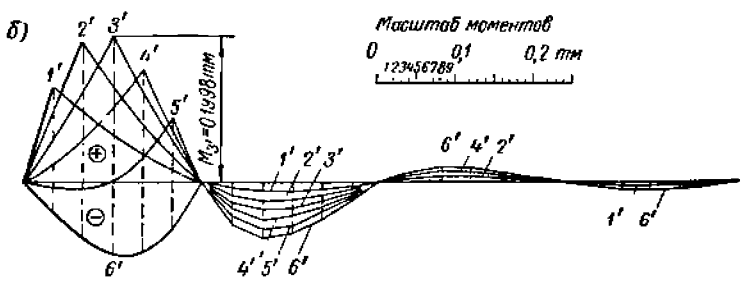
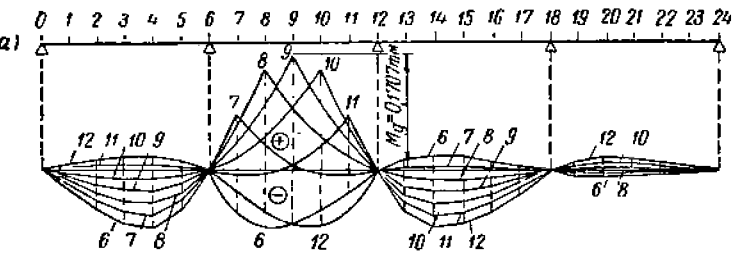


Рис. 3.36. Линии влияния изгибающих моментов (а) и поперечной силы (в) и эпюра изгибающих моментов (г) от равномерно-распределенной нагрузки в промежуточном пролете балки с бесконечно большим числом равных пролетов; линия влияния изгибающих моментов (б) в крайнем пролете балки с четырьмя равными пролетами

3.41. Ординаты линий влияния для 1 тс

№ ординаты	Изгибающие моменты для линий влияния в тс · м						Моменты от равномерной нагрузки по всем пролетам в тс · м	Моменты от равномерной нагрузки по всем пролетам в тс · м
	Крайний пролет балки с четырьмя равными пролетами (рис. 3.38, б)			Промежуточный пролет балки с бесконечно большим числом равных пролетов (рис. 3.38, в)				
	1'	2'	3'	4'	5'	6'	6	9
0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0,1318	0,0946	0,0617	0,0265	0	-0,0484	-0,0157	0,0143
2	0,0979	0,1368	0,1271	0,0582	-0,0108	-0,0733	-0,0448	0,0720
3	0,0666	0,1392	0,1968	0,0997	-0,0004	-0,1004	-0,0626	0,1005
4	0,0391	0,0781	0,1172	0,1562	0,0285	-0,0982	-0,0840	0,1065
5	0,1164	0,0323	0,0444	0,0657	0,0823	-0,0681	-0,0609	0,0772
6	0	0	0	0	0	0	0	1,0000
7	-0,0094	-0,0138	-0,0283	-0,0377	-0,0471	-0,0565	-0,0609	0,8671
8	-0,0130	-0,0250	-0,0390	-0,0520	-0,0650	-0,0780	-0,0840	0,6939
9	-0,0123	-0,0246	-0,0369	-0,0491	-0,0614	-0,0737	-0,0795	0,5000
10	-0,0098	-0,0176	-0,0285	-0,0383	-0,0441	-0,0529	-0,0568	0,3061
11	-0,0042	-0,0184	-0,0127	-0,0169	-0,0211	-0,0253	-0,0271	0,10394
12	0	0	0	0	0	0	0	0
13	0,0026	0,0051	0,0077	0,0102	0,0128	0,0153	0,0163	-0,0223
14	0,0035	0,0071	0,0106	0,0141	0,0177	0,0212	0,0225	-0,0130
15	0,0034	0,0067	0,0101	0,0134	0,0168	0,0201	0,0212	-0,0291
16	0,0024	0,0049	0,0073	0,0097	0,0121	0,0145	0,0152	-0,0208
17	0,0012	0,0024	0,0035	0,0047	0,0059	0,0070	0,0072	-0,0100
18	0	0	0	0	0	0	0	0
19	-0,0008	-0,0015	-0,0023	-0,0030	-0,0038	-0,0045	-0,0044	0,0060
20	-0,0011	-0,0022	-0,0033	-0,0044	-0,0056	-0,0066	-0,0069	0,0035
21	-0,0011	-0,0022	-0,0034	-0,0045	-0,0056	-0,0067	-0,0067	0,0033
22	-0,0009	-0,0018	-0,0026	-0,0035	-0,0041	-0,0053	-0,0041	0,0050
23	-0,0005	-0,0010	-0,0015	-0,0024	-0,0034	-0,0042	-0,0019	0,0027
24	0	0	0	0	0	0	0	0
25	0	0	0	0	0	0	0	0
26	0	0	0	0	0	0	0	0
27	0	0	0	0	0	0	0	0
28	0	0	0	0	0	0	0	0
29	0	0	0	0	0	0	0	0
30	0	0	0	0	0	0	0	0
31	0	0	0	0	0	0	0	0
32	0	0	0	0	0	0	0	0
33	0	0	0	0	0	0	0	0
34	0	0	0	0	0	0	0	0
35	0	0	0	0	0	0	0	0
36	0	0	0	0	0	0	0	0
37	0	0	0	0	0	0	0	0
38	0	0	0	0	0	0	0	0
39	0	0	0	0	0	0	0	0
40	0	0	0	0	0	0	0	0
41	0	0	0	0	0	0	0	0
42	0	0	0	0	0	0	0	0
43	0	0	0	0	0	0	0	0
44	0	0	0	0	0	0	0	0
45	0	0	0	0	0	0	0	0
46	0	0	0	0	0	0	0	0
47	0	0	0	0	0	0	0	0
48	0	0	0	0	0	0	0	0
49	0	0	0	0	0	0	0	0
50	0	0	0	0	0	0	0	0
51	0	0	0	0	0	0	0	0
52	0	0	0	0	0	0	0	0
53	0	0	0	0	0	0	0	0
54	0	0	0	0	0	0	0	0
55	0	0	0	0	0	0	0	0
56	0	0	0	0	0	0	0	0
57	0	0	0	0	0	0	0	0
58	0	0	0	0	0	0	0	0
59	0	0	0	0	0	0	0	0
60	0	0	0	0	0	0	0	0
61	0	0	0	0	0	0	0	0
62	0	0	0	0	0	0	0	0
63	0	0	0	0	0	0	0	0
64	0	0	0	0	0	0	0	0
65	0	0	0	0	0	0	0	0
66	0	0	0	0	0	0	0	0
67	0	0	0	0	0	0	0	0
68	0	0	0	0	0	0	0	0
69	0	0	0	0	0	0	0	0
70	0	0	0	0	0	0	0	0
71	0	0	0	0	0	0	0	0
72	0	0	0	0	0	0	0	0
73	0	0	0	0	0	0	0	0
74	0	0	0	0	0	0	0	0
75	0	0	0	0	0	0	0	0
76	0	0	0	0	0	0	0	0
77	0	0	0	0	0	0	0	0
78	0	0	0	0	0	0	0	0
79	0	0	0	0	0	0	0	0
80	0	0	0	0	0	0	0	0
81	0	0	0	0	0	0	0	0
82	0	0	0	0	0	0	0	0
83	0	0	0	0	0	0	0	0
84	0	0	0	0	0	0	0	0
85	0	0	0	0	0	0	0	0
86	0	0	0	0	0	0	0	0
87	0	0	0	0	0	0	0	0
88	0	0	0	0	0	0	0	0
89	0	0	0	0	0	0	0	0
90	0	0	0	0	0	0	0	0
91	0	0	0	0	0	0	0	0
92	0	0	0	0	0	0	0	0
93	0	0	0	0	0	0	0	0
94	0	0	0	0	0	0	0	0
95	0	0	0	0	0	0	0	0
96	0	0	0	0	0	0	0	0
97	0	0	0	0	0	0	0	0
98	0	0	0	0	0	0	0	0
99	0	0	0	0	0	0	0	0
100	0	0	0	0	0	0	0	0

3.42. Значения коэффициентов α и β в формулах (3.173)

$\frac{b}{l}$	Для крайнего пролета четырехпролетной балки		Для балки с бесконечным числом пролетов		$\frac{b}{l}$	Для крайнего пролета четырехпролетной балки		Для балки с бесконечным числом пролетов	
	α	β	α	β		α	β	α	β
0,1	0,35	-0,20	0,30	-0,17	0,9	0,17	-0,18	0,14	-0,17
0,2	0,31	-0,20	0,25	-0,16	1,0	0,17	-0,18	0,14	-0,16
0,3	0,28	-0,18	0,22	-0,15	1,1	0,17	-0,16	0,15	-0,15
0,4	0,26	-0,18	0,21	-0,14	1,2	0,18	-0,14	0,15	-0,14
0,5	0,23	-0,16	0,17	-0,16	1,3	0,18	-0,13	0,16	-0,12
0,6	0,20	-0,16	0,16	-0,17	1,4	0,19	-0,12	0,16	-0,10
0,7	0,19	-0,18	0,15	-0,17	1,5	0,20	-0,10	0,17	-0,08
0,8	0,18	-0,18	0,14	-0,17					

l — длина панели фермы; b — база тележки

Если для определенных сечений значения ординат эпюры y , то соответствующие значения изгибающих моментов

$$M = yq l^2. \quad (3.174)$$

По приближенному способу считают, что колесо с наибольшим давлением P_1 (при неравных давлениях) находится в середине панели; при этом значение макси-

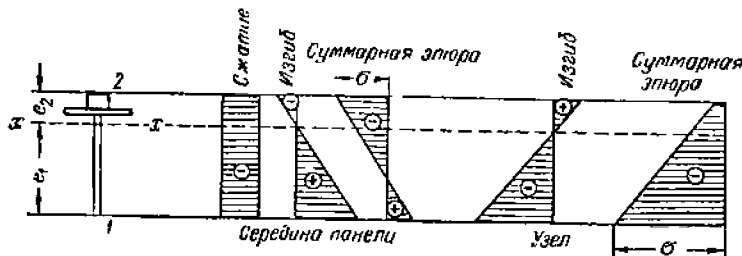


Рис. 3.39. Эпюры распределения напряжений в сечениях сжатого пояса: 1 и 2 — крайние волокна

мального изгибающего момента в этом сечении (положительное) принимается равным

$$M_n = P_1 \frac{l}{6}, \quad (3.175)$$

а в узле (отрицательное)

$$M_y = P_1 \frac{l}{12}. \quad (3.176)$$

Стержни пояса фермы испытывают равномерные по сечению напряжения от действия продольной силы N и неравномерные напряжения изгиба. На рис. 3.39

показан пример распределения напряжений в сжатом поясе. Наибольшие напряжения сжатия равны: в панели

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_n}{W_2}; \quad (3.177)$$

в узле

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_y}{W_1}. \quad (3.178)$$

Стенки поясов (см. рис. 3.2, м, н, о, с) испытывают нормальные напряжения от сжатия и изгиба и сминающие напряжения от местного давления колес.

Критические нормальные напряжения для пластинки со свободноопертыми короткими сторонами, одной продольной зашпунтованной, а другой свободной определяются по формуле (3.153), где k зависит от характера эпюры напряжений. При $\alpha = 0$ (см. рис. 3.36) $k = 240$, при $\alpha = 1$ $k = 1175$ [0.13]. Отношения $\frac{b}{\delta}$, не требующие для устойчивости укрепления вертикальной стенки у пояса таврового поперечного сечения при $\alpha = 0$, приведены в табл. 3.18. В данном случае при неравномерном распределении нормальных напряжений по опертым сторонам пластинки (рис. 3.39) отношения $\frac{b}{\delta}$, приведенные в табл. 3.18, можно увеличить

в 1,5 раза, т. е. до $\frac{b}{\delta} = 45$ для стали марки Ст. 3.

Шпренгельные (смешанные) системы, часть элементов которых работает на поперечный изгиб и продольное усиление, а часть — только на продольную силу, находят применение в разнообразных крановых конструкциях, например показанных на рис. 3.40, г; 3.79, б; 3.86, е; 3.99, з, 3.111, а, б. Эти шпренгельные системы состоят из балки и подкрепляющих ее стоек или решеток на нижнего пояса — обвязки и называются шпренгельными балками. Назначение шпренгеля — разгрузить основную балку. Шпренгельные балки внутренне статически неопределимы; расчет их см. [0.3].

ЛИТЕРАТУРА

- Беленя Е. И. Предварительно напряженные металлические несущие конструкции. М., Стройиздат, 1963.
- Берштейн С. А. Основы динамики сооружений. Изд. 2-е. М.—Л., Стройиздат, 1941.
- Влейх Ф. Теория и расчет железных мостов. М., Гострансиздат, 1931.
- Влейх Ф. Стальные сооружения. Г. 1. М.—Л., Стройиздат, 1938.
- Влейх Ф. Устойчивость металлических конструкций. М., Физматгиз, 1959.
- Волжов Т. М. Высокопрочные болты для соединения элементов стальных конструкций. М., Трансжелдориздат, 1959 (НИИЖТ при ЛИИЖТе, сообщение № 58).
- Броуде В. М. Устойчивость пластинок в элементах стальных конструкций. М., Машстройиздат, 1949.
- Броуде В. М. Распределение сосредоточенного давления в металлических балках. М.—Л., Стройиздат, 1950.
- Броуде В. М. Предельные состояния стальных балок. М.—Л., Стройиздат, 1953.
- Бычков Д. В., Мроцкий А. К. Кручение металлических балок. М.—Л., Стройиздат, 1944.
- Вайнберг Д. В., Вайнберг Е. Д. Пластины, диски, балки — стенки (прочность, устойчивость и колебания). Киев, Стройиздат, 1959.
- Гапченко М. Н. Хрупкое разрушение сварных соединений и конструкций. Москва—Киев, Машгиз, 1963.
- Гончаров Н. Г., Ефимов Г. П. Перевозки негабаритных и тяжеловесных грузов. Изд. 2-е. М., Трансжелдориздат, 1961.
- Гохберг М. М., Деветериков Ю. Л. О расчете крановых алюминиевых конструкций на выносливость [0.54, 1968, № 299].
- Гохберг М. М., Юшкевич В. Н. Исследование коробчатых крановых балок [0.54, 1969, № 309].
- Дивник А. Н. Продольный изгиб. Кручение. М., Академиздат, 1955.
- Зарцкий А. А. Исследование колебаний башенных кранов с поворотной колонной при работе механизма подъема [0.58, 1963, XXXIV].
- Левенсон Я. С. Конструкции из стальных труб. М., Стройиздат, 1967.

Б. МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ МОСТОВЫХ КРАНОВ

Типы конструкций и их основные параметры

По типам металлических конструкций различают мосты кран-балок и мосты мостовых кранов.

Основным элементом металлической конструкции кран-балки (рис. 3.40) является прокатный двутавр, по нижним полкам которого переменяется тележка. Номер профиля двутавра выбирается из условий прочности, в том числе в зависимости от местного изгиба нижних полок (см. п. 4), устойчивости и жесткости в вертикальной плоскости (см. ниже); необходимая горизонтальная жесткость обеспечивается для самых малых пролетов только концевыми подкосами *a* (на длине *l* должна быть проверена устойчивость плоской формы изгиба двутавровой балки),

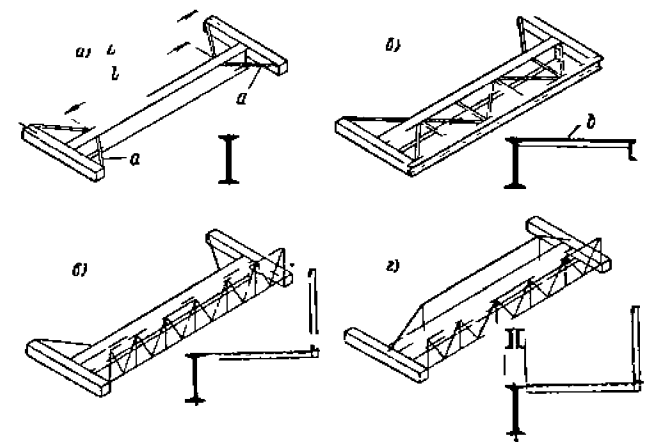


Рис. 3.40. Конструктивные схемы кран-балок: а, б, в — малых пролетов ($L \leq 11$ м); з — больших пролетов ($L > 11$ м)

а для больших пролетов — односторонними *b* или двусторонними связями. По Правилам Госгортехнадзора [0.45] на кран-балках устройство галерей и площадок для обслуживания механизмов и электрооборудования не обязательно. Для больших пролетов (выше 11 м), когда несущая способность прокатной двутавровой балки недостаточно, она должна быть усилена или подвешена к несущей конструкции моста. При этом возможны разнообразные решения [0.3, 0.13]. На рис. 3.40, з двутавр подкреплен шпренгелем.

Мосты мостовых кранов (крановые мосты) весьма разнообразны по своим конструктивным формам. Они бывают решетчатыми и листовыми, причем последние в силу технологических преимуществ при изготовлении и большей надежности в эксплуатации, особенно для кранов тяжелых режимов работы, имеют в настоящее время преимущественное распространение. Процесс совершенствования листовых конструкций крановых мостов привел к тому, что наряду с новыми конструкциями мостов для обычных крановых тележек начинают получать распространение однобалочные коробчатые крановые мосты, для которых требуются тележки специальной конструкции.

Схемы поперечных сечений крановых мостов распространенных конструкций для кранов общего назначения приведены на рис. 3.41.

19. Лихтарников Я. М. Металлические конструкции. Методы технико-экономического анализа при проектировании. М., Стройиздат, 1968.

20. Ильиневич С. А. Металлические коробчатые мосты. М., изд-во «Транспорт», 1970.

21. Ковальский Б. С. и Сороковенко Ф. Ф. Расчет проушины. — «Вестник машиностроения», 1969, № 10.

22. Лысяков А. Г. Снижение веса крановых конструкций. — «Строительные и дорожные машины», 1967, № 3.

23. Маизель В. С., Навроцкий Д. И. Сварные конструкции. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1965.

24. Мельников Н. П., Зелятров В. Н. Выбор сталей для строительных металлических конструкций. Изд. 2-е. М., Стройиздат, 1967.

25. Навроцкий Д. И. Прочность сварных соединений. М.—Л., Машгиз, 1961.

26. Навроцкий Д. И. Расчет сварных соединений с учетом концентрации напряжений. Л., изд-во «Машиностроение», 1968.

27. Николаев Г. А. Сварные конструкции. Изд. 3-е. М., Машгиз, 1962.

28. Нормы проектирования. Алюминиевые конструкции. СНиП II-V.5—64. М., Госстройиздат, 1965.

29. Один И. М. Расчет напряжений в листе верхнего пояса коробчатых балок крановых мостов. — «Вестник машиностроения», 1961, № 9.

30. Ияковский А. А. Статика стержневых систем со сжатыми элементами. М., Физматгиз, 1961.

31. Попов С. А. Проектирование сооружений из алюминия. М., Стройиздат, 1960.

32. Попов С. А. Строительные конструкции из алюминиевых сплавов. М., изд-во «Высшая школа», 1969.

33. Правила изготовления, монтажа и приемки. Металлические конструкции. СНиП III-V.5—62. М., Госстройиздат, 1963.

34. Рутман А. З. Центр изгиба крановых ферм и балок [0.54, 1971, № 321].

35. Розенталь Ю. I., Литвинова А. Ф. Экспериментальное определение напряжений местного изгиба в корытных балках. — «Вестник машиностроения», 1968, № 5.

36. Розенштейн Б. М. Исследование местных напряжений в ездовых полках мотовельных путей [0.53, 1961, вып. 3].

37. Савин Г. Н. Концентрация напряжений около отверстий. М.—Л., Гостехиздат, 1951.

38. Справочник по строительной механике корабля. Под ред. Ю. А. Шманского, т. 1. Л., Судпромгиз, 1958.

39. Стрелецкий Н. С. Курс металлических конструкций. Ч. 1. М.—Л., Стройиздат, 1940.

40. Стрелецкий Н. С. Основы статистического учета коэффициента запаса прочности сооружений. М., Стройиздат, 1947.

41. Стрелецкий Н. С., Белсия Е. И., Ведеников Г. С. и др. Металлические конструкции. Специальный курс. М., Стройиздат, 1965.

42. Стрелецкий Н. С., Геннев А. Н., Белсия Е. И. и др. Металлические конструкции. Изд. 3-е. М., Госстройиздат, 1961.

43. Стрелецкий Н. С., Стрелецкий Д. Н. Проектирование и изготовление экономичных металлических конструкций. М., Стройиздат, 1964.

44. Технические указания проектирования прочных железнодорожных мостов из алюминиевых сплавов. ВСН 76—62. М., Оргтрансстрой, 1962.

45. Технические условия проектирования железнодорожных, автодорожных и городских мостов и труб (СН 200—62). М., Трансжелдориздат, 1962.

46. Тимошенко С. П. Устойчивость упругих систем. М.—Л., Гостехиздат, 1946.

47. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. Изд. 2-е. М., изд-во «Наука» 1967.

48. Трофимов В. И. Исследование устойчивости и несущей способности металлических конструкций типа опор линий электропередачи. М.—Л., Госэнергоиздат, 1963.

49. Чувякин Г. М. Устойчивость двутавровых балок моносимметричного сечения. — «Строительная механика и расчет сооружений», 1968, № 2.

50. Шапиро Г. А. Работа заклепочных соединений стальных конструкций. М. Стройвоенмориздат, 1949.

51. Шмианский Ю. А. Проектирование прерывистых связей судового корпуса. М., Судпромгиз, 1949.

52. Юшкевич В. Н. К вопросу о центре изгиба крановых балок [0.54, 1967, № 285].

53. Вяхке Е. Funktions- und gestaltungsgerechte Bauweise wirtschaftlicher Krankonstruktionen. — «Deutsche Hebe- und Fördertechnik», 1965, № 12.

54. Gleifteste Schraubenverbindungen im Stahlbau. Veröffentlichungen des Deutschen Stahlbau-Verbandes, 1958, H. 12.

55. Kurlh F. Stahlbau, Bd. I, 11. Berlin, VEB Verlag, 1969.

56. Нойгебауер Р. Выбор рациональных и экономичных крановых конструкций. — «Черные металлы», 1962, № 9.

57. Neumann A. Probleme der Dauerfestigkeit von Schweissverbindungen. Berlin, VEB Verlag, 1960.

58. Neumann A. Sweisstechnisches Handbuch für Konstrukteure. Teil I—IV. Berlin, VEB Verlag, 1960—1962.

59. Stüssi F. Fragwerke aus Aluminium. Berlin, Springer, 1955.

60. Хейвуд Р. Г. Проектирование с учетом усталости. Пер. с англ. М., изд-во «Машиностроение», 1969.

Решетчатая конструкция (рис. 3.41, а, б) обладает наименьшим весом, наименьшей высотой от головки подкранового рельса до рельса на мосту и хорошей горизонтальной жесткостью. Ее недостатки: большая трудоемкость изготовления, более низкая усталостная прочность и невозможность применения на концевой балке выкатных колес. В настоящее время мостов такой конструкции изготавливают мало.

Коробчатая конструкция (рис. 3.41, в) обладает меньшей трудоемкостью изготовления, высокой усталостной прочностью, меньшей общей высотой моста и возможностью применения на концевой балке выкатных колес. В настоящее время этот тип конструкции моста имеет наибольшее распространение. Его недостатки: несколько больший вес и недостаточная горизонтальная жесткость для кранов больших пролетов при значительных скоростях их передвижения.

Рамная конструкция (рис. 3.41, г) по трудоемкости и весу близка к коробчатой, обладает хорошей жесткостью и применяется как для малых, так и для больших грузоподъемностей. Ввиду отсутствия преимуществ этой конструкции по сравнению с коробчатой (рис. 3.41, в) заметного распространения она не получила.

На рис. 3.42 приведены схемы поперечных сечений крановых мостов новых типов для кранов общего назначения, создаваемых в условиях совершенствования технологии изготовления листовых конструкций. Во всех случаях рельс расположен над стенкой, и специальные площадки для обслуживания либо отсутствуют,

либо их размеры сведены к минимуму. Благодаря уменьшению количества нерасчетных элементов в этих конструкциях достигается экономия веса.

Типы конструкций по рис. 3.43, а, б чаще всего применяются для кранов на открытых эстакадах для уменьшения высоты поддерживающих подкрановые балки колонн. Конструкция по рис. 3.43, б наиболее рациональна для весьма больших помещений. Конструкции по рис. 3.43, а, г, д удобны для низких помещений. Конструкции а — в годятся для любых грузоподъемностей, а, г, д — для малых и средних. В конструкции г к коробчатому поясу *l* присоединяется или балка (на рис. справа),

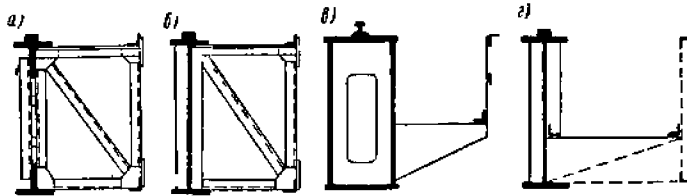


Рис. 3.41. Схемы поперечных сечений (половины моста) крановых мостов общего назначения распространенных конструкций: а, б — решетчатых; б — главная ферма — одностенчатая балка; в — коробчатых; г — рамных

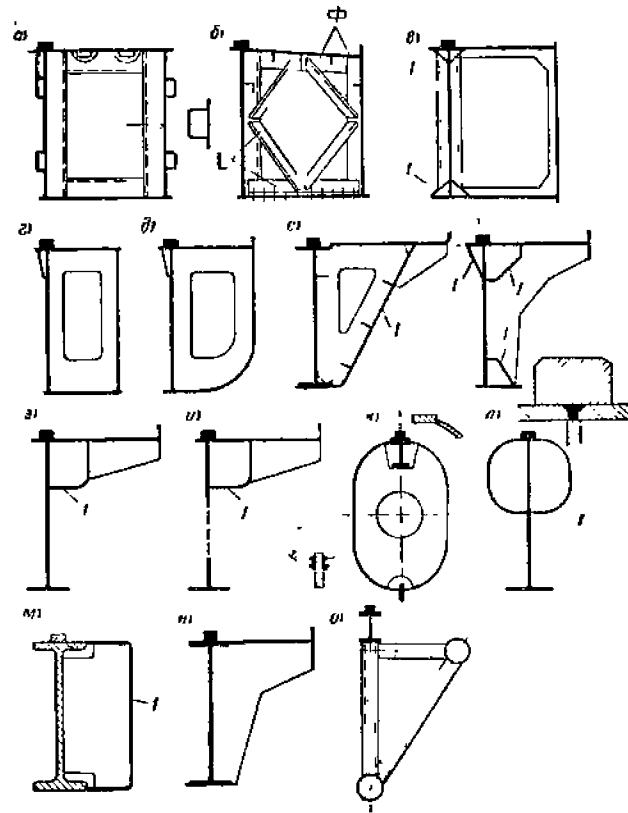


Рис. 3.42. Схемы поперечных сечений (половины моста) крановых мостов общего назначения новых типов; элемент *l* образует коробчатое сечение по всей длине балки

либо их размеры сведены к минимуму. Благодаря уменьшению количества нерасчетных элементов в этих конструкциях достигается экономия веса.

На рис. 3.42, а, б, в приведены коробчатые конструкции для средних и больших грузоподъемностей и пролетов. Поперечные размеры коробчатых сечений позволяют размещать в них электрооборудование и механизмы передвижения. В конструкции б наклон верхнего листа коробчатого сечения на 2° сделан для стока воды.

Часто крановый мост для одной половины изготавливается по схеме а, а для другой — по схеме г, причем последняя имеет минимально необходимую высоту, а а — повышенную для удобства обслуживания электрооборудования и механизма передвижения. В целях возможности использования конструкции г для кранов небольших грузоподъемностей ВНИИПТмаш разработал конструкцию, в которой боковая стенка выполняется в виде безраскосной фермы.

Остальные конструкции, приведенные на рис. 3.42, пригодны для средних и малых грузоподъемностей, а конструкции и и о из-за малой жесткости на кручение годятся только для малых пролетов при небольших скоростях передвижения кранов и при расположении кабины не в середине пролета. Конструкции з и и отличаются тем, что к коробчатому поясу *l* в конструкции з присоединяется балка, а в конструкции и — ферма. Конструкция к отвечает повышенным требованиям коррозионной стойкости. Вертикальная полоса в нижней части сечения компенсирует неточности, имеющие место при изготовлении обеих половин балки. Кроме того, вода, не задерживаясь на нижних закругленных частях, скатывается на полосу, что предохраняет листы от коррозии.

Специальные крановые мосты при тележках обычной конструкции бывают однопутными и двухпутными. Однопутные мосты, по которым в зависимости от назначения крана перемещается одна или две тележки, могут по конструкции не отличаться от мостов общего назначения (рис. 3.41 и 3.42), а также быть высокоподня-

или ферма (на рис. слева); конструкция г пригодна лишь для малых и средних пролетов.

При специальной конструкции тележки возможно создание однобалочного коробчатого моста (рис. 3.43, е — и), который имеет ряд преимуществ по сравнению с двухбалочным мостом: а) лучшее использование материала, что особенно при больших пролетах существенно снижает вес моста; б) меньшая стоимость изготовления при всех грузоподъемностях и пролетах; в) возможность в ряде случаев осуществления меньших расстояний от крюка до подкранового пути при крайнем положении тележки в пролете.

В настоящее время имеются успешно работающие однобалочные краны разнообразных грузоподъемностей 10—100 тс. На рис. 3.43, е показано сечение моста краша $Q = 20$ тс, $L = 20$ м с предварительным напряжением моста с помощью

стального каната, натянутого усилием 80 тс [0.13]. Так как высота и частично ширина моста зависят от его пролета, для конструкций з — м тележки данной грузоподъемности для разных пролетов должны иметь разные сменные длины консолей. Преимуществом конструкций к, л, и по сравнению с конструкциями з и и является

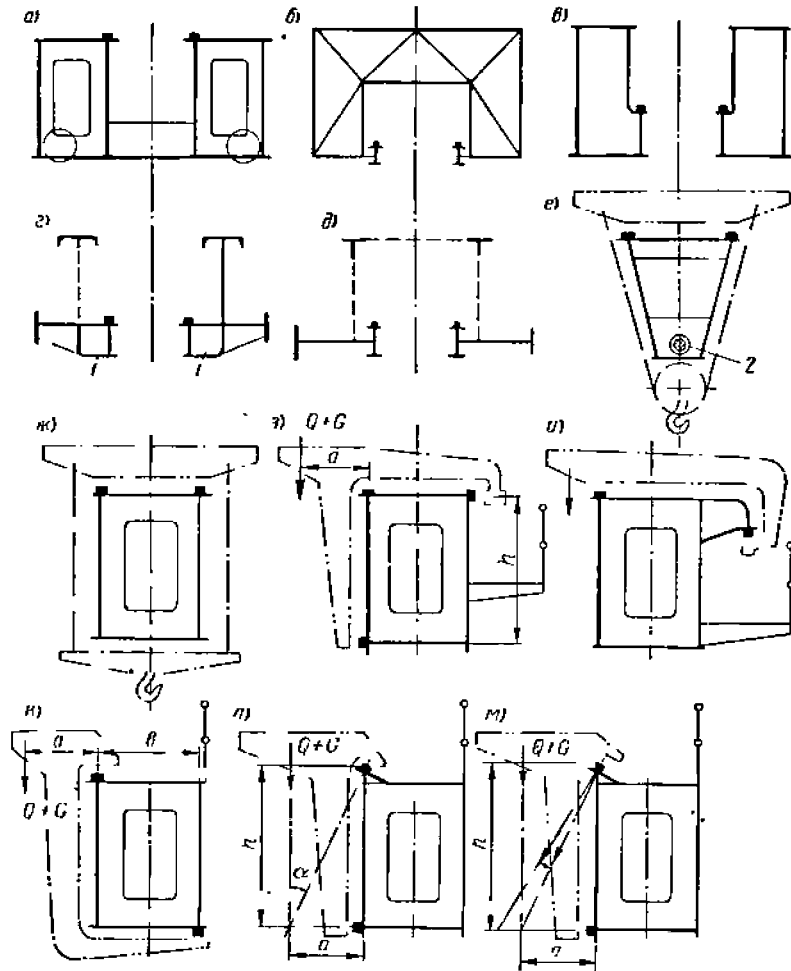


Рис. 3.43. Схемы специальных крановых однопутных мостов: а — высокоподнятый; б, в, г, д — с передвижением тележки внутри моста; в — и — однобалочный; элемент 1 образует коробчатое сечение по всей длине балки; 2 — стальной канат

отсутствие специальных площадок. К недостаткам конструкций е и ж следует отнести неудобство их обслуживания.

Специальные крановые двухпутные мосты применяются в основном для металлургических кранов [0.3, 0.13].

Высота H крановых мостов в зависимости от длины пролета L назначается в следующих пределах: для решетчатых мостов $\frac{H}{L} = \frac{1}{12}$ или $\frac{1}{14}$ и реже $\frac{1}{10}$ или $\frac{1}{16}$ (число панелей всегда четное и угол наклона раскосов у главных и вспо-

могательных ферм $\sim 45^\circ$); для коробчатых мостов обычно $\frac{H}{L} = \frac{1}{14} \div \frac{1}{18}$ и реже менее $\frac{1}{18}$. Наименьшая высота моста ограничивается его прогибом f или временем затухания колебаний t . Для мостовых электрических кранов допускается значение $[f] \leq \frac{L}{700}$ [0.46], для ручных $[f] \leq \frac{L}{400}$. Расчетный прогиб f определяется от статически действующей подвижной нагрузки (полезный груз + собственный вес тележки с грузозахватными приспособлениями). Время затухания колебаний порожнего крана (1.11) при $y_{\min} = 0,5$ мм и $y_{\max} = y_{\text{см}}$ рекомендуется иметь не более 15 сек [0.46]. База крана B , т. е. расстояние между ходовыми колесами в концевой балке, или между осями крайних балансирующих тележек у многоколесных кранов, если колея тележки или конструкция крана не требуют больших значений, принимается $B \geq \left(\frac{1}{7} \div \frac{1}{5}\right) L$.

В качестве материала для крановых мостов, начиная с грузоподъемности крана 75 тс, рациональны низколегированные стали.

Об устройстве галерей, площадок и лестниц на мостовых кранах см. в конце гл. II.

Имеется зарубежная практика изготовления мостовых кранов с мостами из алюминиевых сплавов грузоподъемностью до 180 тс при больших пролетах для работы в металлургическом производстве [28]. Известны комбинированные конструкции коробчатых мостов, у которых стенки коробок выполнены из алюминиевых листов, а в углах коробок применены стальные пояса [23]. Применение алюминия в мостовых кранах позволяет уменьшить нагрузку на подкрановые пути, или, сохраняя давление на колеса у кранового моста алюминиевой конструкции теми же, что и у стального моста, — повысить грузоподъемность крана. Относительная эффективность применения алюминиевых сплавов для крановых мостов повышается с уменьшением грузоподъемности кранов и увеличением их пролета. Снижение веса металлических конструкций мостов кранов общего назначения может достигать 50%.

Так как логарифмический декремент колебаний у алюминиевых балок почти вдвое больше, чем у стальных [11], для алюминиевых крановых мостов можно принимать значение допустимого расчетного прогиба $[f] \leq \frac{L}{500}$. При этом, поскольку модуль продольной упругости для алюминия в три раза меньше, чем для стали, требуется увеличение высоты алюминиевых балок по сравнению со стальными на 25—30%.

Расчетные нагрузки и их комбинации

Расчетные нагрузки мостов мостовых кранов общего назначения и их расчетные комбинации¹ приведены в табл. 3.43.

Собственный вес элементов крана может быть определен по графикам на рис. 3.44. Для кранов легкого режима работы веса, приведенные на графиках, следует уменьшать на 10%, а для кранов тяжелого режима работы — увеличивать на 10%. Для клепаных балок и ферм эти веса надлежит соответственно увеличивать на 10—15%. При применении низколегированных сталей веса следует уменьшать на 10—20%. Для решетчатых мостов погонные веса q_2 — главной и q_0 — вспомогательной ферм составляют

$$q_2 = (0,55 \div 0,70) q; \quad q_0 = (0,45 \div 0,30) q,$$

где q — погонный вес половины моста без концевых балок.

Первые числа в скобках относятся к кранам малой грузоподъемности, а вторые — к кранам большой грузоподъемности.

¹ В технических условиях ВНИИПТмаша на проектирование мостовых электрических кранов (2-е изд., 1960 г.) введен расчет мостов по методу предельного состояния.

3.43. Расчетные нагрузки для мостов мостовых кранов общего назначения

Нагрузки	Расчет на выносливость		Расчет на прочность и устойчивость		
	$[\sigma] = \frac{\sigma_{rk}}{n_I}$		$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_{II}}$		
	Комбинации нагрузок				
	Ia	Iв	IIa	IIв	IIс
Собственный вес элементов моста G с учетом коэффициентов толчков k_m	G	$k'_m G$	G	$k_m G$	G
Собственный вес тележки G_m с учетом коэффициентов толчков k_m	G_m	$k'_m G_m$	G_m	$k_m G_m$	G_m
Вес груза Q (включая грузозахват) с учетом динамических коэффициентов ψ и коэффициентов толчков k_m	$\psi_1 Q_{эк}$	$k'_m Q_{эк}$	$\psi_{II} Q$	$k_m Q$	Q
Горизонтальные силы инерции при торможении механизма передвижения крана P_u или тележки P'_u	—	P'_u	—	$2P'_u$	$(P''_u)_{\max}$

Примечания: 1. Комбинации нагрузок предусматривают работу следующих механизмов: Ia и IIa — кран неподвижен, подъем груза с землей для торможения его при опускании с половинной (Ia) и полной (IIa) скоростью; Iв и IIв — передвижение крана с грузом при нормальном (Iв) и резком (IIв) торможении моста; IIс — кран неподвижен, передвижение тележки с грузом при резком ее торможении (комбинация IIс относится к расчету только конечных балок моста).

2. Коэффициент асимметрии цикла r определяется исходя из напряжений σ_{min} — при положении тележки без груза в 1/4 пролета от опоры моста; σ_{max} — при положении тележки с грузом, соответствующем максимальному моменту для балок и максимальному усилию в стержне для ферм.

3. Для мостов специальных мостовых кранов имеют место дополнительные, например технологические, нагрузки у металлургических кранов, а также дополнительные комбинации нагрузок, например одновременное торможение моста и тележки.

4. Величины боковых сил R , приложенных к ребрам ходовых колес и возникающих при передвижении крана, можно принимать $R = 0,1 N$, где N — вертикальное давление на колесо, наибольшее при расчетах на прочность и среднее — при расчетах на выносливость. Эти боковые силы учитываются лишь для элементов конструкции, непосредственно воспринимающих давления на колеса (концевые балки и балансиры); на напряженное состояние основной конструкции моста влиянием силы R пренебрегают.

Вес решетчатых мостов малых пролетов практически тот же, что и коробчатых, а для больших пролетов решетчатые мосты легче коробчатых на 10—40% (большие значения — для малых грузоподъемностей).

Вес трансмиссионного вала (с подшипниками и муфтами) или троллеев (включая поддерживающие стойки) равен 0,1—0,2 тс/м. Вес центрального узла G_u , состоящего из электродвигателя, муфты, тормоза, редуктора и площадки, составляет для кранов среднего режима работы: при $Q \leq 15$ тс — 0,9 тс; при $Q = 20/5$ и $30/5$ тс — 1,2 тс, при $Q = 50/10$ и $75/20$ тс — 2 тс; при $Q = 100/20$ —250/30 тс — 2,7 тс.

Весы тележек см. том второй, гл. II.

Значения коэффициента толчков k_m см. раздел первый, п. 8; $k'_m = 1 + 0,5 \times (k_m - 1)$. Динамический коэффициент ψ_{II} определяется по формуле (3.102): для крановых мостов, рассчитываемых на выносливость (режимы работы ВТ, Т и ча-

стично С, если необходимость в расчете на выносливость вытекает из условий работы крана) $\xi = 2,0$ и $\psi_1 = 1 + 0,5(\psi_{II} - 1)$; для остальных крановых мостов $\xi = 1,0 \div 1,5$. Эквивалентная грузоподъемность $Q_{эк}$ определяется по формуле (1.41).

Инерционные горизонтальные нагрузки P'_u и P''_u , возникающие при нормальном торможении или разгоне моста или тележки, определяются по средней величине его ускорения $j = \frac{v_m}{t_u}$ за период торможения (разгона) t_m (см. раздел первый, п. 8).

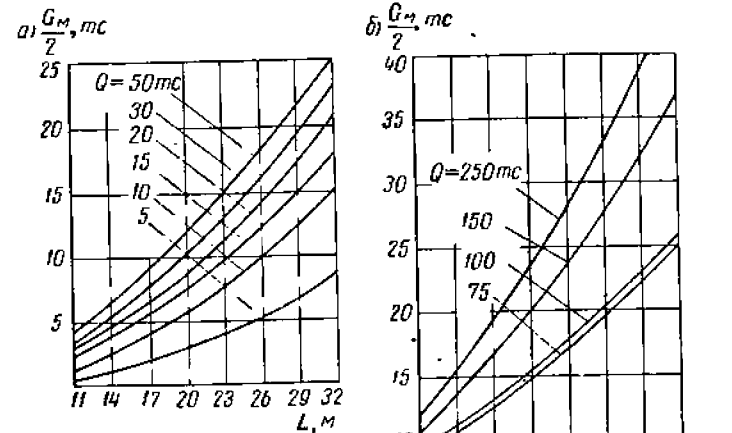


Рис. 3.44. Графики собственного веса металлических конструкций полноварных сварных коробчатых двухбалочных мостов (без концевых балок) из стали марки Ст. 3 для кранов среднего режима работы: а — см. [0.3]; б — по данным ЛЭПРО им. С. М. Кирова для $Q = 75$ тс и $Q = 100$ тс и по данным завода «Сибтяжмаш» для $Q = 150$ тс и $Q = 250$ тс

При резком торможении нагрузка P'_u удваивается, а нагрузка P''_u становится равной $(P''_u)_{\max} = m_m j_{\max}$. При статических расчетах конструкций сила инерции от тележки с грузом является сосредоточенной, а от собственного веса конструкции — распределенной.

Коэффициент асимметрии цикла r для комбинации нагрузок Ia, не пользуясь значениями параметров поперечного сечения моста, можно определять по формуле [0.13]

$$r = \frac{11G_m + 5G_m}{16(G_m + \psi_1 Q_{эк}) + 5G_m} \quad (3.179)$$

Ветровые нагрузки, а также гололед в случае установки кранов на открытом месте, при расчете мостов могут не учитываться [0.46].

Особенности расчета решетчатых мостов

Крановый мост рассчитывается путем разложения его на плоские фермы с учетом пространственности работы моста, заключающимся в определении возникающих в нижних поясах вспомогательных ферм дополнительных напряжений от кручения моста.

На мост крана действуют следующие нагрузки:

а) вертикальные давления ходовых колес тележки, передающиеся на обе главные балки (фермы); б) собственный вес конструкции моста, механизмов и электрооборудования, распределяющийся соответственно на главные и вспомогательные фермы; в) горизонтальные инерционные силы при торможении моста, воспринимающиеся горизонтальными связями, и при торможении тележки концевыми батками.

Каждая из ферм рассчитывается на непосредственно действующие на нее нагрузки кроме вспомогательных ферм, для которых по графикам рис. 3.45 в зависимости от моментов инерции J_1, J_2 и J_4 — главной и вспомогательной фермы и фермы нижних связей [0.13, 7] определяется нагрузка Q_2 от давления P ходовых колес, приложенных к главной ферме. Моменты инерции ферм определяются по формуле (3.98). На главную ферму от давления колеса P передается нагрузка $P - Q_2$. Разгружающее влияние вспомогательной фермы на главную практически мало, в то время как нагрузка Q_2 вызывает значительные напряжения в нижнем поясе вспомогательной фермы.

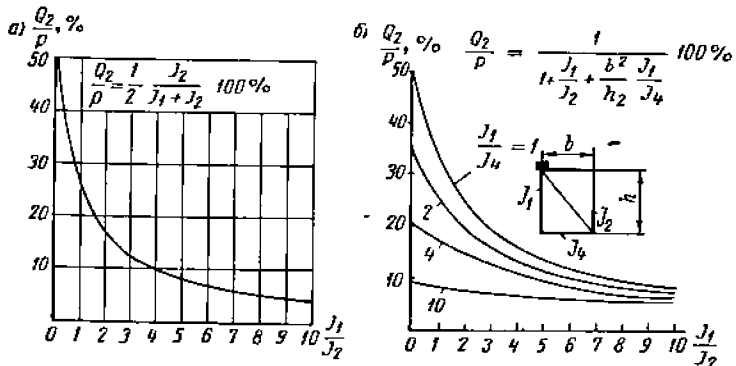


Рис. 3.45. График доли нагрузки Q_2 , приходящейся на вспомогательную ферму от силы P , приложенной к главной ферме: а — при движущейся тележке; б — при неподвижной тележке

Системы решеток ферм крановых мостов приведены на рис. 3.3, а, б, в. При определении усилий в стержнях главных ферм пользуются линиями влияния (рис. 3.46). Изгибающие моменты от местного изгиба верхнего пояса определяются по формуле (3.173).

Для верхнего пояса главных ферм применяется тавровое сечение (рис. 3.2, м), требуемая площадь которого может быть предварительно определена по вертикальным нагрузкам (комбинация II а)

$$F = \frac{N_n + \sqrt{N_n^2 + 8100 M_n \delta_c}}{2[\sigma]} \text{ см}^2. \quad (3.180)$$

Здесь M_n — момент местного изгиба в узле в $тс \cdot м$; N_n — осевое усилие в $тс$; δ_c — толщина стенки тавра (см), принимаемая для мостов из стали Ст. 3 $\delta_c = 0,8 \div 1,6$ см в зависимости от Q, L , и режима работы крана; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение в $тс/см^2$.

При определении $F_{оп}$ для клепаных конструкций F , определенное по формуле (3.180), надлежит увеличить на 15%. Площадь сечения следует распределить приблизительно поровну между стенкой и поясом тавра, соблюдая при этом соотношения, приведенные в табл. 3.18. После предварительного подбора сечения напряжения в нем проверяются в соответствии с комбинациями нагрузок IIа, IIв (табл. 3.43) по формулам (3.175) и (3.176). При этом при комбинации нагрузок IIв осевое усилие в поясе $N = N_n + N_z$, где $N_n = \frac{M_n}{h}$ — усилие в поясе от момента M_n в вертикаль-

ной плоскости; $N_z = \frac{2}{3} \frac{M}{a}$ — усилие в поясе верхней горизонтальной фермы от действия $2/3$ момента M_z , появляющегося при торможении моста; a — высота горизонтальной фермы (ширина площадки);

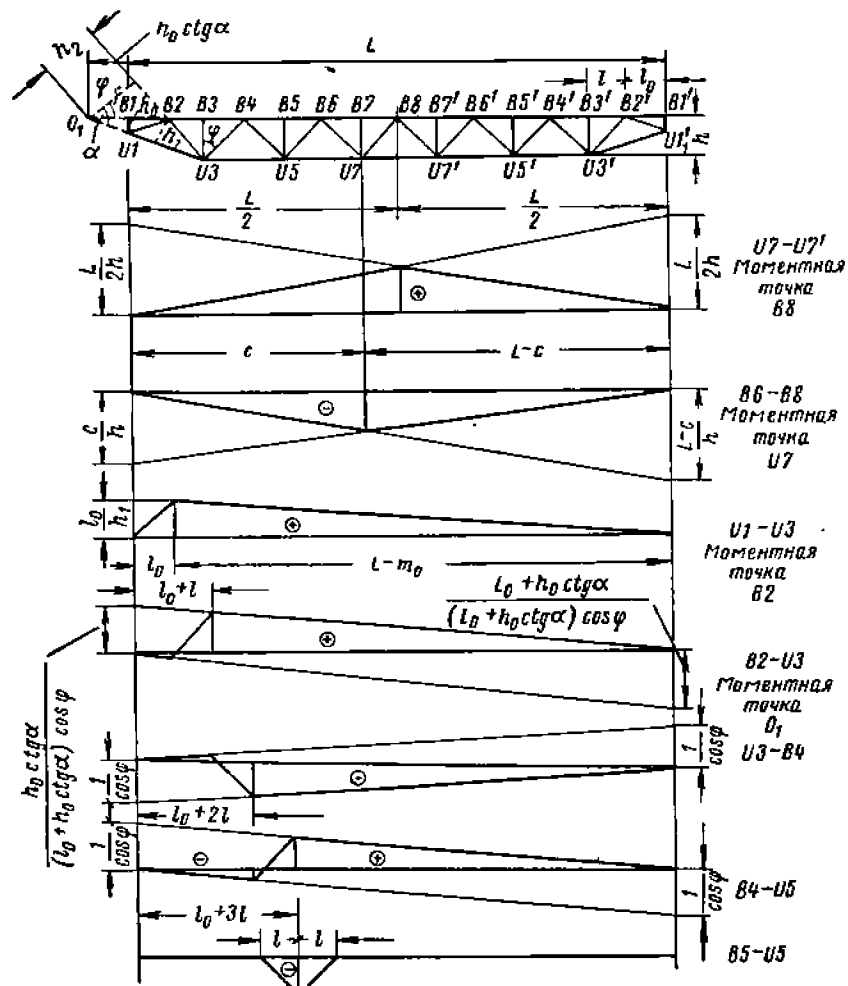


Рис. 3.46. Линии влияния для стержней главной фермы

Типы сечений стержней главной фермы см. на рис. 3.2, типовые узлы — на рис. 3.10.

Вспомогательные фермы при комбинации нагрузок IIа рассчитываются на суммарную нагрузку от собственного веса фермы, половины веса горизонтальных площадок и связей, соответствующей части веса механизма передвижения или троллеев, веса рабочих с инструментом (300 кгс) в середине пролета, соответствующей доли Q_2 от давления ходовых колес тележки (рис. 3.45).

Требуемая площадь сечения нижнего пояса фермы

$$F = \frac{N_n + N_z}{[\sigma]}$$

Здесь $N_n = \frac{M_n}{h}$ — усилие в поясе от момента M_n в вертикальной плоскости;

$N_z = \frac{1}{3} \frac{M_z}{a}$ — усилие в поясе нижней горизонтальной фермы от $1/3$ момента M_z ;

h — высота вспомогательной фермы по геометрической схеме.

После прочностного расчета главных и вспомогательных ферм по комбинациям нагрузок IIa и IIв производится поверочный их расчет на выносливость по комбинациям нагрузок Ia и Ib.

Прогиб решетчатых главных ферм мостовых кранов от подвижной статической нагрузки можно приближенно определять как прогиб балок, принимая момент инерции по формуле (3.98). При этом нагрузка от давления ходовых колес, принимая главную ферму уменьшается на величину, воспринимаемую вспомогательной фермой (рис. 3.45).

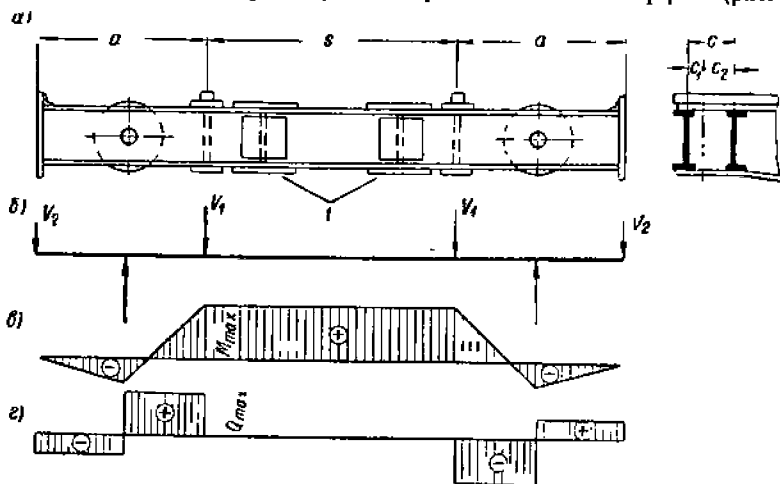


Рис. 3.47. Концевая балка решетчатого моста: а — конструкция балки; б — схема нагрузок; в — эпюра M ; г — эпюра Q ; 1 — монтажные болтовые (заклепочные) стыки

Прогиб главных балок мостовых кранов от подвижной статической нагрузки от четырехколесной тележки при разных давлениях на ходовые колеса $P_1 > P_2$ может быть достаточно точно определен при установке тележки так, чтобы наиболее нагруженное колесо P_1 находилось в середине пролета. Тогда

$$f_{\max} = \frac{P_1 L^3}{48 E J_x} [1 + \alpha (1 - \beta^2)], \quad (3.181)$$

где $\alpha = \frac{P_2}{P_1} < 1$; $\beta = \frac{b}{L}$.

Главным балкам (фермам), а также вспомогательным фермам при пролете их более 17 м в процессе изготовления должен придаваться строительный подъем, принимаемый в середине пролета $f = \frac{L}{1000}$ [0.46] и очерчиваемый по синусоиде с ординатами

$$y = f \sin \frac{\pi x}{L},$$

где x — расстояние от узла фермы или данного сечения балки до опоры (начала координат). Эти же требования сохраняются и для других типов мостов.

Горизонтальные фермы верхних связей рассчитываются на горизонтальные силы, возникающие при торможении моста, $2I_2$ которых считаются передающимися

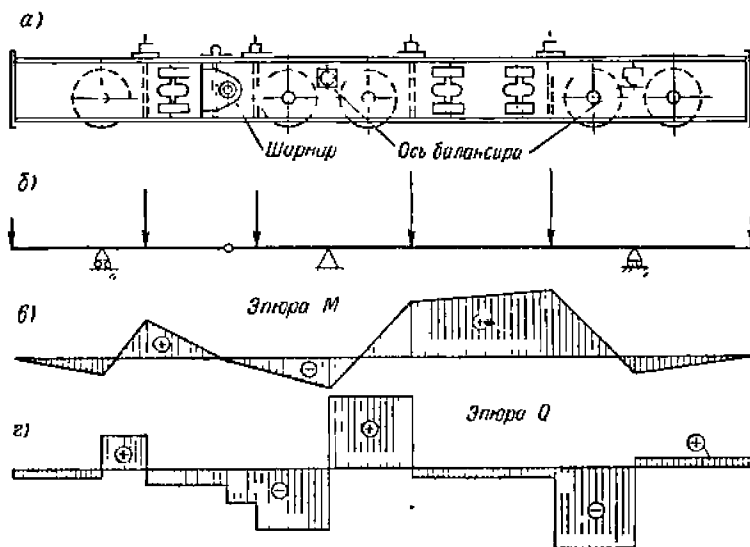


Рис. 3.48. Концевая балка козловой с двумя тележками на параллельных путях крана с тремя монтажными стыками и промежуточным шарниром

на верхние связи, а $1/8$ — на нижние. Нижние связи и рамы раскосы подбираются по предельным гибкостям ($[\lambda] = 150 \div 200$).

Концевые балки рассчитываются на изгиб от вертикальной нагрузки, передающейся концевой балке от главных V_1 и вспомогательных V_2 ферм, при крайнем положении тележки у балки (рис. 3.47). Проверка прочности производится для наиболее нагруженной ветви по моменту

$$M_1 = M_{\max} \frac{c_2}{c}$$

Такой расчет не учитывает всех обстоятельств работы концевой балки, и поэтому допускаемые напряжения в ней обычно полностью не используются.

При комбинациях нагрузок IIв и IIс концевая балка испытывает изгиб в горизонтальной плоскости от действующих на мост сил $2P'_n$ и $(P'_n)_{\max}$ [0.13]. Для уменьшения давления на ходовые колеса, а в некоторых случаях для упрощения балансирной системы и уменьшения габарита по высоте, концевые балки иногда устраиваются шарнирными на трех и большем числе колес каждая (рис. 3.48).

Мосты посадочных и некоторых других металлургических кранов с жестким подъемом груза характерны прямолинейным (без скосов) очертанием нижних поясов главных балок (ферм), по которым перемещаются предохранительные ролики, укрепленные на шахте тележки (рис. 3.49). При установке хобота с захватами поперек

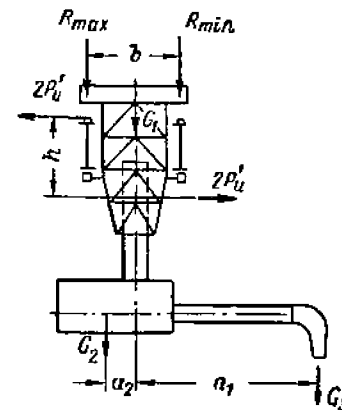


Рис. 3.49. Вертикальные нагрузки на главные балки у крана с жестким подъемом груза при учете инерционных сил

моста и учете инерционных сил величина наибольшей нагрузки на главную балку (ферму) моста будет равна

$$R_{\max} = \frac{G_1}{2} + \frac{G_2}{b} a_2 + \frac{b}{2} - \frac{G_3}{b} \left(a_1 - \frac{b}{2} \right) + 2P_{\text{ин}} \frac{h}{b}. \quad (3.182)$$

Здесь $G_m = G_1 + G_2 + G_3$ — вес тележки с грузом.

Нижний пояс главной фермы должен быть проверен на давление предохранительных роликов (особый случай нагрузок) [0.13].

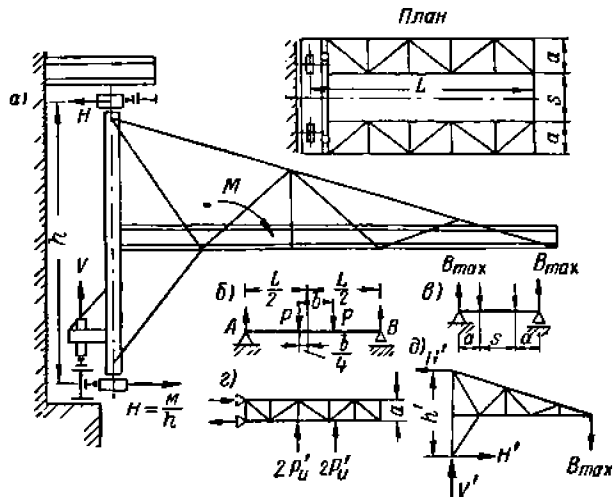


Рис. 3.50. Расчетные схемы консольного крана: а — общей конструкции; б — подрельсовой двутавровой балки; в — торцевой швеллерной балки; г — горизонтальной фермы связей; д — боковой фермы

При большой длине в пролетном строении решетчатых мостов устраиваются монтажные стыки на чистых или высокопрочных болтах (заклепка).

Металлические конструкции передвижных консольных кранов рассчитываются подобно крановым мостам. В расчетных схемах (рис. 3.50) V_{\max} — опорное давление подрельсовой (главной) балки на концевую балку при положении тележки на наибольшем вылете; $2P'_{\text{ин}}$ — инерционные силы, воспринимаемые горизонтальными фермами.

Особенности расчета коробчатых мостов

При рельсе по оси балки (см. рис. 3.41, в) ее ширина по осям вертикальных листов должна удовлетворять следующим условиям:

$$B \geq \frac{L}{50} \text{ и } B \geq \frac{H}{3}.$$

Наибольший изгибающий момент в главной балке от давлений ходовых колес четырехколесной тележки действует в сечении под колесом 1, находящимся от левой опоры на расстоянии $x_1 = 0,5(L - a_1)$ (рис. 3.51, а), и равен

$$M_1^{\max} = R \frac{(L - a_1)^2}{4L}, \quad (3.183)$$

где $R = P_1 + P_2$ и $a_1 = \frac{P_2 b}{R}$. Аналогично в сечении под колесом 2

$$M_2^{\max} = R \frac{(L - a_2)^2}{4L} \text{ при } x_2 = 0,5(L + a_2) \text{ и } a_2 = \frac{P_1 b}{R}.$$

$$\text{В случае } P_1 = P_2 = P, R = 2P, a_1 = a_2 = \frac{b}{2}, M_{\max} = \frac{P}{2L} \left(L - \frac{b}{2} \right)^2 \text{ и } x_1 = \frac{L}{2} - \frac{b}{4}.$$

При восьмиколесной тележке наибольший изгибающий момент в сечении под колесом 1, находящимся от левой опоры на расстоянии $x_1 = 0,5(L - a_1)$ (рис. 3.51, б), также выражается формулой (3.183), где $R = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$. Наибольший изгибающий момент в сечении под колесом 2 [0.13]

$$M_2^{\max} = R \frac{(L - a_2)^2}{4L} - P_1 a_{12} \text{ при } x_2 = 0,5(L - a_2).$$

Аналогично определяются величины x_3 и x_4 и соответствующие им значения M_3^{\max} и M_4^{\max} .

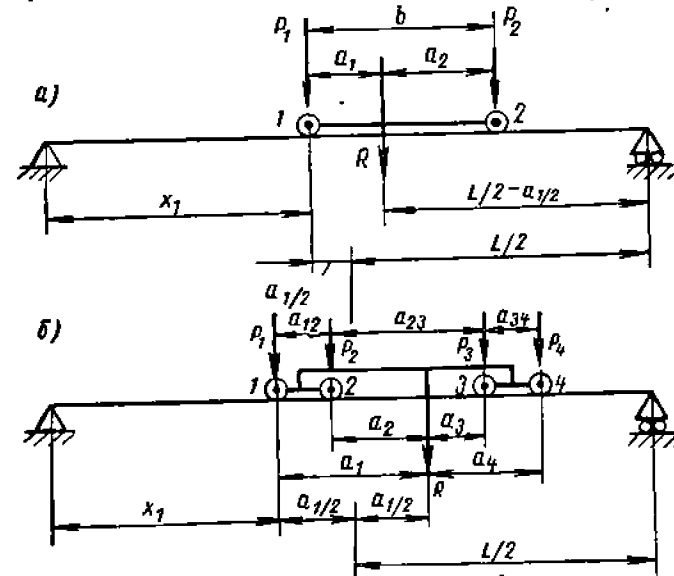


Рис. 3.51. Схема нагрузок на главную балку: а — для четырехколесной тележки; б — для восьмиколесной тележки

При определении наибольших изгибающих моментов и перерезывающих сил от динамических нагрузок давления ходовых колес тележек должны быть вычислены с учетом коэффициентов k_m и ψ в соответствии с табл. 3.43.

Горизонтальные нагрузки от сил инерции, возникающие при движении моста, распределяются поровну между обеими главными балками. При нормальном торможении на каждую балку действует момент

$$M_{\max}^2 = 0,8 M_{\max}^1 \frac{j_{\text{м}}}{g}, \quad (3.184)$$

где $j_{\text{м}} = \frac{v_{\text{м}}}{t_{\text{м}}}$ — среднее ускорение моста за период торможения (разгона) его $t_{\text{м}}$; g — ускорение силы тяжести.

Коэффициентом 0,8 учитывается частичная заделка главной балки в концевых балках. При резком торможении M_{\max}^2 удваивается.

Опорное сечение главной балки проверяется на срез по формуле (3.75). Напряжения от скручивающих нагрузок, возникающие вследствие эксцентричного

расположения площадки с оборудованием, а при торможении (разгоне) моста — от инерционных сил массы тележки с грузом, для коробчатых балок малы, а потому могут не учитываться. Малое влияние кручения на работу коробчатой балки означает, что в случае надобности рельс можно располагать в любом месте по ширине балки, в том числе и над стенкой.

Условия выносливости и прочности для главных балок, соответствующие указанным выше комбинациям нагрузок (см. табл. 3.43), выражаются формулами:

$$\left. \begin{aligned} \text{Ia } \sigma_{\max} &= \frac{M_{\max}^a}{W_{x \min}} \leq [\sigma_{rk}]; & \text{Iв } \sigma_{\max} &= \frac{M_{\max}^a}{W_{x \min}} + \frac{M_{\max}^y}{W_y} \leq [\sigma_{rk}]; \\ \text{IIa } \sigma_{\max} &= \frac{M_{\max}^a}{W_{x \min}} \leq [\sigma]; & \text{IIв } \sigma_{\max} &= \frac{M_{\max}^a}{W_{x \min}} + \frac{2M_{\max}^y}{W_y} \leq [\sigma]. \end{aligned} \right\} (3.185)$$

Здесь $W_{x \min}$ — наименьший момент сопротивления сечения балки относительно горизонтальной нейтральной оси xx ; W_y — момент сопротивления сечения балки относительно вертикальной нейтральной оси yy .

Если рельс крепится к верхнему поясу коробчатой главной балки прижимными лапками, то при расчете балки его сечение не учитывается. Проверка прочности верхнего поясного листа коробчатых балок производится с учетом его местного изгиба по приведенным напряжениям (3.91), а расчет прочности рельса — по формуле (3.92).

При расположении рельса над стенкой балки в ней должны быть учтены местные напряжения от давления ходовых колес (3.84) и при широких балках (см. рис. 3.42, а, б, в) — напряжения от стеснения при изгибе (3.164).

Для главных балок следует также проверить их расчетный прогиб f (см. стр. 305), а у кранов для точных (например, сборочных) работ — также время затухания их колебаний.

Напротив мест крепления кронштейнов, поддерживающих площадки, в главных балках ставятся большие диафрагмы. Расстояние между малыми диафрагмами определяется из условия прочности рельса (см. третий раздел, гл. 1, п. 4). Расчет местной устойчивости элементов главных балок см. там же.

Концевые балки в вертикальной плоскости изгибаются под действием опорных давлений главных балок при крайнем положении тележки с грузом у рассматриваемой балки. Эти давления можно считать одинаковыми как для приводной, так и для троллейной стороны моста. Влияние собственного веса концевой балки при расчете обычно не учитывается. При расчете принимают, что в горизонтальной плоскости концевая балка при торможении тележки изгибается двумя силами $(P_u)_{\text{твх}}$. Кроме того, концевые балки подвергаются изгибу в горизонтальной плоскости при торможении моста. Концевые балки проверяются только на прочность по комбинациям нагрузок IIa и IIc:

$$\text{IIa } \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}^a}{W_{x \min}} \leq [\sigma]; \quad \text{IIc } \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}^a}{W_{x \min}} + \frac{M_{\max}^c}{W_y} \leq [\sigma]. \quad (3.186)$$

Проверяются также σ и τ в сечении балки над буксой.

Момент инерции концевой балки относительно вертикальной оси для обеспечения ее жесткости в горизонтальной плоскости, необходимой для нормальной работы ходовых колес крана, принимается обычно не меньшим, чем момент инерции главной балки относительно той же оси в месте присоединения ее к концевой балке.

Монтажные схемы крановых мостов бывают двух типов: 1) с присоединением пролетного строения к концевым балкам на заводе-изготовителе; в этом случае концевые балки имеют один или два монтажных стыка на чистых или высокопрочных болтах (заклепках); 2) с присоединением пролетного строения к концевым балкам на монтаже; при этом концевые балки делаются без стыков.

Монтажная схема первого типа применяется чаще.

Поперечное сечение моста рамного типа состоит из (рис. 3.52, а): одностенчатой главной балки 1, решетчатой вспомогательной фермы 2, горизонтальной балки 3, одновременно являющейся верхним поясом балки 1, горизонтальной балки в плоскости настила 4, которая может совпадать с нижним поясом балки 1. Поперечные рамы связывают все балки в пространственную систему, которая по концам присоединена к концевым балкам. Горизонтальные балки 3 и верхние пояса концевых балок образуют горизонтальную раму. Расчетные нагрузки и их комбинации приведены в табл. 3.43.

Расчет главной балки от вертикальной нагрузки (собственный вес и вес тележки с грузом) можно вести без учета пространственности конструкции моста, т. е. без учета разгружающего влияния вспомогательной фермы.

Для расчета горизонтальной балки 3 принимается, что горизонтальные нагрузки, приложенные в плоскости балки, воспринимаются горизонтальной рамой, образованной из этих балок и верхних поясов концевых балок. Изгибающий момент в месте заделки балки 3 в концевую балку может быть приближенно учтен уменьшением

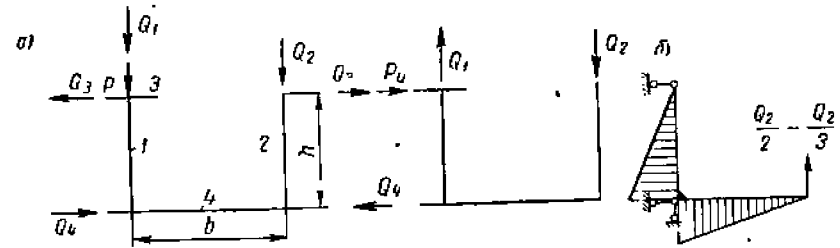


Рис. 3.52. Мост рамного типа: а — схема поперечного сечения; б — эпюры изгибающих моментов для поперечной рамы

изгибающего момента для балки 3 в горизонтальной плоскости, определенного как для балки на двух опорах, на 20% ($M = \frac{PL}{5}$ вместо $M = \frac{PL}{4}$). Для расчета вспомогательной фермы принимается, что вертикальная нагрузка в плоскости вспомогательной фермы воспринимается этой фермой. Нагрузки, передающиеся на вспомогательную ферму от тележки с грузом, определяются по графикам на рис. 3.45.

Расчет поперечных рам производится от действия сил, передающихся от главной фермы к вспомогательной, т. е. от силы [0.13]

$$Q_2 = \frac{P}{1 + \frac{J_1}{J_2} + \frac{b^2}{h^2}} + \frac{J_3}{J_3 + J_4} \cdot \frac{h}{b} \cdot \frac{P_n}{2}, \quad (3.187)$$

Основную нагрузку передают три средние рамы [7]. Для приближенного расчета можно прочностной расчет рамы вести по нагрузке $\frac{Q_2}{2}$ или $\frac{Q_2}{3}$ в зависимости от соотношения базы тележки и расстояния между рамами. Эпюры изгибающих моментов для поперечной рамы приведены на рис. 3.52, б. Особенностью расчета мостов этого типа является необходимость проверки устойчивости открытого сжатого верхнего пояса вспомогательной фермы.

Для полного использования материала пояса его следует рассчитать из условий устойчивости в плоскости фермы, а затем определить требуемую жесткость рам, обеспечивающих тот же запас устойчивости (ту же гибкость) пояса при выпучивании из плоскости фермы.

Проверка устойчивости пояса в плоскости фермы производится на длине панели l , а из плоскости — на длине $l_p = \mu L$, где L — пролет фермы. В случае, если окажется, что $l_p < l$, проверку устойчивости верхнего пояса из плоскости фермы

Козловые краны

Типы конструкций козловых кранов общего назначения, снабженные такой же тележкой, как и у мостовых кранов, имеют верхнее пролетное строение, аналогичное крановому мосту решетчатой или предпочтительней листовой конструкции (см. рис. 3.41, 3.42 и 3.43). Применяются также для малых и средних грузоподъемностей козловые краны с монорельсами (рис. 3.54, а—д). Козловые краны обычно имеют две высокие опоры, образующие с верхним строением портал, реже одну высокую опору, образующую с верхним строением полуportal. Козловые краны бывают бесконсольные, одноконсольные и двухконсольные.

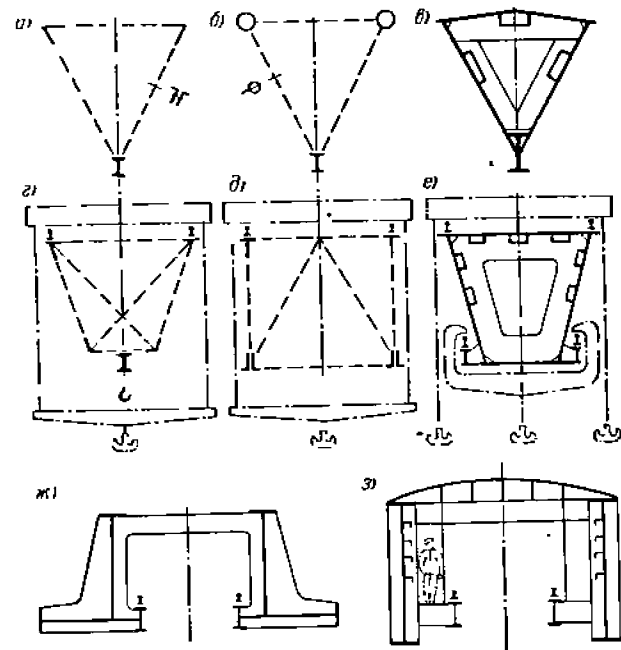


Рис. 3.54. Схемы поперечных сечений верхнего строения козловых кранов (см. также рис. 3.41, 3.42, 3.43)

К пролетным строениям козловых кранов опоры крепятся либо обе жестко, либо одну из опор присоединяют к мосту жестко (жесткая опора), а другую — шарнирно (гибкая опора); в последнем случае металлическая конструкция козлового крана принципиально не отличается от металлической конструкции мостового перегружателя (рис. 3.55). Необходимость в устройстве гибкой опоры (обычно при пролетах L свыше 25 м) определяется исходя из суммарного горизонтального смещения обеих опор на уровне головки подкрановых рельсов $\delta = \delta_p + \delta_t$, где перемещение от тележки с грузом

$$\delta_p = \frac{h}{2EI} \sum P_i (L - x_i) x_i \quad (3.188)$$

Здесь h, J — высота и момент инерции (при изгибе в плоскости портала) опоры; P_i — давление на колесо тележки, находящееся в пролете на расстоянии x_i от опоры.

надлежит производить на длине панели l . Коэффициент μ зависит от параметра, определяемого по выражению

$$\xi = \frac{L^4}{16l\delta EJ_n}$$

где L — расчетный пролет фермы; l — длина панели; J_n — момент инерции сжатого пояса (среднее значение по длине) относительно вертикальной оси; δ — наибольшее

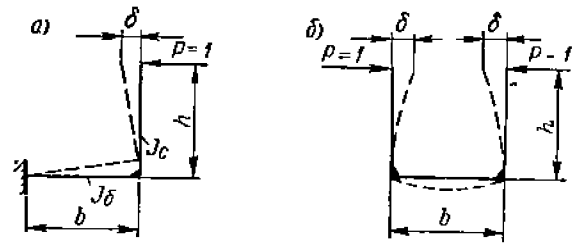


Рис. 3.53. Схемы рам с открытым сжатым поясом: а — один пояс; б — два пояса

горизонтальное перемещение верхних узлов рам (исключая опорные) от единичных сил ($P = 1$), равное при схеме на рис. 3.53, а

$$\delta = \frac{h^3}{3EJ_c} + \frac{bh^2}{EJ_b}$$

и при схеме на рис. 3.53, б

$$\delta = \frac{h^3}{3EJ_c} + \frac{bh^2}{2EJ_b}$$

Здесь h — высота стойки, равная расстоянию от центра тяжести сечения сжатого пояса до верха поперечной балки; b — расстояние между осями ферм (балок); J_c — момент инерции сечения стойки, соответствующей изгибу из плоскости фермы; J_b — момент инерции сечения поперечной балки.

3.44. Значения коэффициентов μ^1 (жесткость опорных стоек одинакова со всеми остальными)

ξ	1	3	5	10	15	20	50	100	150	200	300	500	1000
μ	2,22	1,28	0,99	0,70	0,57	0,54	0,43	0,34	0,28	0,26	0,24	0,21	0,18

¹ См. Е. О. Пятон и Б. И. Горбунов. Стальные мосты. Т. 1, Харьков — Киев, ОНТИ, 1935 (По С. П. Тимошенко).

Значения коэффициента μ в зависимости от ξ для ферм (балок) с параллельными поясами приведены в табл. 3.44. Если значение $\xi > 1000$, расчетную длину пояса можно находить по приближенной формуле

$$\mu L = 2 \sqrt{l\delta EJ_n}$$

Если при расчете рам из условия получения одинаковой гибкости для пояса как в плоскости, так и из плоскости ферм, стойки получаются слишком мощными, может оказаться целесообразным усилить пояс. Задача решается путем ряда пробных подсчетов. Наиболее выгодное решение будет то, при котором суммарное количество материала в поясе и стойках будет наименьшим.

О стропильном подъеме для крановых мостов см. стр. 310.

$$\delta_t = \alpha L t, \quad (3.189)$$

где коэффициент линейного расширения $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$.

Если $\delta < \Delta$, где Δ — зазор между ходовыми колесами и рельсом в перпендикулярном к нему направлении, то обе опоры выполняют жесткими. Если $\delta \geq \Delta$, надо применить гибкую опору.

Конструкции опор бывают решетчатые, листовые открытого сечения или коробчатые; причем тип конструкции опор должен соответствовать типу конструкции пролетного строения моста.

В настоящее время в судостроении находят применение козловые краны грузоподъемностью до 800 тс, с пролетами до 140 м, высотой до 70 м [21, 27, 42].

Параметры верхнего строения для козлового крана выбираются так же, как и для мостового. Достаточность выбранной базы B должна быть проверена с учетом условий устойчивости крана в поперечном направлении при ветре вдоль подкрановых путей. При наличии консолей устойчивость крана должна быть проверена также в продольном направлении при положении тележки на конце консоли и ветре вдоль крана.

Расчетные нагрузки металлических конструкций козловых кранов общего назначения и их расчетные комбинации приведены в табл. 3.45.

Вес верхнего строения бесконсольного крана приблизительно соответствует весу кранового моста, пролет которого равен длине пролетного строения козлового крана. Вес 1 м опор крана составляет 0,2—0,4 веса 1 м верхнего строения.

Нагрузки на козловые краны от собственного веса тележек и от инерционных сил в вертикальной и горизонтальной плоскостях при торможении механизма подъема и передвижения тележек те же, что и у мостовых кранов (п. 5). Так же, как и для мостовых кранов, определяются значения $Q_{ак}$.

Необходимые для вычисления динамического коэффициента ψ значения $m_{кр}$ и $U_{ст}$ в зависимости от схемы крана приведены в табл. 3.22. При этом для расчета верхнего строения тележка считается расположенной в середине пролета, а для расчета опор — в крайнем положении.

Нагрузки от инерционных сил в горизонтальной плоскости при торможении кранов имеют отличие от аналогичных нагрузок у мостовых кранов, так как у козловых кранов инерционная сила P_u приложена на большом расстоянии a от осей ходовых колес (рис. 3.61, б). При торможении в направлении тормозных колес наибольшая расчетная величина ускорения (1.17) будет равна

$$i \leq \mu_0 g \frac{N'_{np}}{N}, \quad (3.190)$$

где

$$N'_{np} = \frac{N_{np}}{1 - \frac{a}{b} \mu_0} > N_{np}. \quad (3.191)$$

Здесь N'_{np} и N — давления на приводные колеса и полное давление на все колеса от вертикальных нагрузок; μ_0 — коэффициент сцепления.

Величины боковых сил, возникающих при передвижениях крана со скоростями, близкими к скоростям мостовых кранов, можно принимать такими же, как и для мостовых кранов, т. е. равными

$$R = 0,1N, \quad (3.192)$$

где N — вертикальное давление на колесо, наибольшее при расчетах на прочность и среднее — при расчетах на выносливость. При передвижениях крана с малыми скоростями величины боковых сил следует определять только из условий забега одной из опор, когда

$$R = \frac{(W_A - W_B) L}{2b}, \quad (3.193)$$

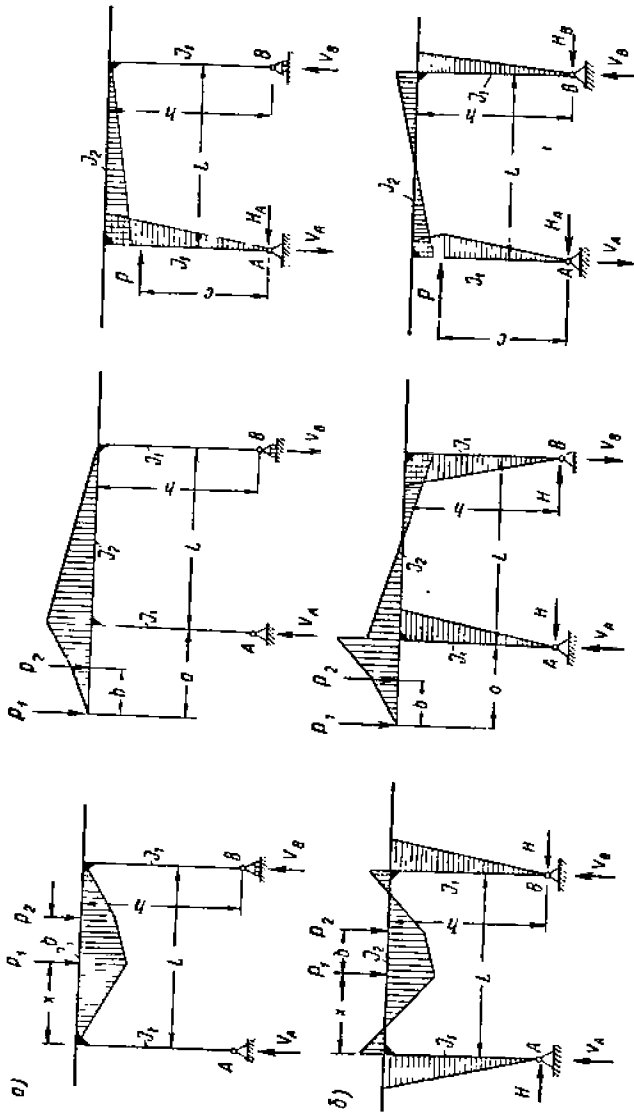


Рис. 3.55. К расчету козлового крана как жесткой рамы: а — для моста в движении; б — для неподвижного моста; в, г — расчетные схемы бесконсольного крана

где W_A и W_B — сопротивления передвижению с обеих сторон при $W_A > W_B$. Наибольшее усилие перекоса имеет место при положении грузовой тележки у опоры, а при наличии консоли — на конце ее. Величина распора определяется по формулам табл. 3.40.

3.45. Расчетные нагрузки для металлических конструкций козловых кранов общего назначения

Нагрузки	Расчет на выносливость		Расчет на прочность и устойчивость		
	$[\sigma] = \frac{\sigma_{rk}}{n_1}$		$[\sigma] = \frac{\sigma_{r1}}{n_{11}}$		
	Комбинации нагрузок				
	Ia	Iв	IIa	IIв	IIIc
Собственный вес элементов крана G с учетом коэффициентов толчков k_m	G	$k'_m G$	G	$k_m G$	$k_m G$
Собственный вес тележки G_m с учетом коэффициентов толчков k_m	G_m	$k'_m G_m$	G_m	$k_m G_m$	$k_m G_m$
Вес груза Q (включая грузозахват) с учетом динамических коэффициентов ψ и коэффициентов толчков k_m	$\psi_1 Q_{эж}$	$k'_m Q_{эж}$	$\psi_{II} Q$	$k_m Q$	$k_m Q$
Горизонтальные силы инерции при торможении механизма передвижения крана P'_u или тележки P''_u	—	P'_u	—	$2P'_u$	$(P''_u)_{\max}$
Боковые силы при перекосе крана	—	R	—	R_{\max}	—
Давление ветра P_{aII}	—	—	P_{aII}	P_{aII}	P_{aII}
Распор для кранов с обеими жесткими опорами	H	—	H_{\max}	—	—

Примечания: 1. Комбинации нагрузок предусматривают работу следующих механизмов: Ia и IIa — кран неподвижен, подъем груза с земли или торможение его при опускании с половинной (Ia) и полной (IIa) скоростью; Ib и IIв — передвижение крана с грузом при нормальном (Iв) и резком (IIв) торможении крана; IIIc — передвижение крана и тележки с грузом при резком торможении тележки (комбинация IIIc относится к расчету только жестких опор).

2. Коэффициент асимметрии цикла γ определяется исходя из напряжений: σ_{\min} — при положении тележки без груза, в $1/4$ пролета от опоры кранов и на середине длины консоли; σ_{\max} — при положении тележки с грузом, соответствующем максимальному моменту для балок или максимальному усилию в стержне для ферм.

3. Для металлических конструкций специальных козловых кранов имеют место дополнительные нагрузки, а также дополнительные их комбинации, например одновременное торможение механизмов передвижения крана и тележки. Для бесшарнирных высоких козловых кранов надо учитывать давление ветра нерабочего состояния P_{aIII} . В соответствующих случаях надо учитывать сейсмические нагрузки как вдоль, так и поперек пролета (раздел первый, п. 10).

Металлические конструкции козловых кранов с гибкой опорой рассчитываются аналогично металлическим конструкциям мостовых перегружателей. При двух жестких опорах мост козлового крана рассчитывается как жесткая китучая рама (рис. 3.55). Пролетное строение (ригель) моста рассчитывается для случая, когда кран находится в движении; при этом величина распора близка к нулю, а по-

тому при расчете ригеля его разгружающее влияние учитывать не следует (рис. 3.55, а). Опоры моста рассчитываются как стойки двухшарнирной жесткой рамы для случая, когда мост неподвижен (рис. 3.55, б), на вертикальную нагрузку (вес пролетного строения и собственный вес опоры, вес тележки с грузом) и горизонтальную нагрузку (ветер, инерционные силы при торможении тележки и распор от подвижной нагрузки). Напряженное состояние опор определяется их работой в двух плоскостях: в плоскости пролета и в плоскости подкранового пути. Время затухания колебаний моста в вертикальной плоскости определяется как и у мостового крана. При определении колебаний моста в горизонтальной плоскости вдоль пролета при торможении тележки период свободных колебаний моста

$$\tau = 2\pi \sqrt{m\delta} \text{ сек.} \quad (3.194)$$

где m — масса тележки + масса верхнего строения + одна треть массы опор, δ — горизонтальное смещение верхнего строения портала (массы m) от единичной горизонтальной силы.

При двух неподвижных опорах (рис. 3.55, б)

$$\delta = \frac{h^3 (2k + 1)}{12EJ_1 k} \quad (3.195)$$

При одной неподвижной опоре (рис. 3.55, а)

$$\delta = \frac{h^3 (k + 1)}{3EJ_1 k} \quad (3.196)$$

Здесь $k = \frac{h}{L} \frac{J_2}{J_1}$. Если размеры поперечного сечения опоры изменяются по высоте,

для J_1 можно принимать среднее значение моментов инерции для верхнего и нижнего сечений. Величину логарифмического декремента затухания γ для кранов средней и большой грузоподъемности можно принимать равной 0,2. Краны с гибкой опорой имеют большее значение τ и времени затухания колебаний.

Мостовые перегружатели

Основные типы металлических конструкций мостовых перегружателей приведены на рис. 3.56.

При пролете моста L оптимальная длина консолей $l = (0,20 \div 0,35) L$. Высота главных ферм в пролете $h = (1/8 \div 1/12) L$; высота ферм над опорами принимается $1/8 - 1/9$ длины консолей. Решетка главных ферм — треугольная с дополнительными стойками, раскосная и ромбическая. Длина панели обычно выбирается так, чтобы угол наклона раскосов составлял 40—50°. Расстояние между главными фермами принимается $(1/15 \div 1/12) L$, если колея тележки (или наличие двух колеи) не требует большей ширины. Поперечные рамы пролетного строения (рис. 3.57, а — р) могут быть замкнутыми или П-образными. Раскосы замкнутых рам обычно подбираются по предельной гибкости. В настоящее время начинают получать распространение листовые конструкции мостовых перегружателей как с замкнутым, так и с П-образным поперечным сечением (рис. 3.57, р) [20].

Мостовые перегружатели больших пролетов имеют в горизонтальной плоскости шарнирное соединение опор с мостом для возможности забега одной из них. Для этого жесткая опора присоединяется к мосту в горизонтальной плоскости с помощью цилиндрического шарнира, а гибкая — с помощью шарового (рис. 3.58). При перекосе пролетного строения до 6° расстояние между колесами опор принимает значение $L' = 1,0055L$ (например, для $L = 76,2$ м увеличивается на 420 мм). При этом гибкая опора наклоняется внутрь пролета. Для уменьшения наибольшего угла наклона гибкой опоры при расстоянии между колесами крана, равном пролету моста, гибкую опору делают наклонной наружу пролета.

Для основных тяжело нагруженных элементов конструкции перегружателей целесообразно применение низколегированных сталей, для остальных рабочих элементов — стали марки ВМ Ст.Зсп.

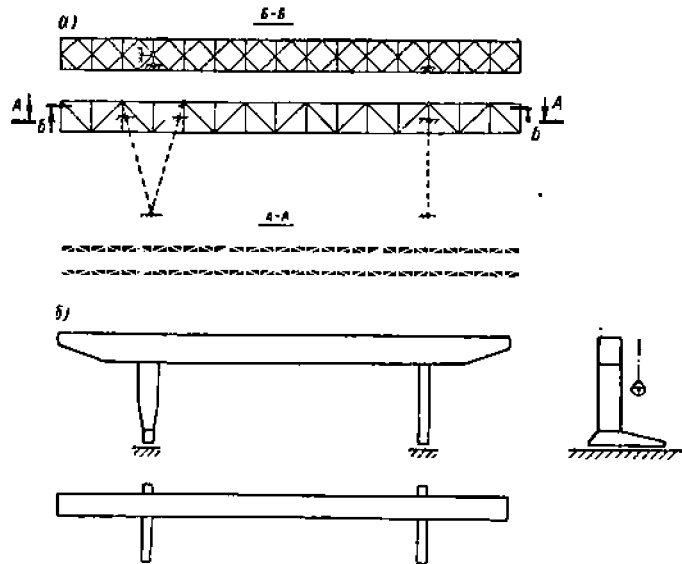


Рис. 3.56. Типы металлических конструкций мостовых перегружателей: а — пролетное строение решетчатое, поперечные рамы см. рис. 3.57, и—о, конструкции опор см. рис. 3.58; б — пролетное строение однобалочное (см. рис. 3.43, з—м)

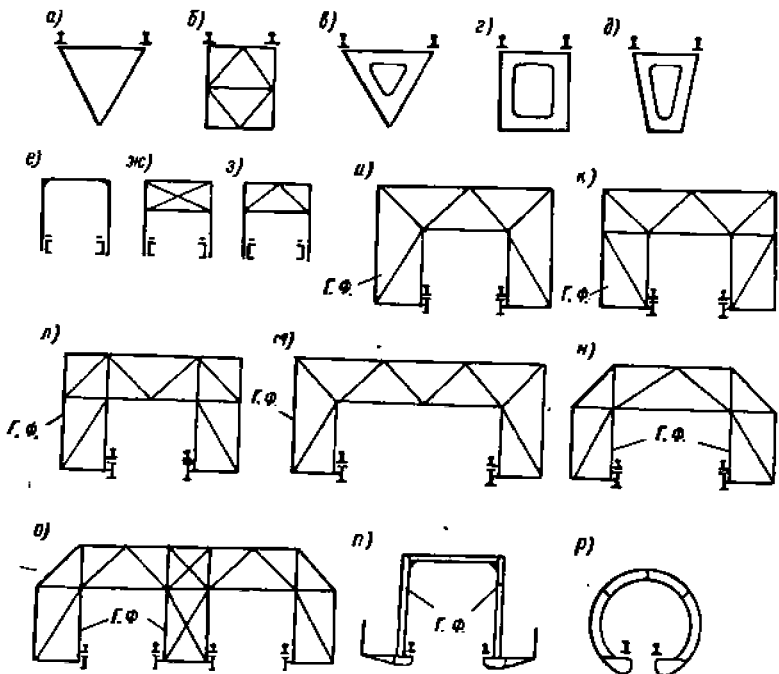


Рис. 3.57. Схемы поперечных рам. Замкнутого сечения: а, б — решетчатые конструкции мостов; в, г, д — листовые конструкции мостов (см. также рис. 3.54). П-образного сечения; е—п — решетчатые конструкции мостов; р — листовая конструкция моста

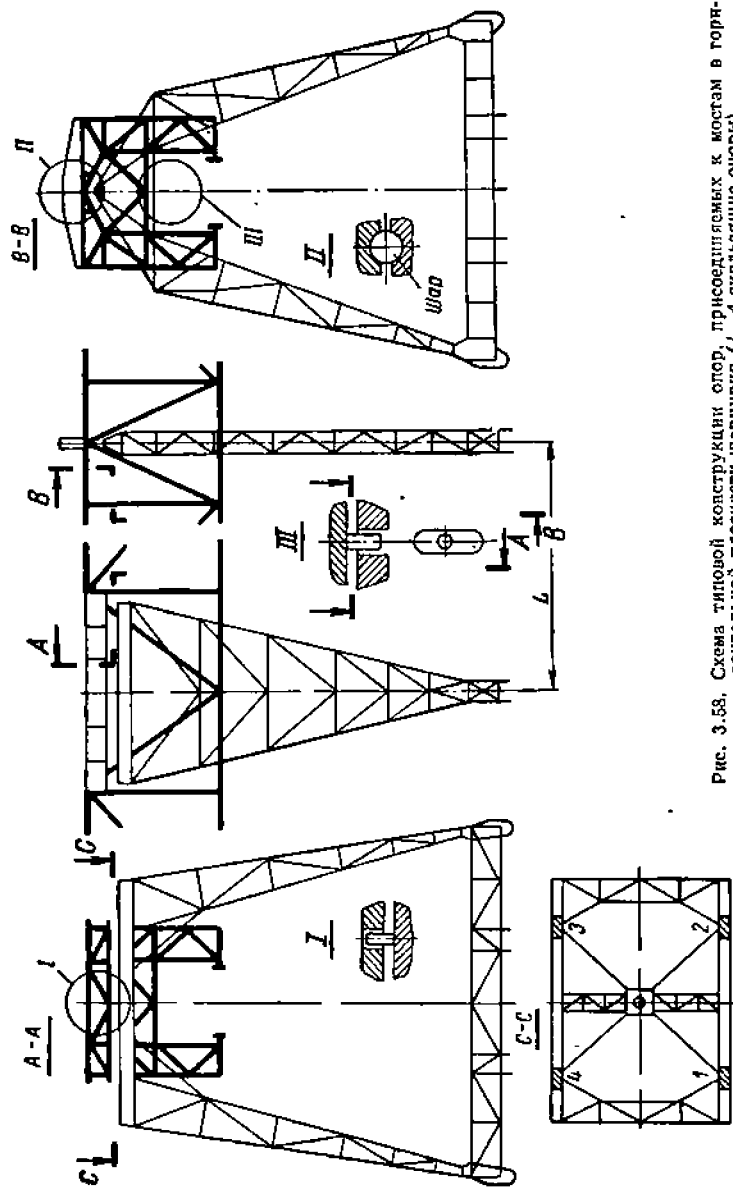


Рис. 3.58. Схема типовой конструкции опор, присоединяемых к мостам в горизонтальной плоскости шарнирно (1—4 скользящие опоры)

Расчетные нагрузки металлических конструкций мостовых перегружателей и их расчетные комбинации приведены в табл. 3.46.

3.45. Расчетные нагрузки для металлических конструкций мостовых перегружателей

Нагрузки	Расчет на выносливость		Расчет на прочность в устойчивость		
	$[\sigma] = \frac{\sigma_{rk}}{n_1}$	$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_{II}}$	$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_{III}}$	$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_0}$	
	Комбинации нагрузок				
	Ia	IIa	IIc	III	Особые
Собственный вес элементов моста G_m с учетом коэффициентов толчков k_m	G_m	G_m	$k_m G_m$	G_m	G_m
Собственный вес тележки (поворотного крана) G_m с учетом коэффициентов толчков k_m	$k'_m G_m$	$k_m G_m$	G_m	G_m	G_m
Вес груза Q (включая грузозахват) с учетом динамических коэффициентов ψ	$\psi_I Q_{sk}$	$\psi_{II} Q$	—	—	Q
Горизонтальные силы инерции при торможении механизма передвижения моста P'_u или тележки (поворотного крана) P''_u	P'_u	$(P''_u)_{max}$	$2P''_u$	—	—
Боковые силы от колес тележки	R_m	R_{mmax}	—	—	—
Сила удара тележки о буфер $P_{буф}$	—	—	—	—	$P_{буф}$
Боковые силы при перекосе моста R	—	—	R_{max}	—	—
Давление ветра P_B	—	P_{oII}	P_{oII}	P_{oIII}	P_{oII}

Примечания: 1. Комбинации нагрузок предусматривают работу следующих механизмов: Ia и IIa — мост неподвижен, торможение опускающегося груза с половиной (Ia) и полной (IIa) скоростью при нормальном (IIa) и резком (IIa) торможении тележки; IIc — передвижение моста без груза при резком (IIa) и резком (IIa) торможении тележки; ветер нерабочего состояния; в последней графе случаи особых нагрузок — мост неподвижен, удар грузовой тележки о буфер.
2. При комбинация нагрузок IIc и III порожняя тележка может находиться в любом положении на мосту или, если это предусмотрено электрической схемой, только над жесткой опорой.
3. Можно принимать $Q_{sk} = 0,9Q$, как для грейферных кранов тяжелого режима работы.

тельных стоек, крайних раскосов, а в некоторых случаях для подрельсовых балок и поперечных рам; положение III дает основной расчетный случай для главных ферм, подрельсовых балок, а иногда и поперечных рам. Наибольшие давления на ходовые колеса при любом положении стрелы будут иметь место при торможении опускающегося груза на наибольшем вылете стрелы и при ветре. Определение давлений на колеса см. раздел первый, п. 21.

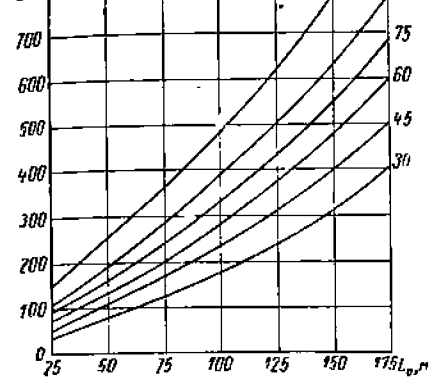


Рис. 3.59. Веса металлических конструкций мостовых перегружателей в сварном исполнении из стали марки Ст. 3: G_m — вес тележки (поворотного крана) с грузом в т; L_0 — общая длина моста в м

Тормозные силы P''_u от веса тележки с грузом (раздел первый, п. 8) и ветер в торце моста P_B , действующие вдоль моста, дают силу $H = P''_u + P_B$, воспринимаемую

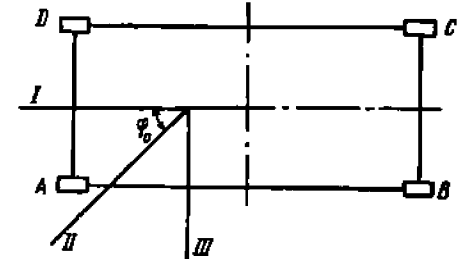


Рис. 3.60. Расчетные положения поворотного крана (тележки) со стрелой

пролетным строением и жесткой опорой (рис. 3.61, а). Влияние инерционных сил P'_u , возникающих при торможении моста (рис. 3.61, б), аналогично влиянию этих сил у козловых кранов. Боковые силы R_{mmax} при движении тележки от ударов ходовых колес о рельсы принимаются равными 0,1 от давления каждого из имеющихся колес. Боковые силы $R_m \approx \frac{R_{mmax}}{2}$. Сила удара тележки о буфер определяется в

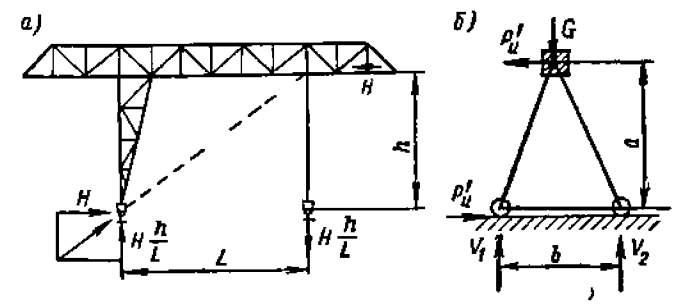


Рис. 3.61. Схемы действия горизонтальных сил на мост: а — продольных; б — поперечных при торможении моста

соответствии с указаниями, данными в первом разделе, п. 9, и воспринимается пролетным строением и жесткой опорой.

Боковые силы R при перекосе моста при жестком соединении опор с мостом в горизонтальной плоскости определяются так же, как и у козловых кранов, а при шарнирном (рис. 3.62)

$$R = \frac{M}{B} = \frac{\mu Pr}{B} \quad (3.197)$$

где P — максимальная вертикальная реакция на жесткой опоре, когда груженная тележка находится на конце консоли со стороны этой опоры; $\mu = 0,2$ — коэффициент трения скольжения между опорными плоскостями; r — длина радиуса от центров опорных плоскостей до оси вертикального штоля.

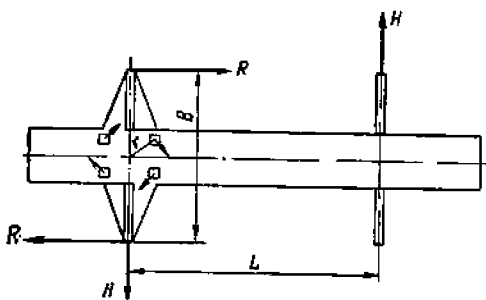


Рис. 3.62. Схема сил, действующих на мост при наличии опорного момента трения

Возникающие реакции $H = \frac{RB}{L}$ изгибают верхнее строение.

Решетчатые конструкции верхнего строения рассчитываются разложением его на плоские системы. Если мостовой перегружатель имеет тележку с поворотной стрелой или поворотный кран, то расчетным для главных ферм будет положение стрелы при угле ее поворота $\varphi = \frac{\pi}{2}$ (рис. 3.60). Для мостов

с замкнутым поперечным сечением кручение следует учитывать как указано для крановых мостов (см. рис. 3.45). Для мостов с П-образным поперечным сечением, если давление на раму $V_1 > V_2$, на главные фермы I—I и II—II будут передаваться нагрузки (рис. 3.63):

$$\left. \begin{aligned} V'_1 &= V_1 - (V_1 - V_2) \frac{d}{a} < V_1; \\ V'_2 &= V_2 + (V_1 - V_2) \frac{d}{a} > V_2. \end{aligned} \right\} (3.198)$$

Для увеличения усталостной прочности ферм мостовых перегружателей как пояса, так и элементы решеток надлежит выполнять не из профильного проката с соединительными планками или решетками, а из листового, например Н-образного сечения, сваренного непрерывными швами.

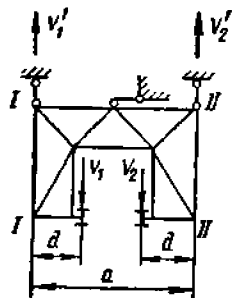


Рис. 3.63. Несимметричные нагрузки на раму

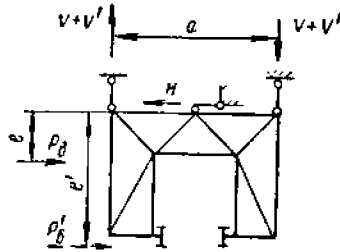


Рис. 3.64. Схема давления бокового ветра при расчете пролетного строения

мных собственным весом. Усилия в стержнях от действия ветра P'_0 на тележку определяются как от подвижной нагрузки по линиям влияния. При шарнирном соединении опор с мостом в горизонтальной плоскости дополнительная наветренная площадь от перекоса моста для ветра, действующего вдоль моста, принимается равной 10% от боковой наветренной площади верхнего строения моста.

Поперечные рамы мостов большого пролета рекомендуется рассчитывать не на максимальную нагрузку, приходящуюся на одну раму от подрельсовой балки, а с учетом упругости нижних горизонтальных ферм, рассматривая совместную работу нескольких поперечных рам [0,3; 0,13].

Опорная консоль подрельсовой балки работает на поперечный изгиб под действием момента $M = Pc$ (рис. 3.65). Подвеска опорной консоли (рис. 3.65, б) работает

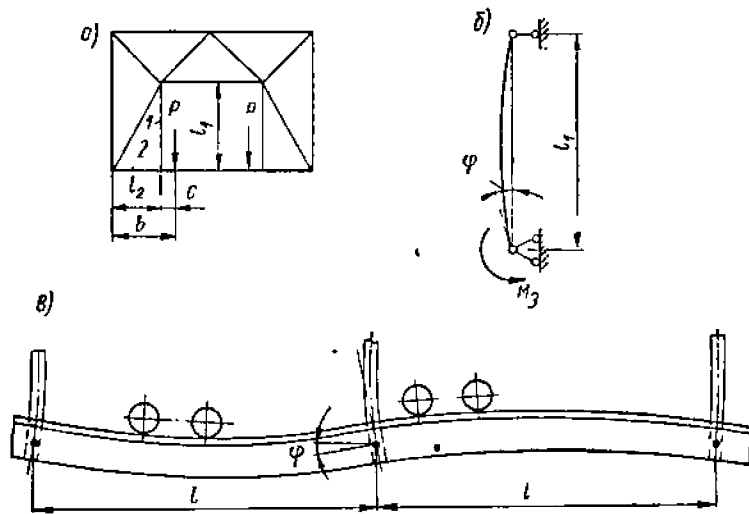


Рис. 3.65. Узел крепления подвески в поперечном (а) и продольном (б) по отношению к оси моста направлении

на растяжение и поперечный изгиб в двух плоскостях, воспринимая в плоскости поперечной рамы момент

$$M_1 = \frac{M}{1 + \frac{J_2 l_1}{J_1 l_2}}$$

где J_1 и l_1 — момент инерции и длина подвески; J_2 и l_2 — момент инерции и длина консоли; а в плоскости подрельсовой балки момент

$$M_3 = \frac{3EJ_3}{l_1} \varphi,$$

где J_3 — момент инерции подвески в плоскости подрельсовой балки; φ — угол поворота конца подвески (подрельсовой балки на опоре).

Подрельсовые (ездовые) балки рассчитываются в вертикальной плоскости от давления ходовых колес тележки и собственного веса как неразрезные балки на жестких опорах с бесконечно большим числом равных пролетов (ординаты линий влияния изгибающих моментов см. в табл. 3.41). При проверке напряжений от сил поперечных ударов ходовых колес подрельсовая балка рассматривается как разрезная однопролетная с длиной пролета, равной расстоянию между узлами крепления горизонтальных связей.

Подрельсовые балки выполняются из прокатных или сварных двутавров, к которым крепятся рельсы (см. рис. 3.116, а — ж) — железнодорожные, из квадратной прокатной стали или чаще всего специальные крановые.

Ветровые связи верхней плоскости пролетного строения могут иметь решетку: крестовую, ромбическую или полураскосную (см. рис. 3.3, д, е, ж), а в случае двупутного пролетного строения — сложную. При отношении $a : m \approx 1$ применяются крестовые и ромбические решетки, при $a : m > 1$ — полураскосные и при двупутном движении по мосту — сложные. (Здесь m — длина панели, a — расстояние между главными фермами). Верхние связи испытывают усилия от давления ветра на пролетное строение и на тележку (кран) с грузом, а также от сил, возникающих при перекосах моста.

При замкнутом поперечном сечении пролетного строения нижние связи имеют треугольную решетку с дополнительными стойками. При П-образном сечении моста нижние связи устраиваются в плоскости верхнего пояса ездовых балок, ширина этих связей принимается $\geq \frac{L}{35}$. Нижние связи обычно выбираются по предельным гибкостям.

Опоры выполняются в виде двухшарнирных рам с затяжками, которые воспринимают силы распора, а также служат для установки противоугольных захватов. В этом случае, если рельсовый путь одной из опор расположен близ кордона набережной, то гибкую опору располагают со стороны воды с тем, чтобы не нагружать стенку набережной горизонтальными силами.

Устройство опирания пролетного строения на жесткую и гибкую опоры моста, предусматривающее возможность забега одной опоры по отношению к другой, схематически показано на рис. 3.58.

Нагрузками для опор являются: вес тележки (поворотного крана) с грузом; соответствующая часть собственного веса пролетного строения; собственный вес опор; ветровая нагрузка рабочего состояния, действующая на пролетное строение и опоры; горизонтальная нагрузка от резкого торможения моста, определяемая так же, как и аналогичная нагрузка козловых кранов; сила удара тележки о бугер, воспринимаемая жесткой опорой; дополнительные горизонтальные усилия H , возникающие при перекосе моста вследствие отставания или забега одной из опор и вызывающие скручивание опоры моментом $M = HL$, где L — пролет моста (рис. 3.62). При жестком мосте величина H определяется исходя из предельной величины перекоса, допускаемого ограничителем перекоса. В шарнирных мостах крутящий момент M определяется трением в опорных плоскостях (3.197).

Тележка устанавливается на конце консоли со стороны рассчитываемой опоры. Для предварительного определения усилий в стержнях опоры ее можно рассматривать как трехшарнирную арку, считая точку на верхнем ригеле опоры на оси ее симметрии шарниром. При точных расчетах опоры рассчитываются как внутренние один раз статически неопределимые системы; при этом неизвестное усилие в затяжке определяется по формуле

$$X = H = \frac{\sum \frac{N_{x-1} N_p l}{F}}{l_0 + \sum \frac{N_{x=1}^2 l}{F}} \quad (3.199)$$

где l_0 и F_0 — длина и площадь поперечного сечения затяжки.
Действительные усилия в стержнях

$$N = N_p + N_{x-1} X \quad (3.200)$$

Здесь N_p — усилие в искомом стержне, полученное как в статически определенной системе при действии сил P ; N_{x-1} — усилие в искомом стержне при действии двух противоположных сил, равных единице и приложенных в местах прикрепления затяжки к ветвям опоры.

Формулы для определения усилия в затяжке при типовых схемах нагружения порталных опор см. в табл. 3.40.

В качестве рельса на кранах применяются следующие профили прокатной стали: а) сталь квадратная и полосовая (большая толщина) марки Ст. 5 для кранов легкого и среднего режимов работы; б) рельсы крановые специального профиля особенно рациональные для тяжело нагруженных ходовых колес, а также при любых нагрузках для двухстенчатых балок с рельсом не над стенкой балки. Типы креплений крановых рельсов приведены на рис. 3.116.

Галереи, площадки и лестницы на мостовых кранах и мостовых перегружателях устраиваются в соответствии с Правилами Госгортехнадзора [0.45].

Ширина прохода на галерее, предназначенной для обслуживания механизмов, должна быть не менее 500 мм (для кранов с ручным приводом 400 мм) от перил до выступающих частей тележки; при этом расположение механизмов и электрооборудования должно допускать безопасный проход по галерее. На галереях, предназначенных для расположения троллейных проводов, ширина прохода между перилами и троллейными проводами должна быть не менее 400 мм. Все люки в настилах галерей и ремонтных площадок должны быть снабжены откидными или раздвижными крышками. Размеры люков должны быть не менее 400 × 500 мм. Настил галерей, ремонтных и посадочных площадок должен быть металлический или достаточной прочности деревянный, если это допустимо по противопожарным нормам. Настил должен быть выполнен по всей длине и ширине галерей и площадок.

Металлический настил должен быть выполнен из стальных рифленых или дырчатых листов с отверстиями диаметром не более 20 мм.

Все площадки и галереи, а также концевые (торцовые) балки кранов мостового типа должны быть ограждены перилами высотой 1 м со сплошной зашивкой по низу на высоту не менее 100 мм.

Лестницы для доступа с пола на площадки должны быть шириной не менее 600 мм с расстоянием между ступенями не более 300 мм. Ширина лестницы для выхода из кабины на галерею кранов мостового типа может быть меньших размеров, но не менее 350 мм. Наклонные лестницы (с углом к горизонту 75° и менее) должны снабжаться перилами и либо иметь плоские ступени из стальных рифленых или гладких листов с наплавленным рельефом, либо иметь ступени, выполненные из двух-трех стержней. На вертикальных лестницах, а также на лестницах с углом наклона более 75° при высоте более 5 м должны быть устроены, начиная с высоты 3 м, ограждения в виде дуг. Дуги должны располагаться на расстоянии не более 800 мм друг от друга и соединяться между собой не менее чем тремя продольными полосами. Расстояние от лестницы до дуги должно быть не менее 700 мм и не более 800 мм при радиусе дуги 350—400 мм. При высоте лестницы более 10 м через каждые 6—10 м должны быть устроены площадки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович И. И. К расчету металлических конструкций козловых кранов общего назначения на действие перекосной нагрузки [0.53, 1967, 11 (64)].
2. Абрамович И. И. Динамические перекосные нагрузки в козловых перегружательных кранах [0.53; 1968, 2(82)].
3. Абрамович И. И., Березин В. Н. Металлические конструкции мостовых кранов за рубежом. М., НИИинформтяжмаш, 1968, № 39.
4. Бевенсон И. И., Абрамович И. И. и Ауэрбах В. М. Испытание модели козлового крана ККТС-20 [0.53, 1966, 5(69)].
5. Богуславский П. Е. Методика определения собственного веса металлоконструкций крановых мостов [0.53, 1952, № 14].
6. Богуславский П. Е. Развитие конструктивных форм крановых мостов отечественного производства [0.53, 1964, 2(44)].
7. Винокурский Х. А. Расчет пространственных крановых мостов. Свердловск—Москва, Машгиз, 1948.
8. Гоцберг М. М., Юшкевич В. Н. Исследование коробчатых крановых балок [0.54, 1969, № 309].
9. Концевой Е. М. Устойчивость гофр в стенках крановых балок конструкции ВНИИПТМаша [0.53, 1966, 5(69)].
10. Левитин Б. С. Закономерности веса металлоконструкций балочных мостов электрических кранов [0.53, 1961, вып. 3 (11)].
11. Левитин Б. С., Воронцов Г. А. Применение алюминиевых сплавов в крановых металлоконструкциях. Изд. 2-е. М., изд-во «Машиностроение», 1969.
12. Один И. М. К расчету мостов тяжелых литейных кранов. — «Вестник машиностроения», 1958, № 7.
13. Окулов Д. П. Некоторые вопросы проектирования металлических конструкций кранов-перегрузателей. — Сб. Материалы по металлическим конструкциям. М., Стройиздат, 1967, вып. 12.

14. Пути технического развития крановых металлоконструкций (Сб. докладов). Под ред. П. Е. Богуславского. М., ВНИИТТМаш, 1966.

15. Соболев Э. М. Исследование рам тележек мостовых кранов [0.54, 1965, № 254]

16. Чекулаев В. А. Шарниры порталов кранов большой грузоподъемности. М., НИИИнформатжмаш, 1966, № 7.

17. Чекулаев В. А. Металлоконструкции специальных козловых кранов для гидрокраностанций. М., НИИИнформатжмаш, 1966, № 38.

18. Юшкевич В. Н. К вопросу о центре изгиба крановых балок [0.54, 1967, № 285].

19. Юшкевич В. Н. Исследование напряжений в элементах безраскосных ферм [0.54, 1965, № 254].

20. Bahke E. Funktions- und gestaltungsgerechte Bauweise wirtschaftlicher krankonstruktionen. — «Deutsche Hebe und Fördertechnik», 1965, N 12.

21. Behrenbeck P. Zoot Werft — Portalkran mit 86,5 m Spannweite in geschweisster Kastenbauweise. — «Stahlbau», 1961, N 9.

22. Degenerhardt H. und Bernhöft E. 30 Mp — Laufkran mit einem geschweissten Aluminium Kastenträger. — VDJ, 1960, 1742—1749.

23. Ernst H. Leichtbauweise von Laufkranen. — VDJ Zeitschrift, 1960, 1089—1094, 1742—1749.

24. Ernst H. Betriebssichere Krananlagen mit geringem Eigengewicht durch zweckmässige bauliche Gestaltung. — «Stahl und Eisen», 1961, 1665—1672.

25. Ernst H. Einträger Krane und Einträger — Verladebrücken mit aussermittiger Last. «Hansa», 1964, N 17.

26. Hertel W. Krananlage für Dampfkraftwerke mit grossen Turbosätzen. — «Brennstoff — Wärme — Kraft», 1967, N 7.

27. Ivo K. Zwei Werftkran von je 300 Mp Tragkraft. — «Fördern und Heben», 1966, N 6.

28. Koepf A. H. A review of aluminum cranes. — «Iron and Steel Engrg.», 1959, N 3.

29. Minner H. Magnet — Laufkran mit 48 m Spannweite. — «Stahlbau», 1963, N 6.

30. Mortensen M. Bestimmung des optimalen Querschnitts vorgespannter stählerner Vollwandträger. — «Stahlbau», 1964, 249—254.

31. Müller W. Verladebrücken in Einträgerbauweise mit aussermittiger Last. — «Stahlbau», 1967, N 12. «Dtsch. Hebe- und Fördertechn.», 1968, N 5.

32. Нойгебауэр Р. Выбор рациональных и экономичных крановых конструкций. — «Черные металлы», 1962, № 9.

33. Neugebauer R. Grundzüge einer Norm zur sichern und wirtschaftlichen Bemessung von Krantragwerken. — «Deutsche Hebe und Fördertechnik», 1966, N 5.

34. Schindler O. Richtlinien für die Bauliche Gestaltung von Erzverladebrücken. — «Stahl und Eisen», 1959, N 15.

35. Schindler O. Untersuchung am geschweissten Hüttenkranen der Kastenträgerbauart. — «Stahl und Eisen», 1959, N 26.

36. Schulz E. Torsionsbelastung von Verladebrücken — Stützen. — «Fördern und Heben», 1959, N 1.

37. Schulz E. Berechnungsgrundlage für verdrehungssteife Kastenträger im Kranbau. — «Fördern und Heben», 1959, N 9.

38. Schwarz H. Verdrehsteife Kastenträger im Hüttenkranbau. — «Stahl und Eisen», 1957, N 1.

39. Schwarz H. Die Stahlkonstruktion des 150-t Hammerdrehkranes bei der Bremer Vulkan Schiffbau und Maschinenfabrik. — «Stahlbau», 1961, N 7.

40. Швейер В. Применение распределения накопленных частот нагрузок в качестве основы для расчета металлургических мостовых кранов. — «Черные металлы», 1964, № 3.

41. Svenson O. und Schweer W. Ermittlung der Betriebsbedingungen für Hüttenkran und Überprüfung der Bemessungsgrundlage. — «Stahl und Eisen», 1960, N 2.

42. О козловых кранах большой грузоподъемности для судостроения см. также: «Zoseng», 1967, N 7, 32—33; «Mech. Handl.», 1967, N 11, 503; «Schweiz. techn. Z.», 1967, N 46, 985; «Engineer», 1968, N 5854, 551—554; «Blech», 1968, N 5; «Fördern und Heben», 1967, N 5; 1968, N 5.

ГЛАВА III

ПОРТАЛЫ И БАШНИ

7. ПОРТАЛЫ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ

Схема портала (полупортала) зависит от назначения и параметров крана. Обычно под порталачи (полупорталами) проходят железнодорожные пути, по количеству которых порталы (полупорталы) получают названия одно-, двух и трехпутных. При этом просвет портала должен удовлетворять требованиям ОСТ ВКС 6435 габаритов приближения строений. Пролеты портовых кранов по ГОСТу 10601—63 составляют соответственно 6; 10,5 и 15,3 м. Пролеты порталов достроечных и стапельных кранов делаются чаще 10 и реже 6 м, на плавучих доках 3,5—4,5 м [0,32]. База крана назначается из конструктивных соображений в зависимости от размеров поворотной части и проверяется из условий устойчивости. Высота порталов (полупорталов)

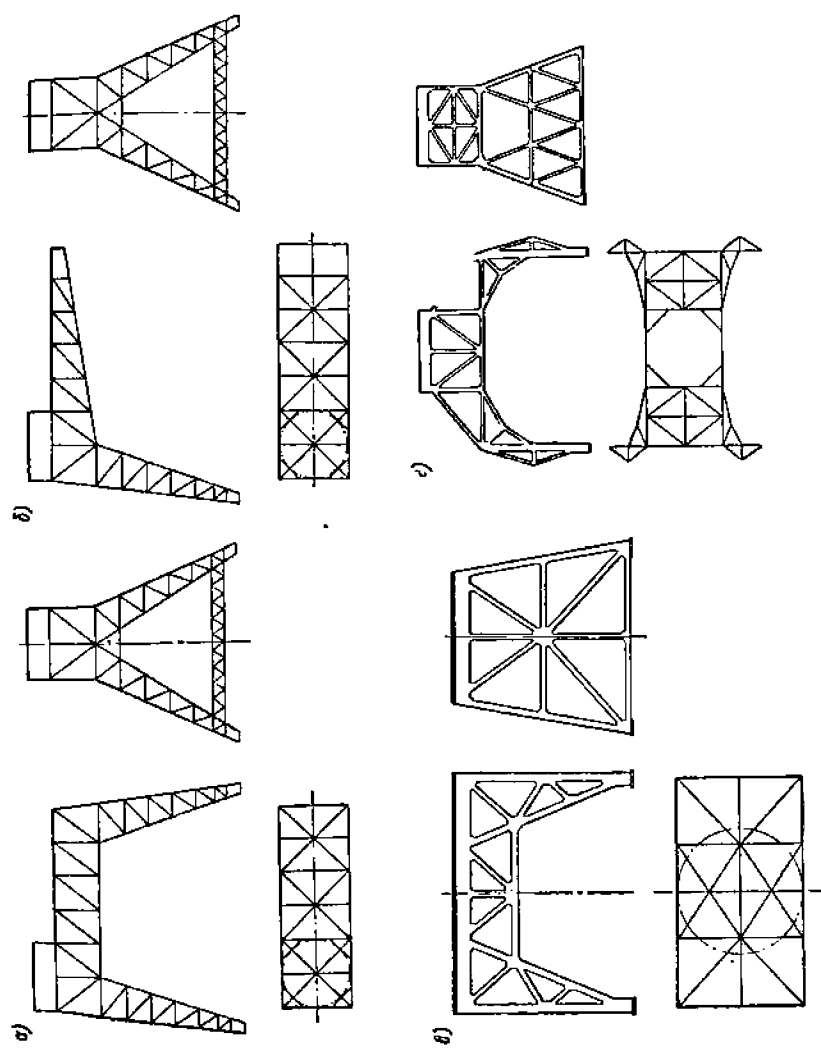


Рис. 3.66. Порталы и полупорталы решетчатого типа

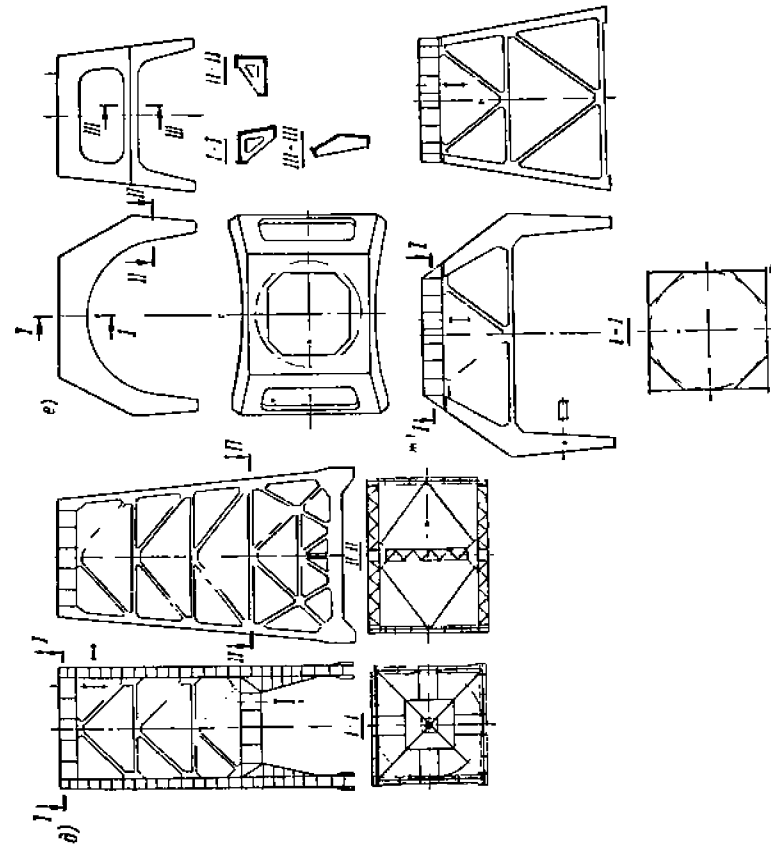
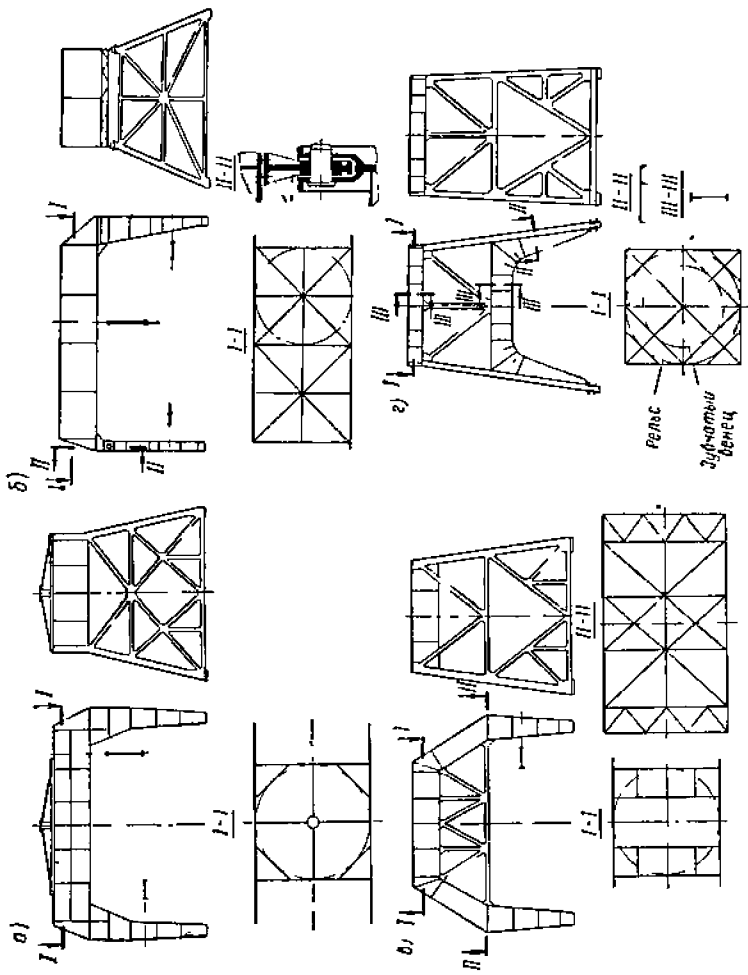


Рис. 3.67. Порталы листового типа с решетчатыми вспомогательными элементами

составляет обычно 6,0—10 м, но иногда по условиям производства работ и для обеспечения видимости крановщику порталы снабжают надстройками, а у полупорталов прибегают к изогнутой форме ригеля или надстройкам. При этом для улучшения видимости из кабины крановщика ноги порталов и полупорталов часто делают со скосами.

У однопутных порталов (полупорталов) ось вращения поворотной части обычно располагается посередине портала, у двухпутных — посередине или смещенной, у трехпутных — поворотная часть иногда выполняется передвижной.

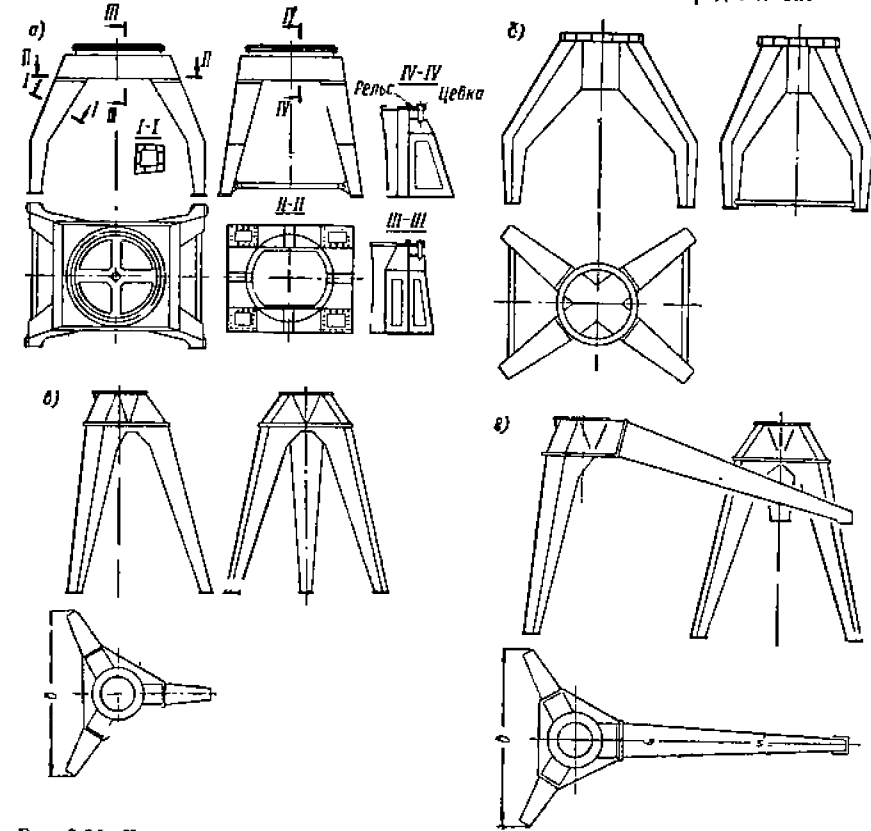


Рис. 3.68. Порталы и полупорталы коробчатого типа кранов на поворотной платформе

При установке поворотной части крана на поворотном круге опора для кругового рельса выполняется в виде кольцевой балки или системы прямолинейных балок. При установке поворотной части на вращающейся колонне для укрепления последней применяются ригели в двух горизонтальных плоскостях. По количеству опор различаются четырехопорные и трехопорные конструкции порталов. Последние имеют следующие достоинства: давление на опоры не зависит от неравномерности просадки путей, и кран имеет улучшенную проходимость по кривым участкам пути; недостатком схемы являются худшие условия устойчивости, что иногда вызывает необходимость увеличения размера базы b или увеличения веса противовесов (рис. 3.68, в).

Конструктивно порталы выполняются решетчатыми (рис. 3.66, а — г), листовыми с использованием решеток для вспомогательных элементов (рис. 3.67, а — ж) или коробчатыми (рис. 3.68, а — г и 3.69, а — д); последние не нуждаются в решетках

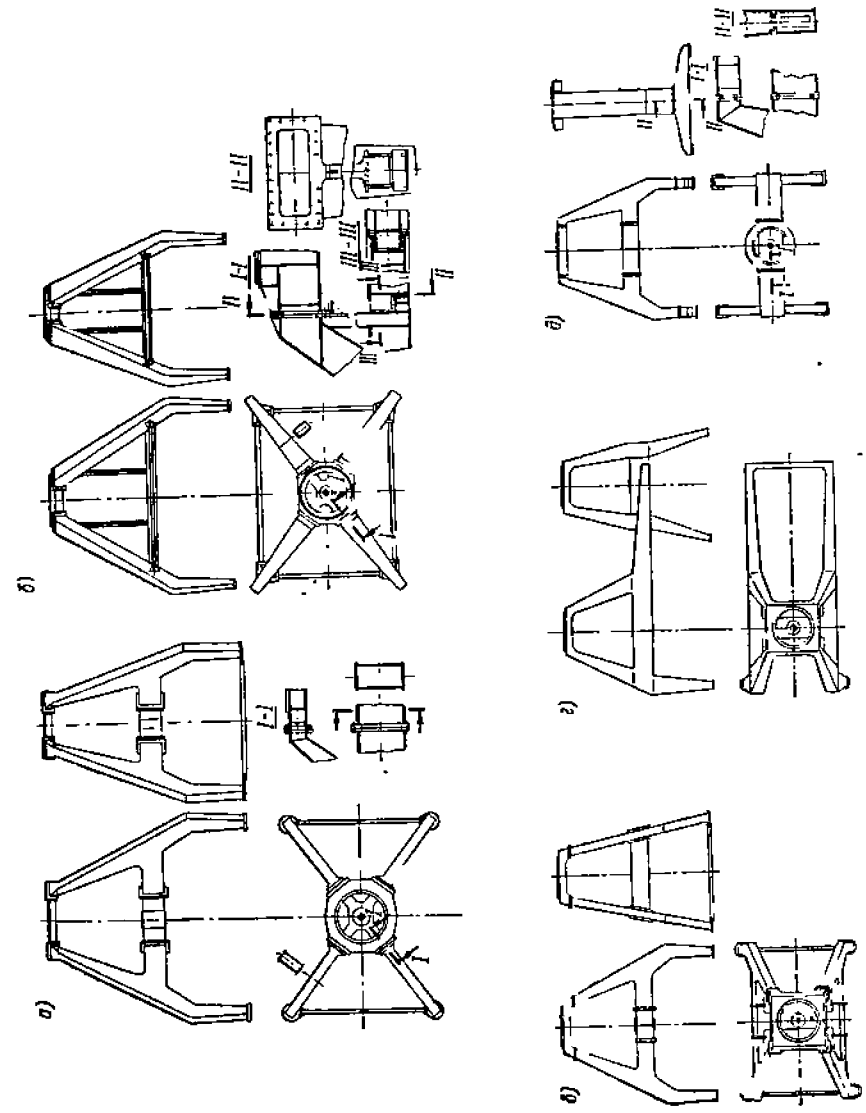


Рис. 3.69. Порталы и полупорталы коробчатого типа кранов на колонне

на боковых гранях, а иногда и затяжках. Для коробчатых конструкций нередко используются гнутые и штампованные элементы (см. рис. 3.4). Толщины тонких стенок (5—8 мм) коробчатых конструкций порталов выбираются по условиям устойчивости, которая обеспечивается установкой ребер жесткости. Экономия в весе коробчатых порталов по сравнению с решетчатыми за счет уменьшения количества нерасчетных и слабо нагруженных элементов может достигать 30% [0.32]. Для кранов на поворотном круге есть примеры выполнения порталов из труб. Порталы башенных кранов с вращающейся колонной аналогичны порталам порталных кранов.

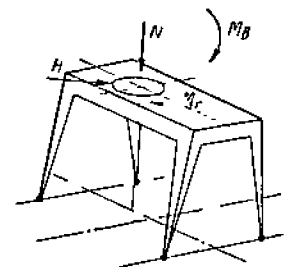


Рис. 3.70. Схема сил, действующих на портал

относится к кранам малой грузоподъемности, а меньший — к кранам большой грузоподъемности.

Вес порталного крана см. в т. II, раздел четвертый, гл. IV. При расчете металлической конструкции порталов (полупорталов) рассматриваются четыре комбинации нагрузок (табл. 3.47). Кроме того, производится проверка прочности конструкций при установке крана без груза на домкраты, а в узлах крепления противоугонных устройств — при случае нагрузок III (ураганный ветер). Для особо высоких кранов при случае нагрузок III следует произвести расчет портала.

Все нагрузки, передающиеся от поворотной части крана на портал (полупортал), можно свести к следующим системам сил (рис. 3.70): M_B — момент в вертикальной плоскости, который можно разложить на моменты в плоскостях вдоль и поперек подкранового пути; H — горизонтальная сила, которую можно разложить на направления вдоль и поперек подкранового пути; M_2 — момент в горизонтальной плоскости, для комбинации нагрузок IIв, равный приведенному к оси вращения моменту муфты предельного момента M_{μ} , а при отсутствии муфты — суммарному моменту от сил инерции масс поворотной части крана P_k^{max} , от собственного веса груза, отклоненного на угол α'_{11} или α''_{11} (табл. 3.49), и от давления ветра при комбинации IIв; N — вертикальная сила, действующая по оси вращения крана.

Распор возникает у неподвижных порталов (полупорталов) от действия температуры и от вертикальных нагрузок на опоры; формулы для одноэтажных конструкций см. в табл. 3.10. В решетчатых порталах для предварительной оценки размеров сечений можно, удалив один стержень, свести систему к трехшарнирной арке (рис. 3.71). Величина распора от колебаний температуры на Δt° для портала (полупортала) определяется по формулам (3.168) и (3.169), где $\Delta t^\circ = \pm 40^\circ - t_{\mu}$, а t_{μ} — температура монтажа.

У подвижных порталов (полупорталов) распор, вызванный собственным весом крана, исчезнет при перекатывании портала в процессе монтажа крана. Колесо портала следует изготавливать уже номинала на величину расхождения ног от веса крана, определяемую по формулам (3.166) и (3.167). При всякой передвижке крана будет пропадать и распор от изменения температуры. Строительный допуск на размер колес подкранового пути см. в табл. 3.57.

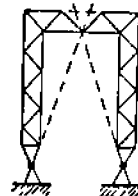


Рис. 3.71. Теоретическая схема решетчатого портала как трехшарнирной арки

3.47. Расчетные нагрузки для металлических конструкций порталных кранов

Нагрузки	Расчет на выносливость		Расчет на прочность и устойчивость	
	$[\sigma] = \frac{\sigma_{rk}}{n_1}$		$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_{11}}$	
	Комбинации нагрузок			
	Ia	Ib	IIa	IIb
Собственный вес элементов крана G	G	G	G	G
Вес вертикально висящего груза и подвижных органов Q с учетом динамических коэффициентов ψ	$\psi_1 Q_{\text{эк}}$	$Q_{\text{эк}}$	$\psi_{11} Q$	Q
Горизонтальная сила $T = Q \operatorname{tg} \alpha$, вызванная отклонением грузовых канатов от вертикали на угол α	—	$Q_{\text{эк}} \operatorname{tg} \alpha_1$	—	$Q \operatorname{tg} \alpha_{11}$
Касательные силы инерции масс поворотной части и противовеса при торможении механизма поворота (силы инерции груза учтены углами α)	—	P_k	—	P_k^{max}
Касательные силы инерции масс стрелового устройства при торможении механизма изменения вылета (силы инерции груза учтены углами α)	—	P_u	—	P_u^{max}
Центробежные силы инерции масс при вращении крана	—	P_a	—	P_a
Давление ветра $P_{\text{в1}}$ на кран (давление ветра на груз учтено углами α)	—	—	—	$P_{\text{в11}}$

Примечания: 1. Комбинации нагрузок предусматривают работу следующих механизмов: Ia и IIa — подъем груза с земли с половинной (Ia) и полной (IIa) скоростью (рывок) или торможение опускающегося груза плавное (Ia) и резкое (IIa); Ib — плавное торможение одного из механизмов — поворота или изменения вылета; IIb — резкое торможение одного из механизмов — поворота или изменения вылета (в механизмах поворота с муфтой предельного момента такое торможение соответствует проскальзыванию этой муфты). Силы инерции от торможения механизма передвижения, как правило, не учитываются, так как обычно передвижение крана не сочетается с другими движениями.

2. Коэффициент асимметрии цикла переменных напряжений при расчетах на выносливость рекомендуется принимать исходя из напряжений: σ_{max} — эквивалентный груз на вылете $0,75 R_{\text{max}}$; σ_{min} — кран без груза на вылете $0,35 R_{\text{max}}$.

3. В ряде случаев напряжение σ_{max} может возникнуть при отсутствии груза, а σ_{min} — при наличии груза; например — верхний пояс уравновешенной стрелы.

4. Значения динамического коэффициента ψ приведены в табл. 3.48, а расчетные углы для комбинации нагрузок I α_1 и для комбинации нагрузок II α_{11} — в табл. 3.49.

3.48. Динамические коэффициенты ψ для металлических конструкций порталных кранов завода ПТО им. С. М. Кирова по результатам натуральных исследований

Характеристика крана	Год проведения исследования	Номинальная скорость подъема в м/мин	Условия проведения исследования	Пояс стрелы				Портал		
				Хобот	Пояс стрелы		Каркас	нога	оголовок	
					нижний	верхний				
ψ										
$Q = 7,5/10 \text{ тс}^6$, $R_{\text{max}} = 40/30 \text{ м}$	1955	58	Подъем с подхватом, торможение в спуске	1,4 1,1 ¹	1,6 1,5 ²	—	1,5 1,2 ¹	—	—	
$Q = 5 \text{ тс}^6$, $R_{\text{max}} = 30 \text{ м}$	1956	78		—	—	1,6 ³	—	1,8 1,5 ³	—	—
$Q = 10 \text{ тс}^6$, $R_{\text{max}} = 30 \text{ м}$	1957	53		1,3 1,3 ⁴	1,4 1,4 ⁵	—	1,4 1,4 ⁵	1,6 1,5	—	—
$Q = 15 \text{ тс}^6$, $R_{\text{max}} = 30 \text{ м}$	1958	56		1,4 1,2 ⁴	1,5 1,3 ⁵	1,9 1,5 ⁶	1,3 1,2 ⁴	1,5 1,2 ⁴	1,5 1,2 ⁴	—
$Q = 10 \text{ тс}^6$, $R_{\text{max}} = 30 \text{ м}$	1963	60	Подъем с подхватом	—	—	—	1,4	—	—	
$Q = 10 \text{ тс}^6$, $R_{\text{max}} = 30 \text{ м}$	1965	60		1,4	—	—	—	1,2	—	
$Q = 16 \text{ тс}^6$, $R_{\text{max}} = 30 \text{ м}$	1967	56,5		1,5	1,6 ⁷	1,8 ¹⁰	—	—	—	
$Q = 16 \text{ тс}^6$, $R_{\text{max}} = 30 \text{ м}$	1969	56,5		1,7	1,8 ⁸	1,7 ¹⁰	1,8	—	—	

- ¹ Скорость спуска $v_{\text{сп}} = 30 \text{ м/мин}$, время торможения $t_m = 5,2 \text{ сек}$.
- ² $v_{\text{сп}} = 65 \text{ м/мин}$; $t_m = 1,3 \text{ сек}$.
- ³ $v_{\text{сп}} = 90$; $t_m = 0,7 \text{ сек}$.
- ⁴ $v_{\text{сп}} = 60$; $t_m = 0,7 \text{ сек}$.
- ⁵ $v_{\text{сп}} = 80$; $t_m = 0,9 \text{ сек}$.
- ⁶ Стрела из угольников четырехгранная.
- ⁷ Стрела трубчатая трехгранная.
- ⁸ Стрела коробчатая.
- ⁹ Верхняя часть стрелы.
- ¹⁰ Корневая часть стрелы.

3.49. Расчетные углы α_I и α_{II} для порталных кранов в град (по материалам завода ПТО им. С. М. Кирова)

Режим работы	Комбинация нагрузок I		Комбинация нагрузок II	
	в плоскости стрелы α_I	в перпендикулярной плоскости α_I''	в плоскости стрелы α_{II}	в перпендикулярной плоскости α_{II}''
Легкий	4	4	8	8
Средний	5	5	10	10
Тяжелый	6	6	12	12
Весьма тяжелый (работа с грейфером)	7°30'	7°30'	15	15

Примечание. При расчетах по комбинации нагрузок II следует принимать либо α_{II} при $\alpha_{II}'' = 0$, либо α_{II}'' при $\alpha_{II} = 0$, либо совместно $0,7\alpha_{II}'$ и $0,7\alpha_{II}''$.

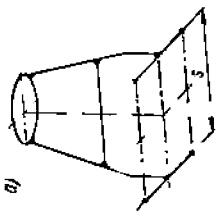
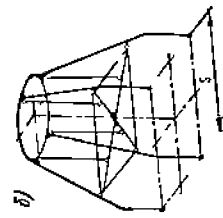
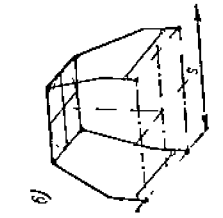
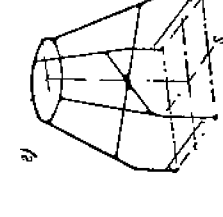
Давление на опоры порталов (первый раздел, п. 21) нужно определять с учетом суммарной погрешности пути (см. табл. 3.57) и опорной части крана. Экспериментальные значения вертикальной жесткости порталов, полученные с помощью металлических моделей, см. в табл. 3.50 [0.32]; наиболее жестким является портал с крестообразным ригелем, а наименее жестким, благодаря деформациям ходовых балок, — двухстечный портал.

Портал крана с вращающейся колонной (рис. 3.69) представляет собой пространственную конструкцию, состоящую из двух одинаковых плоских рам (рис. 3.72, а), расположенных по диагонали опорного контура и соединенных между собой в верхней части кольцевым оголовком, в средней — крестовиной и внизу — затяжками. Момент M_a при положении стрелы вдоль рамы передается на нее в виде двух горизонтальных сил $H_1 = \frac{M_a}{h_3}$ (вторая рама находится почти под прямым углом к первой и при этом момента M_a не воспринимает). Сила H передается через верхнюю опору на оголовок. Момент M_2 вызывает в портале малые напряжения, которые можно не учитывать. Сила N передается через опорный подшипник на крестовину и воспринимается поровну двумя рамами; также принимается приложенным и вес портала G_a . Более опасным для рамы является случай отсутствия распора; поэтому она считается как висюпая статически определимая система. Моменты инерции расчетной рамы на прямых участках принимаются постоянными, равными среднему арифметическому моментов инерции на границах участков у изломов; кольцевой оголовок в расчетной раме заменен прямой балкой с тем же моментом инерции. Для упрощения расчленения неизвестных X_1 , X_2 и X_3 рама решается трижды при действии каждой из внешних сил $H + H_1$, H_1 и $\frac{N}{2} + \frac{G_a}{2}$ в отдельности. Расчет ведется по методу сил. На рис. 3.72, б приведена основная статически определимая система; эпюры изгибающих моментов при действии единичных сил в основной системе см. на рис. 3.72, в, г, а в действительной — на рис. 3.72, д.

При определении увеличения колеи портала возможны два крайних случая (рис. 3.73): а — неподвижными остаются опоры портала, опирающиеся на один рельс, и минимальное изменение колеи равно $\Delta \cos \alpha$; б — неподвижными остаются опоры портала, опирающиеся на разные рельсы, и максимальное изменение колеи равно $2\Delta \cos \alpha$, где Δ — расхождение ног одной рамы, вызываемое только вертикальными нагрузками.

Оголовки портала представляет собой кольцевую балку коробчатого сечения, опирающуюся вертикальными фланцами на ноги портала, от которых нагрузка на оголовок передается в виде радиальных сил. Если стрела расположена

Наибольшая расчетная величина распора H_p может быть получена от веса груза, приложенного по оси вращения крана, и вертикальных нагрузок на портал от действия момента M_a при стреле вдоль путей, причем в случае поворота стрелы на 180 возможно возникновение распора от величины $2M_a$. При этом имеется в виду, что зазоры вдоль осей ходовых колес и между ребрами колес и рельсом отсутствуют. Если зазоры имеют место, то величина распора при движении портала может уменьшаться практически до нуля. Поэтому опорные ноги надо считать с учетом распора, а верхнее строение, которое разгружается от действия распора, — без его учета. У кранов на колонне M_a передается на портал в виде двух горизонтальных сил (рис. 3.69) и распора не вызывает.

 а)	 б)	 в)	 г)	3—6,3	16—32	52—80		
				0,25	0,8	0,9	2,0	2,5
				4	1,25	1,1	0,5	0,4
Схема портала	Грузоподъемность крана в тс	Вертикальная жесткость портала $C_{ок}$ в тс/мм	Вертикальная податливость портала $k_{ок}$ в мм/тс	Опытные значения вертикальной жесткости соответствуют величине усиления, выводящего одну опору из плоскости трех других на 1 мм.				

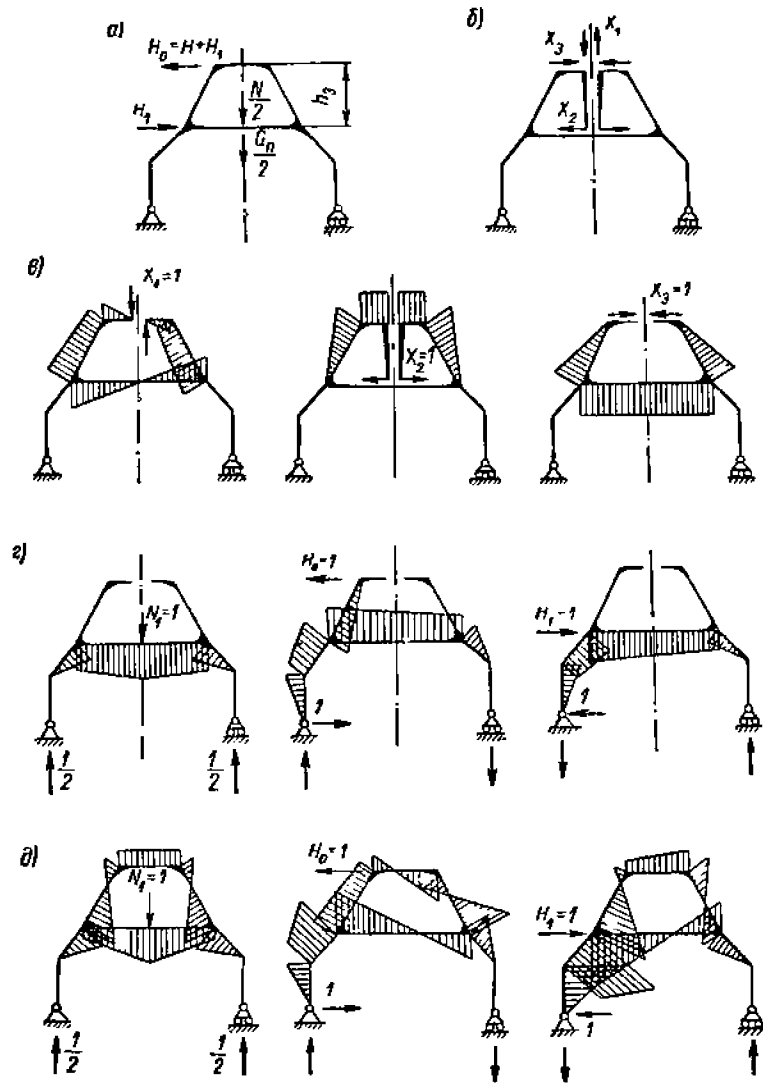


Рис. 3.72. Плоская рама портала крана с вращающейся колонной: а — схема нагружения; б — основная статически определимая система; в, г — эпюры изгибающих моментов в элементах основной системы от сил $X_1 = 1$, $X_2 = 1$, $X_3 = 1$, $N_1 = 1$, $H_0 = 1$, $H_1 = 1$; д — эпюры изгибающих моментов в элементах рамы от сил $N_1 = 1$, $H_0 = 1$, $H_1 = 1$

в плоскости рамы I (рис. 3.74), то со стороны фланцев A и B на оголовок передаются растягивающие силы P_1 и при этом со стороны фланцев C и D рамы II — сжимающие силы P_2 .

Портал коробчатой конструкции крана на поворотном круге (см. рис. 3.68, а) представляет собой пространственную конструкцию, состоящую из четырех ног, соединенных между собой в верхней части оголовком, а внизу — затяжками. Угол поворота стрелы для расчета ноги соответствует углу, вызывающему наибольшее давление на опору. Нога рассчитывается как балка, жестко закрепленная в оголовке и подверженная сжатию и изгибу в двух плоскостях

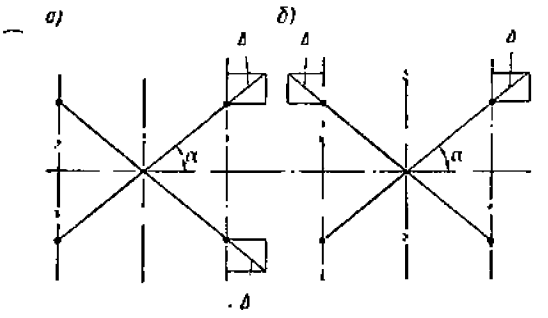


Рис. 3.73. Схемы деформаций рам портала: а — неподвижные опоры, опирающиеся на один рельс; б — неподвижные опоры, опирающиеся на разные рельсы

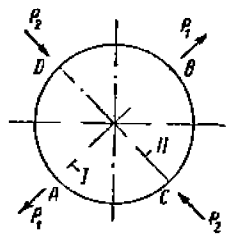
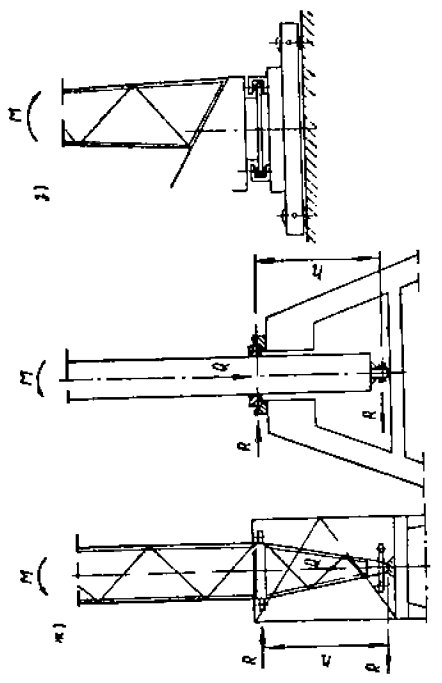
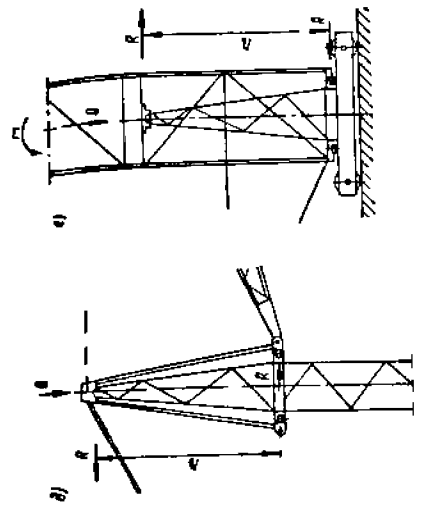


Рис. 3.74. Схема расчетной нагрузки кольцевого оголовка



вертикальными и горизонтальными опорными реакциями; наихудшим будет случай, когда распор H будет равен нулю. За малостью величины может не учитываться (в запас прочности) и разгружающее влияние усилия в затяжке S .

Расчетная схема оголовка — четыре двухопорные взаимно перпендикулярные коробчатые балки постоянного поперечного сечения по длине, соответствующего минимальному сечению в середине пролета. Ось стрелы перпендикулярна рассчитываемой балке. Исследования показывают, что: а) работает коробчатая часть балки, а влиянием выступающей одностенчатой кольцевой балки можно пренебречь; б) несущая способность портала определяется несущей способностью оголовка, а у последнего — местной устойчивостью листовых элементов.

Порталы решетчатой или листовой конструкции крана на поворотном круге (см. рис. 3.66, 3.67) рассчитываются разложением на плоские системы. Нагрузки от поворотной части через поддерживающие ее балки передаются на поперечную и боковую (раму) конструкции.

8. БАШНИ БАШЕННЫХ И МОЛОТОВИДНЫХ КРАНОВ

Схема башни зависит от назначения и параметров крана. Для строительных башенных кранов (рис. 3.75) применяются схемы с неподвижной башней, заканчивающейся порталом, или с вращающейся колонной, опирающейся на портал или на тележку с поворотной рамой. Конструктивно башня (колонна) может быть выполнена из трубы либо из ферм призматических или пирамидальных. Грани ферм совместно с поперечными диафрагмами образуют пространственно жесткую систему. Так как нагрузка на верхнюю часть башни всегда меньше, чем на нижнюю, в ряде случаев рационально давать башне переменное сечение по высоте. Переменность сечения башни в некоторых конструкциях объясняется применением телескопически раздвижных конструкций, башни которых можно наращивать как сверху, так и снизу. Стыки отдельных секций башен, перевозимых целиком без разборки на плоские фермы, наиболее удобны на фланцевых соединениях, при которых сжимающее усилие в стыках передается через плоскости фланцев. Для судостроительных и портовых башенных кранов применяются передвижающиеся, реже неподвижные башни. Башни кранов на поворотной платформе получают вид высоких порталов, а башни кранов

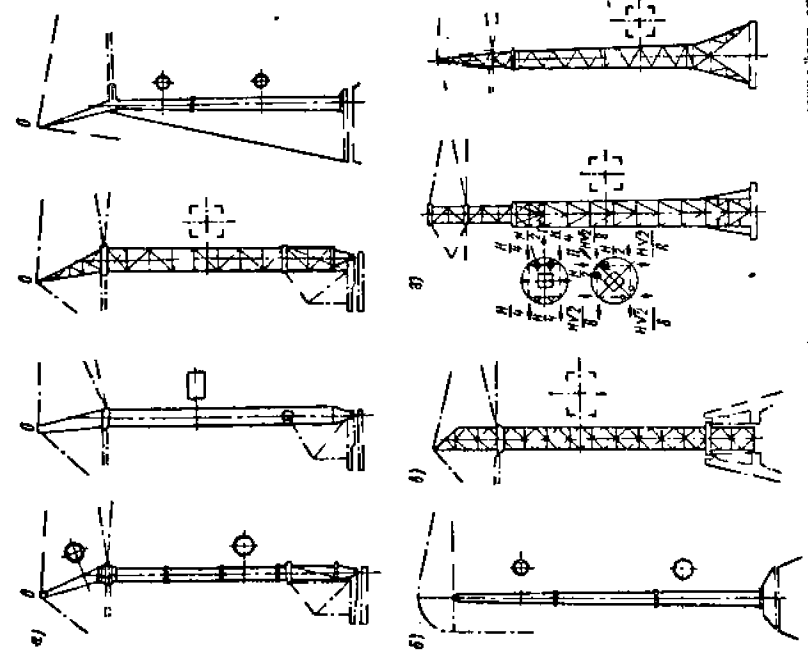


Рис. 3.75. Схемы башен (колонн) и опорно-поворотных устройств строительных кранов: а — вращающиеся колонны, разгружающиеся от изгиба за счет выбора координат оголовка; б — то же за счет центральной передачи нагрузки; в — вращающаяся колонна, не разгружаемая от изгиба; г — горизонтальная стрела; д — горизонтальная реакция; е — колокол на неповоротной колонне; ж — колокол в нижней части поворотной колонны; з — опора на поворотной колонне; и — хвостовик поворотной колонны; к — хвостовик поворотной колонны

на поворотной колонне аналогичны башням строительных кранов. Схемы башен молотовидных кранов приведены на рис. 3.76.

Схемы основных решеток башен изображены на рис. 3.77, а — д. Для башен чаще всего применяются решетки, приведенные на рис. 3.77, б и г, но для особо легких конструкций применяется также схема, показанная на рис. 3.77, а, без дополнительных стоек. В смежных плоскостях решетки располагают по схеме на рис. 3.78, б, чтобы пояса башни не получали дополнительных усилий от кручения [4].

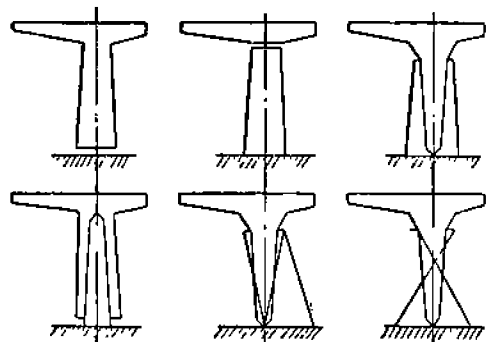


Рис. 3.76. Схемы башен молотовидных кранов

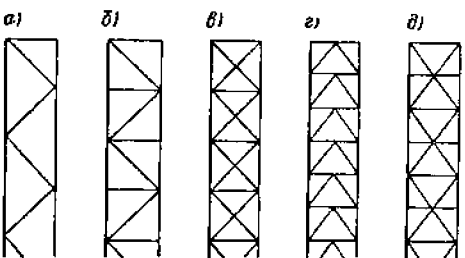


Рис. 3.77. Схемы решеток башен

В плоскости подвеса груза (стрелы) статической схемой колонны (рис. 3.75, а, б, в) является балка на двух опорах с консолью, а в перпендикулярной плоскости — балка, защемленная одним концом. Колонна может испытывать изгиб в двух плоскостях и кручение. Благодаря круглому сечению колонны и переменности изгибающих моментов по ее высоте наиболее напряженные волокна в различных сечениях колонны будут находиться под разными углами к оси стрелы.

Расчетные нагрузки металлических конструкций строительных башенных кранов и их комбинации приведены в табл. 3.51. Расчетные нагрузки в этой таблице соответствуют методике расчета по предельным состояниям [0.27]. Если кран с грузовой тележкой имеет пере-

менную в зависимости от вылета грузоподъемность, то в расчете проверяются несколько возможных случаев расположения грузовой тележки. Судостроительные и молотовидные краны рассчитываются по методу допускаемых напряжений. Их нагрузки соответствуют нагрузкам кранов общего назначения.

Общий вес башенного крана без балласта ориентировочно может быть определен по формулам [0.27]:

$$G = (0,7 \div 1,3) Ql \text{ тс}; \quad (3.201)$$

для кранов с подъемной стрелой и колонной постоянной высоты при $H = (1 \div 1,5) l$ и $M = Ql \leq 350 \text{ тс} \cdot \text{м}$

$$G = (0,4 \div 3,6) Ql \text{ тс}. \quad (3.202)$$

для кранов с подъемной стрелой и телескопической колонной при $H \approx 2l$ и $M = Ql = 14 \div 150 \text{ тс} \cdot \text{м}$

Здесь H , M — высота подъема крюка при наибольшем вылете l в м; большие значения коэффициента относятся к кранам с меньшим грузовым моментом M .

Если кран имеет стрелу, несущую грузовую тележку, то его вес увеличивается на 15% по сравнению с получаемым по формулам (3.201) и (3.202).

Вес металлической конструкции в % от веса крана в зависимости от его типа составляет: при поворотной колонне 55—60; при веповоротной колонне 60—65;

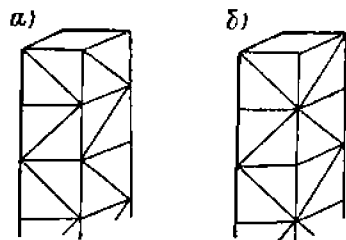


Рис. 3.78. Схемы раскосов решеток в башне крана: а — пояса башни получают дополнительные усилия от кручения; б — пояса башни не получают дополнительных усилий

при телескопической или подрачиваемой снизу колонне 70—80. Из весов отдельных частей крана наибольшее значение имеет собственный вес стрелы; для кранов грузоподъемностью 3—15 тс он составляет 0,2—0,4 тс/м.

3.51. Расчетные нагрузки P_n^H (1.68) для металлических конструкций строительных башенных кранов при расчете на прочность и устойчивость [0.47]

Вид нагрузки	Комбинации нагрузок						
	IIa	IIb	IIc	IId	IIe	IIIa	IIIb
Статическая от собственного веса G	G	G	G	G	G	G	G
Статическая от веса поднимаемого груза Q (включая грузозахват)	$n_2 Q$	$n_2 Q$	$n_2 Q$	$n_2 Q$	—	—	—
Ветровая	в рабочем состоянии	=	⊥	=	⊥	=	—
	в нерабочем состоянии	—	—	—	—	—	=
Динамическая	при подъеме (опускании) груза	—	—	+	+	—	—
	при повороте	—	—	+	+	—	—
	при монтаже	—	—	—	—	—	+

Примечания: 1. Внешние нагрузки, действующие на кран, определяются для двух различных состояний крана — рабочего (II) и нерабочего (III); к последнему относятся также случаи монтажа, демонтажа и перевозки крана (IIIb).

2. Комбинации нагрузок рабочего состояния крана являются расчетными для различных элементов металлических конструкций: стрелы и консоли противовеса (IIc, IId), частей конструкций, нагружаемых при наращивании башни и самоподъема крана (IIe) и т. п.

3. Учитываются динамические нагрузки при подъеме (опускании) груза или при повороте крана и выбираются те из них, которые вызывают большее усилие в рассчитываемом элементе.

4. Динамические нагрузки в нерабочем состоянии крана принимаются равными: 30% от веса поднимаемых частей крана — при монтаже и погрузке крана; 40% от веса транспортируемых частей крана — при транспортировании крана по шоссе и дорогам. Динамические нагрузки при транспортировании крана по железной дороге см. в первом разделе п. II.

5. При всех расчетных сочетаниях нагрузок должен учитываться наклон основания крана, по направлению совпадающий с направлением ветра.

6. Расчет на выносливость от пульсаций ветровой нагрузки см. в первом разделе, гл. II и V.

7. Условные обозначения: + — нагрузка учитывается; — — не учитывается; = — учитывается и направлена параллельно плоскости подвеса стрелы; ⊥ — учитывается и направлена перпендикулярно плоскости подвеса стрелы.

Коэффициент перегрузки собственного веса для всех комбинаций нагрузок, а также ветровой нагрузки и динамической в нерабочем состоянии крана принимается равным единице. Значения коэффициентов перегрузки веса груза n_2 приведены в табл. 3.52.

Поскольку у башенных кранов обычно отношение частот двух гармонических составляющих изгибных колебаний башни $\frac{P_2}{P_1} < 3$, для расчета надлежит использовать двухмассовую схему, приводя массу крана к точке подвеса груза и к пяте

стрелы (табл. 3.22). Если башня достаточно жесткая и горизонтальным перемещением стрелы в процессе колебаний конструкции можно пренебречь, возможно использовать одномассовую схему с приведенной массой стрелы в точке подвеса груза. Так как скорости опускания груза у башенных кранов значительно больше скоростей подъема, то наибольшие динамические воздействия на металлическую конструкцию

3.52. Значения коэффициентов перегрузки веса груза n_1 [0.47]

Режим работы крана	Грузоподъемность крана в тс		
	до 1,5	от 1,5 до 10	свыше 10
Легкий	1,2	1,15	1,1
Средний	1,4	1,25	1,2
Тяжелый	1,5	1,35	1,3

Для динамических нагрузок при работе механизмов подъема и поворота принимаются те же значения коэффициентов перегрузки, что и для груза.

часто возникают не при отрыве груза от основания, а при торможении опускающегося груза.

Для того чтобы колебания крана не оказывали вредного воздействия на машиниста, находящегося в кабине, необходимо ограничивать ускорения пола кабины [3].

Расчет ветровых нагрузок производится с учетом коэффициента динамичности β (раздел первый, п. 7), зависящего от периода свободных колебаний нижней частоты крана τ_1 . Для строительных башенных кранов с грузом на крюке τ_1 в сек определяется по формуле

$$\tau_1 = \tau_0 \sqrt{\frac{H_B}{L_c}}, \quad (3.203)$$

где τ_0 — принимают в зависимости от вылета крюка L_2 и нормативного веса груза Q^n по табл. 3.53; H_B — высота башни в м; L_c — длина стрелы в м.

Для кранов без груза на крюке период свободных колебаний принимают равным половине периода свободных колебаний крана с наибольшим для данного вылета грузом на крюке.

3.53. Период свободных колебаний τ_0 в формуле (3.203) для строительных башенных кранов [0.47]

L_2 в м	Q^n в тс									
	От 0,5 до 1	Св. 1 до 2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 8	Св. 8 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 40	Св. 40 до 50
	T_0 в сек									
4	0,80	1,00	1,20	1,40	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10
8	1,00	1,20	1,40	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20
16	1,20	1,40	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,40
20	1,40	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,40	2,60
30	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,40	2,60	2,80
40	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,40	2,60	2,80	3,00

Наклон основания крана к горизонту для передвижных и самоподъемных строительных башенных кранов [0.47]

$$i = \frac{0,05}{K} + 0,004,$$

где K — коlea крана в м.

Давления на ходовые колеса определяются по формулам первого раздела, п. 21. Четырехопорные башенные краны обычно рассчитываются в предположении опирания их на три опоры.

Коэффициент условий работы m_0 (1.69) принимается равным [0.47]

$$m_0 = m_1 m_2 m_3,$$

где m_1 — коэффициент ответственности крана; для кранов, обслуживающих малоэтажное и сельское строительство, принимается равным 1,0, при подаче бетона на гидротехническом строительстве — 0,8, при обслуживании всех остальных видов строительства и при обслуживании складов — 0,9; m_2 — коэффициент локализации отрыва; при расчетах на действие нагрузок, возникающих в рабочем состоянии крана, принимается равным: для стрелы 1,0, для башни и консоли верхнего противовеса 0,9, для ходовой рамы и поворотной платформы 0,8; при нерабочем состоянии крана $m_2 = m_3 = 1$; $m_3 = 0,9$ учитывает малые пластические деформации тонкостенных профилей, получающиеся благодаря частым (до 2—3 раз в год) перевозкам башенных кранов с места на место; этот коэффициент распространяется на листовые конструкции с толстой стенкой менее 4 мм, на уголковоe профили сечением менее 63 × 63 × 6 для равнобоких уголков и сечением 90 × 56 × 6 — для неравнобоких; на швеллеры менее № 8; $m_3 = 0,75 \div 0,9$ для элементов решетчатых ферм, выполненных из одного уголка или швеллера, учитывая внешнетреннюю передачу нагрузки (0,75 для неравнобокого уголка, прикрепленного узкой полкой; 0,9 для равнобокого уголка и швеллера, прикрепленного стенкой); $m_3 = 1,0$ для остальных элементов.

Расчет башен кранов (см. рис. 3.75, з) производится на действие сжимающих сил P , изгибающего момента M и крутящего момента $M_{кр}$. Наибольшее расчетное усилие в поясе башни квадратного поперечного сечения N будет при расположении стрелы в диагональной плоскости башни, когда

$$N = \frac{P}{4} + \frac{M}{1,4a},$$

где a — расстояние между центрами тяжести поясов по грани башни.

Решетка граней башни воспринимает поперечные силы $Q = \frac{M_{кр}}{2a}$ и усилия от ветровой нагрузки на башню.

Для башен рекомендуется вместо проверки их на общую устойчивость производить определение напряжений по деформационному способу с учетом начальных несовершенств (п. 3). Сжатые пояса должны быть проверены на устойчивость на длине панели.

Если трубчатая башня имеет проемы для входа и выхода, то края их должны быть укреплены для предохранения от потери местной устойчивости. Окаймление ребрами коробчатого типа позволяет получить в сечении по проему равнопрочность с основным сечением колонны [9].

В схеме по рис. 3.75, з верхнее сечение шахты заканчивается опорным кольцом, по внутренней поверхности которого перекатываются укрепленные на колонне ролики. Решетка башни испытывает наибольшие усилия при положении стрелы I , пояса — при положении стрелы II , когда работают только два пояса; передающиеся при этом в углы шахты усилия приведены на рис. 3.75, г.

Расчет башен молотовидных кранов производится путем разложения их пространственной конструкции на плоские системы.

9. МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ КАБЕЛЬНЫХ КРАНОВ

В качестве опор несущего каната применяют мачты на оттяжках и башни, которые могут перемещаться по параллельным и концентрическим путям.

Мачты имеют главную оттяжку в плоскости несущего каната и две боковые (рис. 3.79, а). Для обеспечения устойчивости мачты при монтаже и демонтаже несущего каната иногда ставят одну или две оттяжки со стороны пролета. Если мачта на оттяжках используется в качестве неподвижной опоры радиального кабельного крана, то ставятся две главные оттяжки I для разгрузки боковых оттяжек 2 от натяжения несущего каната (рис. 3.79, з).

В качестве оттяжек рекомендуется применять канаты спиральные однорядные по ГОСТам 3064—66 (1 × 37), 3065—66 (1 × 61), канаты (тросы) семипрядные по

ГОСТач 3067—66 (7 × 19), 3068—66 (7 × 37) и канаты спиральные закрытые по ГОСТам 3090—55, 7675—55 и 7676—55.

Оттяжки рассчитываются на растяжение от действия составляющих усилий в несущих, тяговых и подъемных канатах и от давления ветра. Оттяжкам задают предварительное натяжение в пределах до 3—5 тс. Для высоких мачт величину предварительного натяжения рационально выбирать так, чтобы при любом направлении сил в оттяжках продолжало оставаться монтажное натяжение [7].

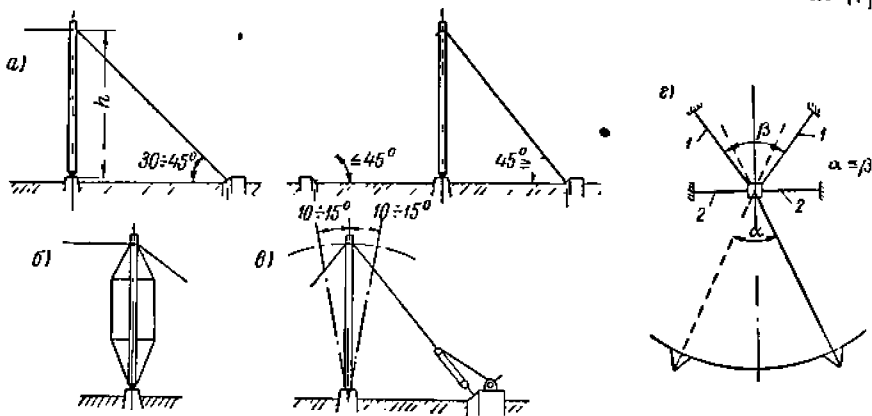


Рис. 3.79. Схемы мачтовых опор кабельных кранов

Оттяжки рассчитываются на растяжение с запасом прочности [0.17]: $n \geq 3,5$ для постоянных и $n \geq 3,0$ для временных установок.

Мачты могут быть выполнены из трубы или решетчатыми с решеткой по типу рис. 3.77, а, б, в при расположении в соседних плоскостях по схеме на рис. 3.78, б. Ширина мачты принимается в пределах $\frac{1}{40} - \frac{1}{30}$ ее высоты, а при усилении шпренгелями (рис. 3.79, б) $\frac{1}{50} - \frac{1}{40}$ высоты. Мачты можно делать с расчетом на боковое отклонение (рис. 3.79, в). Собственный вес мачты на оттяжках составляет

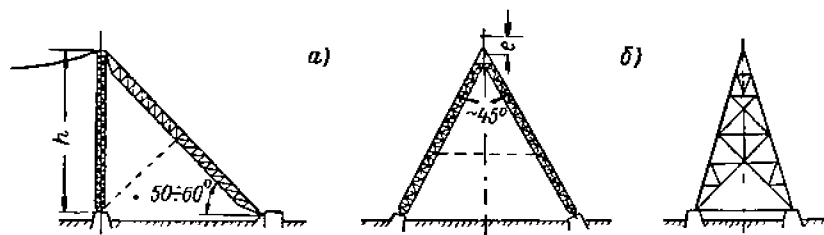


Рис. 3.80. Схемы плоских опор кабельных кранов

0,1—0,2 мс/м. Мачты на оттяжках рассчитываются на устойчивость от вертикальных составляющих усилий в канатах (несущих, тяговых, подъемных, оттяжных) и от собственного веса как цельные или составные стержни постоянного или переменного сечения по длине с шарнирами по концам. При учете давления ветра мачта рассчитывается как двухопорная балка на сжатие и изгиб. При этом расчетным является случай направления ветра на ее ребро. Для обеспечения устойчивости мачт применяют шпренгели [0.3] и двухъярусные оттяжки [8].

Плоские опоры при высотах $h > 20$ м рационально делать по схеме на рис. 3.80, а; более низкие опоры получаются легче по схеме на рис. 3.80, б. Главная

оттяжка может быть как гибкой, так и жесткой; последняя применяется для неподвижных опор радиальных кабельных кранов. Плоские опоры рассчитываются аналогично мачтам на оттяжках. Если равнодействующая натяжений канатов приложена с эксцентриситетом e по отношению к вершине треноги (рис. 3.80, а), то возникает изгибающий момент, передающийся поровну на обе ноги плоской опоры [0.2]. При расчете плоских опор радиального крана необходимо, кроме среднего положения подвижной башни, рассмотреть крайнее ее положение, при котором плоская опора нагружена боковой составляющей усилий в канатах.

Башни для подвижных опор (рис. 3.81, 3.82) представляют собой пространственные конструкции. Для уменьшения длины сжатых стержней и прогиба их от собственного веса иногда добавляют стержни, которые на рис. 3.80, 3.82 показаны штриховыми линиями. Коэффициент запаса устойчивости (вдоль и поперек пути) передвижных опор кабельных кранов с учетом всех нагрузок (сил инерции, ветровой нагрузки, снега, забегания одной из опор) при наиболее неблагоприятной их комбинации должен быть не менее 1,2.

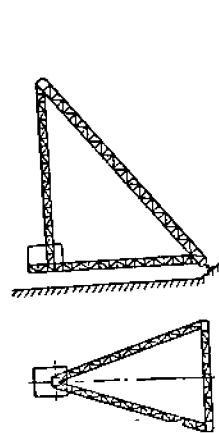


Рис. 3.81. Схема качающейся башни

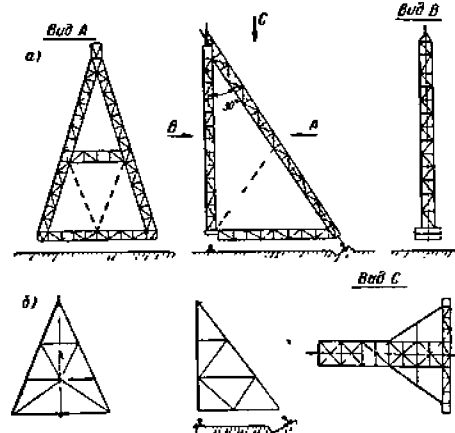


Рис. 3.82. Схемы двухпутной башни: а — при высоте $h \geq 30$ м; б — при $h < 30$ м

Вес металлической конструкции подвижной качающейся или двухпутной башни при высоте $h = 15 - 45$ м и натяжении всех канатов 50—150 тс колеблется обычно в границах $G = (1,0 - 2,0) h$ (тс) при h (м). При этом вес двухпутных башен больше, чем качающихся. Неподвижные опоры радиальных кабельных кранов при тех же условиях получаются более тяжелыми.

Башни рассчитываются путем разложения пространственных систем на плоские. Моменты, приложенные в узлах, распространяются на примыкающие к узлу элементы пропорционально их погонным жесткостям $\frac{J}{l}$. В конструкциях башен больших

размеров возможно уменьшить влияние собственного веса за счет создания соответственных опорных моментов в узлах [0.13].

Закрепление несущего каната на головке опоры (рис. 3.83) должно обеспечить возможность поворота каната вместе с концевой муфтой в вертикальной и горизонтальной плоскостях (двойные шарниры, шаровая опора) [0.17].

Опорные узлы неподвижных опор имеют цилиндрические (см. рис. 3.17) или шаровые (см. рис. 3.19, в) шарниры.

Расчет конструкций башен, по данным Союзпроммеханизации, ведется с учетом динамического коэффициента 1,1 для натяжений всех канатов и собственного веса башни с противовесом и оборудованием. Для элементов конструкций, непосредственно воспринимающих нагрузки от подъемных и тяговых канатов, вводится динамический коэффициент 1,3, а для балок, на которые опираются лебедки, — коэф-

фицент 1,2. Учитываются составляющие натяжений всех канатов от забега башни на 3—2% (соответственно величине пролета крана 200—500 м) и инерционные силы при разгоне и торможении башен. Расчет производится для рабочего и нерабочего (монтаж и демонтаж) состояний.

Для расчёта опор принимается положение грузовой тележки, при котором натяжение несущего каната наибольшее: для крана с двумя закрепленными концами каната — при положении тележки в середине пролета, а для крана с качающейся башней — при положении тележки у качающейся башни. Составляющая натяжений канатов при забеге башни $H_z \approx \Sigma H_t \operatorname{tg} \delta$, где δ — угол забега башни, воспринимается ее наклонной фермой.

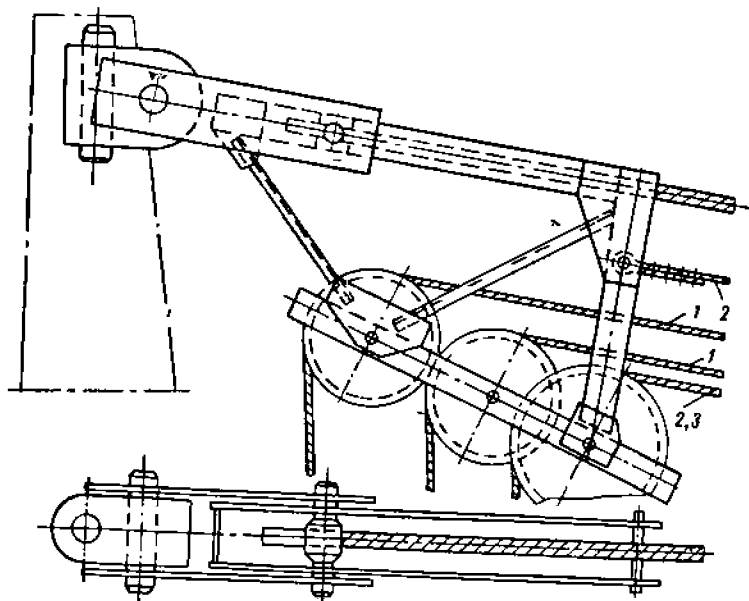


Рис. 3.83. Поворотная головка машинной башни радиального грейферного крана (Союзпроммеханизация): 1 — тяговый канат, 2 — вспомогательный замыкающий; 3 — поддерживающий

Провес несущего каната от веса распределенной нагрузки канатов и поддержек G и веса тележки с грузом P , находящейся на расстоянии x от башни,

$$f_x = \frac{x(L-x)}{LH_x} \left(P + \frac{G}{2} \right),$$

$$f_{\max} = \frac{L}{4H_c} \left(P + \frac{G}{2} \right) \text{ при } \frac{L}{2}.$$

Горизонтальная составляющая натяжения несущего и рабочих канатов при качающейся башне (рис. 3.84, а) равна

$$H_x \approx H_c + 0,5P \left(2 \frac{x}{L} - 1 \right) \operatorname{ctg} \alpha; \quad H_x = H_{\max} \text{ при } x = x_{\max}.$$

При некачающихся башнях (рис. 3.84, б) H_x находится из уравнения

$$H_x^2 + H_x^2 \left\{ \frac{E_k F}{8H_c^2} \left[P(P+G) + \frac{G^2}{3} \right] - H_c \pm \epsilon \Delta t E_k F \right\} =$$

$$= \frac{E_k F}{8} \left[\frac{4x(L-x)}{L^2} P(P+G) + \frac{G^2}{3} \right].$$

Здесь $H_c = \frac{L}{4f} \left(P + \frac{G}{2} \right)$ — горизонтальная составляющая суммарного натяжения

несущего и подвешенных к нему рабочих канатов при $x = \frac{L}{2}$; $E_k = 1,6 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$ — модуль упругости каната; F — площадь сечения несущего каната в см^2 ; $\epsilon = 125 \cdot 10^{-7}$ — коэффициент линейного расширения; Δt — величина колебаний температуры.

Знак перед членом с Δt плюс — при повышении температуры (по сравнению с монтажной) и минус — при понижении температуры.

Горизонтальная составляющая натяжения несущего каната

$$H_{xH} = H_x - \Sigma t_p, \quad (3.204)$$

где Σt_p — суммарное натяжение канатов, подвешенных на подпорках.

Вертикальная составляющая натяжения несущего каната в точке закрепления его на башне

$$V_{xH} = \frac{G}{2} + P \left(1 - \frac{x}{L} \right) \pm$$

$$\pm H_{xH} \operatorname{tg} \alpha. \quad (3.205)$$

Натяжение несущего каната определяется по формуле

$$T_x = \sqrt{H_{xH}^2 + V_{xH}^2}. \quad (3.206)$$

Несущий канат выбирается из условия ограничения провеса под

грузом $\frac{f_{\max}}{L} = \frac{1}{20} \div \frac{1}{30}$ и расчи-

тывается на растяжение (по статическому усилию) с запасом прочности 3,5—4,0 для установок постоянного типа и 3,0 для временных установок. В качестве несущих применяются спиральные канаты закрытой конструкции (ГОСТы 3090—55, 7675—55, 7676—55), которые должны состоять из одного куска. На установках временного типа допускается применять канаты спиральные открытой конструкции или многопрядные без органического сердечника. Для долговечности каната следует ограничить величину давления на ходовое колесо грузовой тележки

N условием $N \leq \left(\frac{1}{35} \div \frac{1}{50} \right) T_{\min}$ в зависимости от интенсивности движения. При

резкой разгрузке возникают поперечные колебания несущего каната, которые в случае качающейся башни сопровождаются перенапряжениями каната. Амплитуда колебаний r равна разности провесов Δf и в два—шесть раз больше для каната с качающейся башней, чем для каната, с закрепленными концами. При продолжительности разгрузки свыше трех периодов колебаний (10—20 сек) колебания практически отсутствуют [0.17, 1].

ЛИТЕРАТУРА

1. Аняньев А. А., Плодовитов Н. Н. О колебаниях несущего каната кабельного крана при свободной разгрузке [0.54, 1935, № 182].
2. Баранов Н. А. Сравнительный анализ существующих методов расчета давлений на колеса четырехопорных поворотных кранов на рельсовом ходу [0.54, 1965, № 254].
3. Зарцкий А. А. Колебания башенных кранов и условия работы машиниста. — «Строительное и дорожное машиностроение», 1963, № 4.
4. Кудрявцев П. А. Расчет пространственных стержневых систем на кручение [0.53, 1950, № 51].
5. Мазовер И. С. О критериях для сравнения порталных кранов [0.53, 1965, вып. 4(57)].
6. Ногин И. Л., Подкопоев А. Ф. Портальные краны западно-германских фирм. М., НИИинформгажмаш, 1968, № 33.

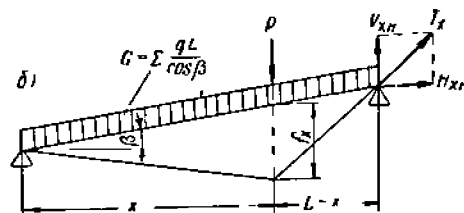
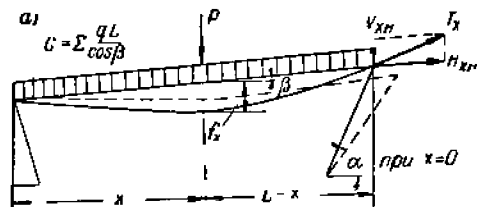


Рис. 3.84. Схемы провесов несущего каната под действием собственного веса и груза: а — при качающейся башне; б — при обоях закрепленных концах каната

7. Розенблит Г. Л. Стальные конструкции зданий и сооружений угольной промышленности. М.—Л., Углетехиздат, 1953.

8. Стрелецкий Н. С., Генисев А. Н., Беленя Е. И. и др. Металлические конструкции. Изд. 3-е. М., Госстройиздат, 1961.

9. Bohke E. Tiefbohrmast in Rohrschalenbauweise. — «Stahlbau», 1956, № 7, 8.

ГЛАВА IV

СТРЕЛЫ, КОЛОННЫ И МАЧТЫ

10. СТРЕЛЫ И КОЛОННЫ ПОРТАЛЬНЫХ И ПЛАВУЧИХ КРАНОВ

Стреловые конструкции осуществляются в виде прямых стрел (рис. 3.85) или шарнирно сочлененных укосин (рис. 3.86).

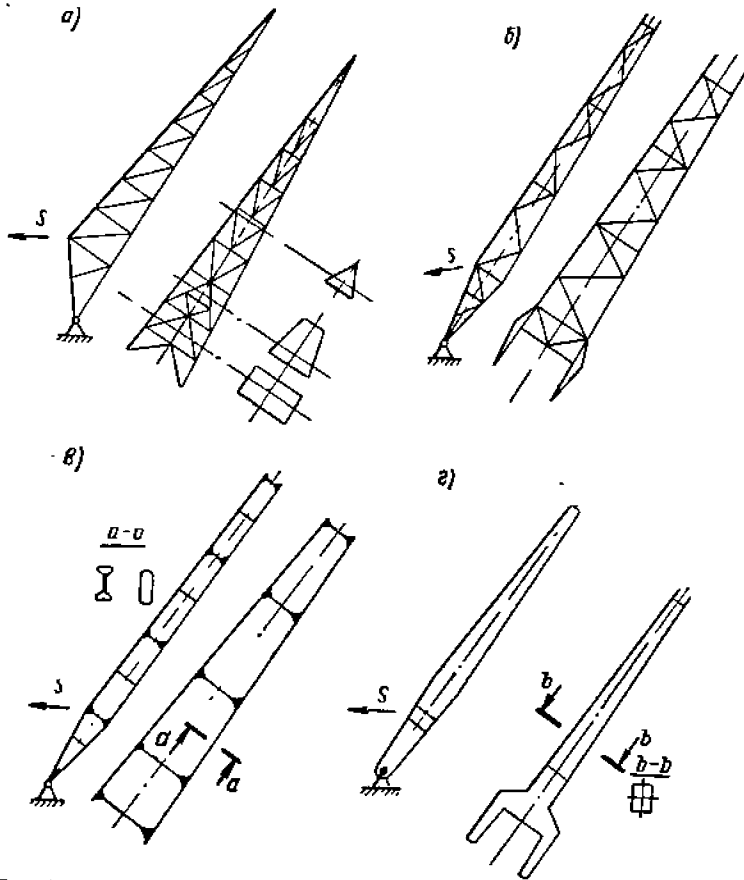


Рис. 3.85. Схемы прямых стрел порталных кранов решетчатых (а, б), безраскосных (в) и коробчатых (г)

Плавающие краны оборудуются специальными стрелами (рис. 3.87) или такими же, как у порталных (рис. 3.85, 3.86) и стреловых (см. рис. 3.102) кранов. Применение легких металлов снижает вес стрел до 50% и соответственно уменьшает вес противовеса.

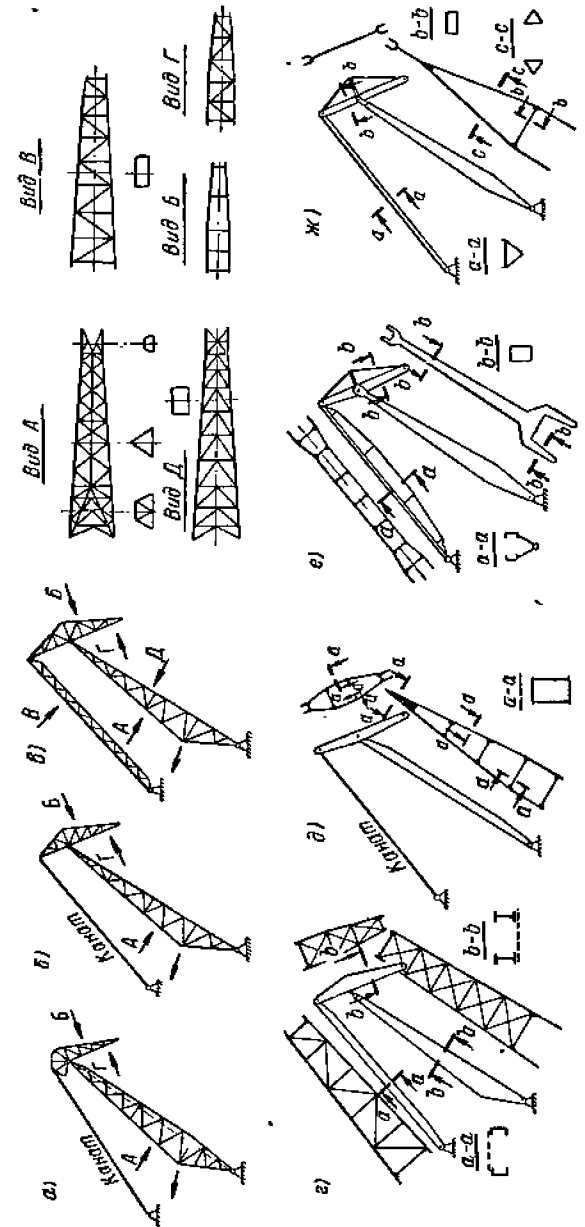


Рис. 3.86. Схемы шарнирно сочлененных укосин; а, б, в — решетчатых; г — листовых одностенчатых; д, е, ж — коробчатых

Прямые стрелы (рис. 3.85) делают с переменным по длине прямоугольным или треугольным сечением; пояса таких стрел часто выполняются постоянными, а раскосы одинакового сечений. Применяются также безраскосные системы, причем

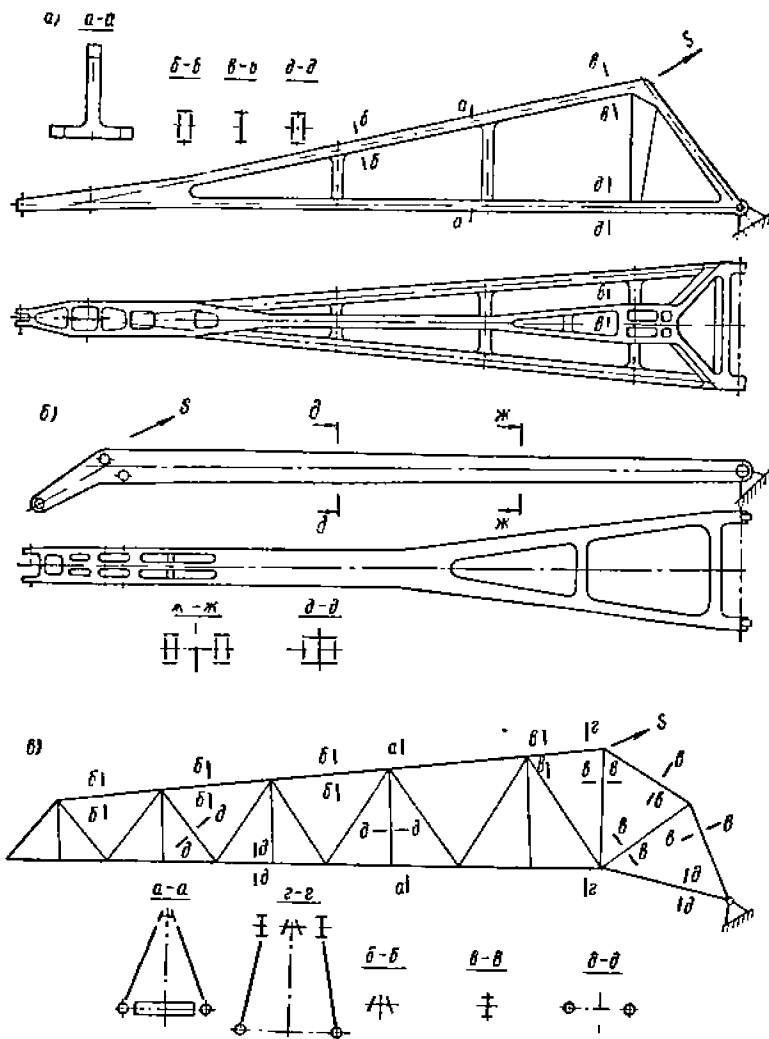


Рис. 3.87. Схемы стрел плавучих кранов ЛЗПТО им. С. М. Кирова: а — $Q = 60$ тс, длина стрелы $l \approx 40$ м (верхний пояс один, нижних — два); б — $Q = 100$ тс, $l \approx 35$ м; в — $Q = 250$ тс, $l = 69,5$ м

используется уголкового профиля, трубы и гнутые профили открытого (см. рис. 3.1) или замкнутого сечения. Существуют примеры листовых тонкостенных (3 мм с применением специальных антикоррозийных покрытий) стрел с вылетом до 20 м [26]. Для кранов малой грузоподъемности встречаются также стрелы из одной трубы. Высота вертикальных ферм h по отношению к длине стрелы l составляет $\frac{h}{l} = \frac{1}{20} \div \frac{1}{35}$,

а расстояние между опорами в корне стрелы $\frac{b}{l} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{15}$. При треугольном поперечном сечении стрелы углы при вершинах $\beta \approx 60^\circ$ и воздействие вертикальных нагрузок на наклонные плоскости получается делением нагрузок на $2 \cos \frac{\beta}{2}$.

Решетчатые стрелы обычно выполняются из уголкового проката. При трубчатых профилях менее трудоемки безраскосные стрелы; хотя элементы безраскосных стрел испытывают поперечный изгиб, безраскосная стрела из труб может быть выполнена не более тяжелой, чем раскосная стрела из уголков. Стрела с треугольным поперечным сечением легче, чем с прямоугольным, за счет меньшего количества стержней решетчатых. Наименее трудоемки в изготовлении листовые стрелы, которые целесо-

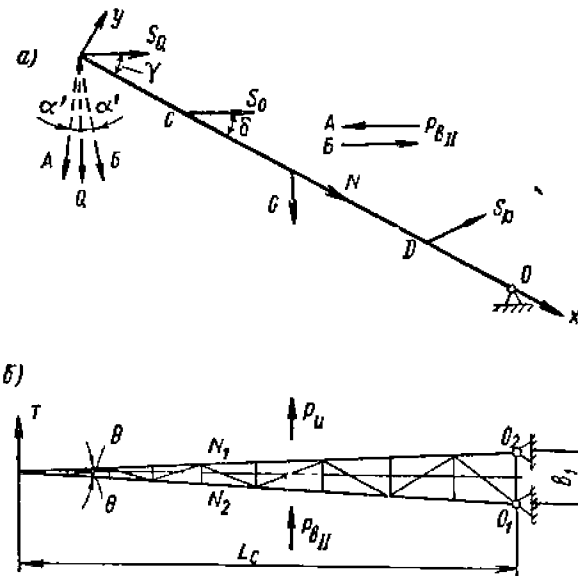


Рис. 3.88. Расчетная схема прямой стрелы: а — расчетная схема сил, действующих в плоскости качания стрелы; б — то же в плоскости, перпендикулярной плоскости качания

образны при условиях малого количества ребер жесткости и незначительного увеличения веса по сравнению с решетчатыми стрелами.

В общем случае (рис. 3.88) со стрелой связаны подвижные канаты подвижного противовеса с усилием S_0 и тяга для изменения вылета с усилием S_R . Значения S_0 и S_R (том второй, раздел шестой, гл. III) изменяются при качании стрелы.

Усилие в подъемных канатах S_Q зависит от расчетной комбинации нагрузок. Напряжения в элементах стрелы следует определять при крайних и нескольких промежуточных ее положениях.

При угле отклонения канатов α' следует рассмотреть случаи А и Б (рис. 3.88, а), изменяя соответственно и направление ветра. При этом будет изменяться усилие S_R . Собственный вес стрелы G , силу давления ветра P_{BH} и касательную силу инерции массы стрелы P_u при торможении механизма поворота рассматривают либо как сосредоточенные, либо как распределенные по длине стрелы силы. При расчете в вертикальной плоскости стрела представляет собой ферму (балку) на двух шарнирных опорах O и D с консолью, а в горизонтальной плоскости — консольную ферму с двумя опорами O_1 и O_2 . Пояса испытывают продольные усилия $N_{1,2} = 0,5 \frac{N}{\cos \theta} \pm \Delta N$, где ΔN — усилие, вызванное горизонтальными силами, и поперечный изгиб

в вертикальной плоскости. Рекомендуемые гибкости для стрел приведены в табл. 3.9. Для растянутых и нулевых раскосов, стоек и связей разрешается иметь $\lambda = 250 \div 350$.

При проверке общей устойчивости стрелы от действия сжимающих сил в вертикальной плоскости стрела рассчитывается как стержень с шарнирными опорами в точках O и D , а в горизонтальной плоскости — как стержень с одним заделанным и другим свободным концом. При этом должна быть учтена переменность сечения по длине стрелы, а для решетчатых стрел необходимо учитывать, что они являются составными стержнями (гл. 1, п. 3). При проверке устойчивости в горизонтальной плоскости влияние гибкой оттяжки улучшает условия устойчивости стрелы [0.3, 0.13]. При совместном действии сжатия и изгиба проверку общей устойчивости стрелы см. [17, 19]; в этих случаях вместо проверки общей устойчивости рекомендуется производить расчет на прочность по деформированной системе (рис. 3.89) с учетом начальных несовершенств (гл. 1, п. 3) [0.13].

Безраскосная стрела внутренне $3n$ раз статически неопределима, где n — число панелей. Из-за высокой степени статической неопределимости точные методы расчета безраскосных ферм практически неприемлемы.

В результате действия на безраскосную стрелу поперечной силы (рис. 3.90, а) ее пояса и стойки испытывают продольные усилия (рис. 3.90, е) и поперечный изгиб

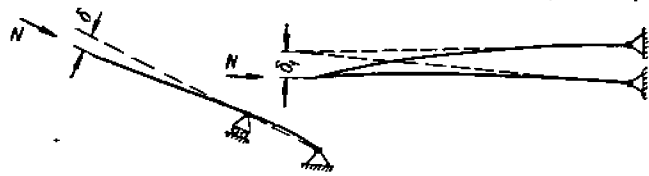


Рис. 3.89. Схемы деформаций стрелы в вертикальной и горизонтальной плоскостях

(рис. 3.90, д), причем в каждой панели пояса и в каждой стойке изгибающие моменты меняют знак, проходя через нулевые значения. Рассматриваемый ниже приближенный способ расчета использует метод моментных нулевых точек [0.13, 13].

Расстояния от стоек до нулевой точки (рис. 3.90, е)

$$l'_i = \frac{3 + k_i^* \frac{J_i^{cp}}{J_{i+1}} \frac{h_{i+1}}{l_i}}{6 + k_i \frac{J_i^{cp}}{J_i} \frac{h_i}{l_i} + k_i^* \frac{J_i^{cp}}{J_{i+1}} \frac{h_{i+1}}{l_i}} l_i \quad (3.207)$$

$$l''_i = l_i - l'_i$$

где

$$k_i = \frac{M_i^c}{M_i^c} \quad \text{и} \quad k_i^* = \frac{M_{i+1}^c}{M_i^c} \quad (3.208)$$

коэффициенты влияния соседних панелей (табл. 3.54); M_i^c , M_{i+1}^c и M_i^c , M_{i+1}^c — моменты в узлах i -й панели у поясов и у стоек; J_i , h_i и J_{i+1} , h_{i+1} — моменты инерции сечений и высоты стоек; $J_i^{cp} = \frac{J_i^a + J_i^b}{2}$ — средний момент инерции верхнего (J_i^a) и нижнего (J_i^b) поясов.

Частные случаи, когда нулевые точки находятся в серединах панелей, т. е. $l'_i = l''_i = 0,5 l_i$, имеют место:

1) у ферм с параллельными или слабо наклонными поясами ($h_i \approx h_{i+1}$), при одинаковых длинах панелей ($l_{i-1} = l_i = l_{i+1}$) и одинаковых сечениях стоек ($J_i = J_{i+1}$) для промежуточных панелей, для которых $k_i = k_i^* = 2$ (табл. 3.54);

2) если жесткости обеих стоек (J_i и J_{i+1}) значительно больше, чем поясов (может иметь место у листовых зашивок).

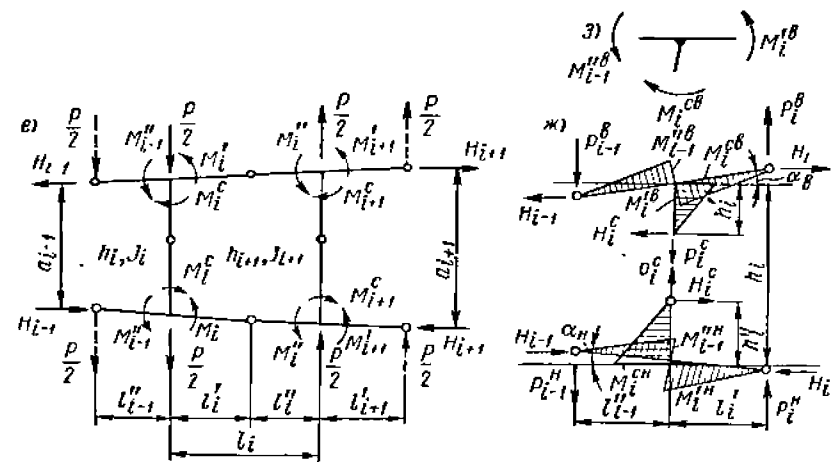
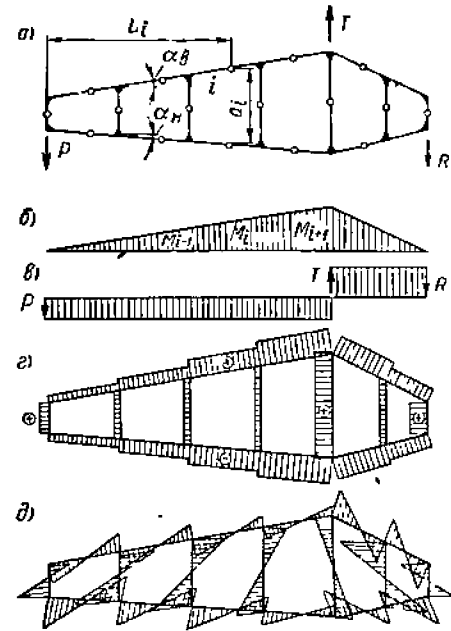
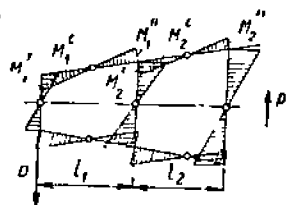
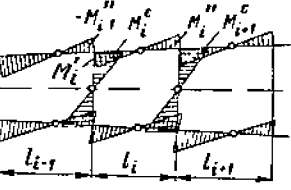
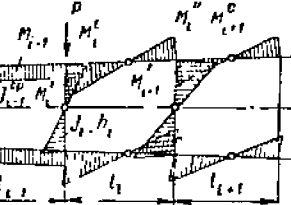
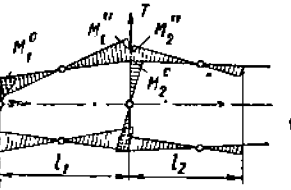
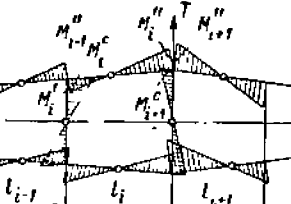
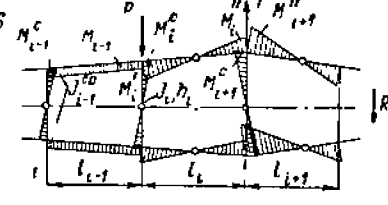
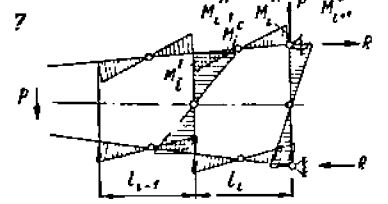
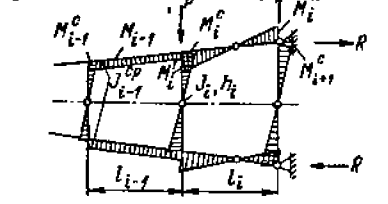


Рис. 3.90. Расчетные схемы безраскосной стрелы: а — схема расположения внешних сил и условных шарниров (нулевых точек); б и в — эпюры изгибающих моментов (б) и перерезывающих сил (в); г и д — эпюры продольных усилий (г) и изгибающих моментов (д) в элементах стрелы; е и ж — схемы к определению нулевых точек в поясах (е) и в стойках (ж); з — схема равновесия узла

3.54. Коэффициенты k'_i и k''_i влияния соседних панелей на величину изгибающего момента в стойках по формуле (3.208)

Продолжение табл. 3.54.

Положение панели в ферме	k'_i	k''_i
	1,0	$\frac{l_1 + l_2}{l_1}$
	$\frac{l_{i-1} + l_i}{l_i}$	$\frac{l_i + l_{i+1}}{l_i}$
	$\frac{6J_i l_{i-1}}{6J_i l_{i-1} + J_{i-1}^{cp} h_i}$	$\frac{l_i + l_{i+1}}{l_i}$
	1,0	$\frac{Pl_i - Rl_2}{Pl_i}$
	$\frac{l_{i-1} + l_i}{l_i}$	$\frac{Pl_i - Rl_{i+1}}{Pl_i}$

Положение панели в ферме	k'_i	k''_i
	$\frac{6J_i l_{i-1}}{6J_i l_{i-1} + J_{i-1}^{cp} h_i}$	$\frac{Pl_i - Rl_{i+1}}{Pl_i}$
	$\frac{l_{i-1} + l_i}{l_i}$	1,0
	$\frac{6J_i l_{i-1}}{6J_i l_{i-1} + J_{i-1}^{cp} h_i}$	1,0

Действующая в панели поперечная сила P распределяется между верхним (P^o) и нижним (P^n) поясами следующим образом:

$$P_i^o = \frac{B_i \left(\frac{L_i}{a_i} A_i + \frac{1}{J_i^n} \right) + \frac{3}{2} D_i \left[1 + \frac{L_i}{a_i} (\operatorname{tg} \alpha_o - \operatorname{tg} \alpha_n) \right]}{B_i C_i + 3D_i} P; \quad (3.209)$$

$$P_i^n = P - P_i^o,$$

где

$$A_i = \frac{\operatorname{tg} \alpha_o}{J_i^o} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{J_i^n}; \quad B_i = l_i^o + l_i^n;$$

$$C_i = \frac{1}{J_i^o} + \frac{1}{J_i^n}; \quad D_i = \frac{k_i^o h_i l_i^o}{J_i} + \frac{k_i^n h_{i+1} l_i^n}{J_{i+1}}.$$

Обозначения L_i , a_i , α_o и α_n см. на рис. 3.90, а. При симметричной ферме ($\alpha_o = \alpha_n$, в том числе $\alpha_o = \alpha_n = 0$) и одинаковых сечениях поясов ($J_i^o = J_i^n$), а также при ферме с параллельными поясами разного

сечения и весьма гибкими стойками (J_i и J_{i+1} весьма мачо по сравнению с J_i^a и J_i^h)
 $P_i^a = P_i^h = 0,5 P$.

При ферме с параллельными поясами разного сечения и весьма жесткими стойками

$$P_i^a = \frac{J_i^a}{J_i^a + J_i^h} P \quad \text{и} \quad P_i^h = \frac{J_i^h}{J_i^a + J_i^h} P,$$

т. е. поперечная сила распределяется между поясами пропорционально их жесткостям.

После нахождения положений моментных нулевых точек в поясах и распределения поперечной силы между верхним и нижним поясом, задача силового расчета безраскосной фермы становится статически определимой, и каждая панель фермы может быть рассчитана независимо от других.

Изгибающие моменты на концах стойки определяются по формулам (рис. 3.90, ж):

$$\left. \begin{aligned} M_i^{ca} &= M_{i-1}^{ca} + M_i^a = (P_{i-1}^a - H_{i-1} \operatorname{tg} \alpha_a) l'_{i-1} + (P_i^a - H_i \operatorname{tg} \alpha_a) l'_i \\ M_i^{ch} &= M_{i-1}^{ch} + M_i^h = (P_{i-1}^h - H_{i-1} \operatorname{tg} \alpha_h) l'_{i-1} + (P_i^h - H_i \operatorname{tg} \alpha_h) l'_i \end{aligned} \right\} (3.210)$$

Положение нулевой точки в стойке определяется из выражений:

$$h_i^a = \frac{M_i^{ca}}{M_i^{ca} + M_i^{ch}} h_i; \quad h_i^h = h_i - h_i^a.$$

При симметричных фермах с поясами равного сечения ($\alpha_a = \alpha_h$ и $J_i^a = J_i^h$) $h_i^a = h_i^h = 0,5 h_i$.

При наличии любого количества поперечных сил, действующих на стрелу, задачу решают указанным выше способом, используя принцип независимости действия сил.

В качестве проверки правильности решения служит рассмотрение равновесия любого узла под действием моментов в поясах и стойке (например, узел на рис. 3.90, з).

Расчетные напряжения в поясах и стойках получаются суммированием напряжений от изгиба и продольных сил. Последние для поясов и стоек равны (рис. 3.90, ж):

$$\left. \begin{aligned} N_i^a &= P_i^a \sin \alpha_a + H_i \cos \alpha_a; \\ N_i^h &= P_i^h \sin \alpha_h + H_i \cos \alpha_h; \end{aligned} \right\} (3.211)$$

$$P_i^c = P_i^a - P_{i-1}^a \quad \text{или} \quad P_i^c = P_{i-1}^h - P_i^h.$$

Настоящий расчет является поверочным. Для предварительных расчетов нулевые точки принимаются лежащими в серединах панелей, а сечения поясов и стоек принимаются равными. Наибольшие напряжения имеют место: в поясах при равных панелях в наиболее удаленной от действующей внешней силы панели и около стоек с наибольшей жесткостью, а при неравных панелях, кроме того, в наибольших по длине панелях, в стойках, смежных с наибольшими по длине панелями, и в концевых панелях. При выборе геометрической схемы стрелы рекомендуется принимать отношение длины панели к высоте равным 1,5—2,0. При наличии весьма жесткой стойки (сплошная зашивка) длины панелей l или их частей l' и l'' берутся не от оси стойки, а от ее края. Асимметричная стрела при малых углах наклона поясов ($\alpha_a + \alpha_h < 5^\circ$) для расчета может быть заменена симметричной с теми же длинами панелей и высотам стоек.

Оголовки (рис. 3.91, а) и опорные узлы (рис. 3.91, б) стрел должны быть жесткими; решетки здесь заменяют листами, укрепленными диафрагмами. При этом, так как оси блоков (рис. 3.94) или креплений стрелы (рис. 3.91) не проходят через

точку пересечения геометрических осей поясов, момент Sa вызывает изгиб поясов, распределяясь между ними пропорционально их логичным жесткостям.

Колонна обычно имеет листовую конструкцию чаще прямоугольного сечения (рис. 3.92). На колонну действуют следующие нагрузки: а) собственные

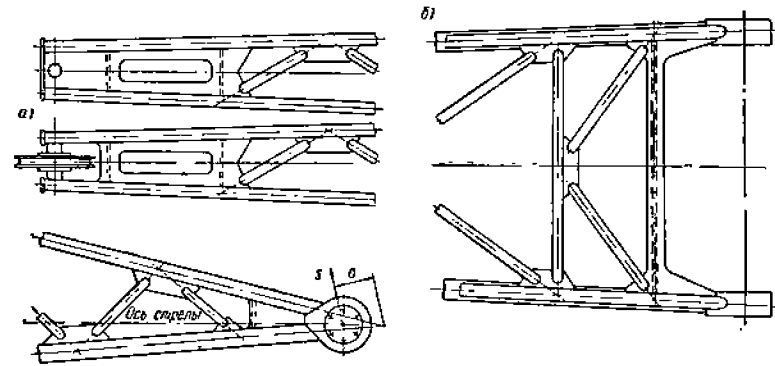


Рис. 3.91. Оголовок (а) и опорный узел (б) стрелы трубчатой конструкции

веса колонны G и установленного на ней оборудования и неподвижного противовеса G_k ; б) усилия в нижнем шарнире стрелы R , в шарнире рычага противовеса R_k и в тяге S_p ; в) натяжения в оттяжных S_o и грузовых S_q канатах.

Колонна воспринимает усилия как в плоскости, так и из плоскости качения стрелы. Расчет производится при крайних и среднем вылете стрелы.

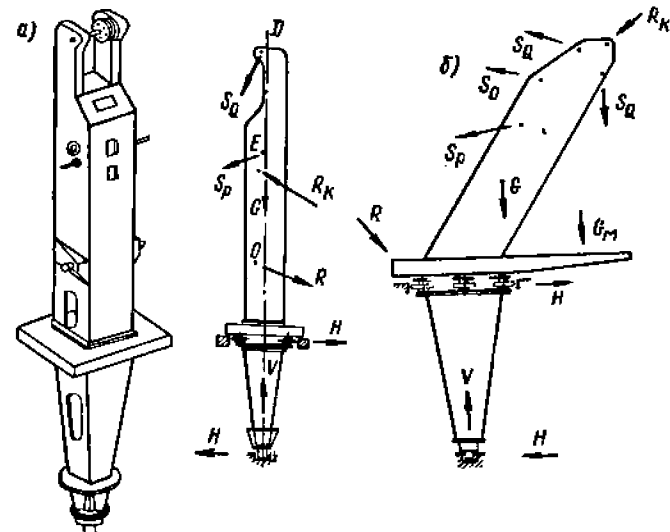


Рис. 3.92. Вращающаяся колонна portalного крана: а — с прямой осью (общий вид и схема нагрузок); б — с изогнутой осью

Стрелы и хоботы шарнирно сочлененных укосин обычно представляют собой пространственные решетчатые конструкции (см. рис. 3.86). Имеются примеры изготовления хоботов и стрел в виде коробчатых тонкостенных конструкций (рис. 3.86, д, е, ж) с поперечным сечением прямоугольной (д, е) и треугольной (ж) форм.

На рис. 3.93 приведены графики относительного веса стрел и укосин $g_c = \frac{G_c}{QR}$, кгс/тс·м на единицу грузового момента QR на наибольшем вылете R ,

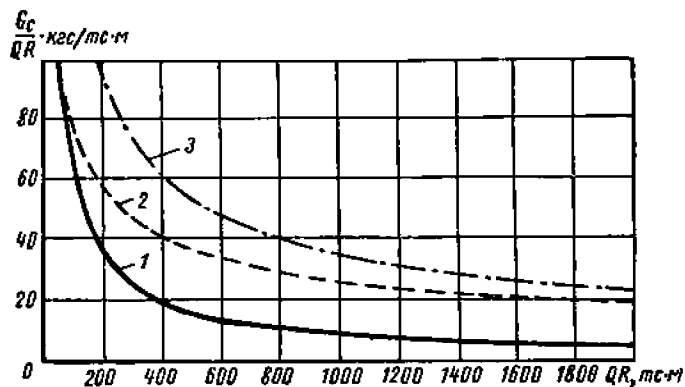


Рис. 3.93. Графики относительного веса (на единицу грузового момента) стрел и укосин порталных кранов. 1 — прямых; 2 — шарнирно сочлененных с гибкой оттяжкой; 3 — шарнирно сочлененных с жесткой оттяжкой

причем в веса шарнирно сочлененных укосин входят веса стрел, хоботов и оттяжек.

Усилия в поясах хоботов определяются при вылетах, когда натяжение в грузовом канате (с учетом отклонения груза от вертикали) будет перпендикулярно нижнему (для определения усилий в верхнем) и верхнему (для определения усилий в нижнем) поясам. Если ось концевых блоков не проходит через точку пересечения геометрических осей поясов (рис. 3.94), то момент Sa вызывает изгиб поясов, распределяясь между ними пропорционально их погонным жесткостям. Для определения наибольших усилий в стержнях решетки криволинейной части хобота необходимо рассмотреть несколько его положений. Хобот с жесткой оттяжкой является фермой на двух опорах как в вертикальной,

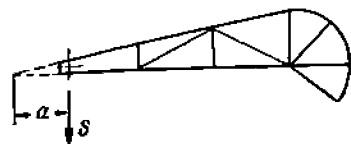


Рис. 3.94. Схема хобота со смещенной осью блоков

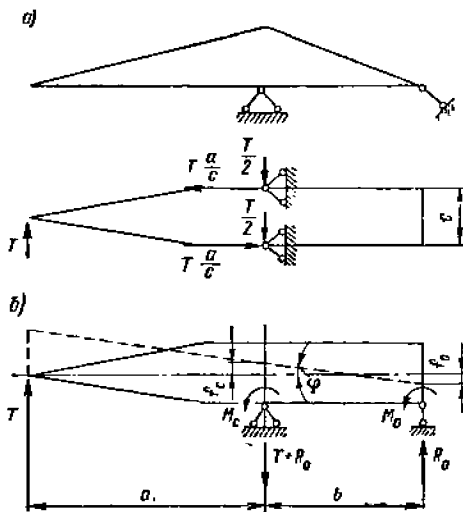


Рис. 3.95. Расчетная схема хобота: а — с гибкой оттяжкой; б — с жесткой оттяжкой

так и в горизонтальной плоскостях (рис. 3.95). Опора у жесткой оттяжки упругая и при действии горизонтальной силы T стремится переместиться на величину прогиба оттяжек f_0 под действием силы R_0 .

При этом стрела закручивается моментом $M_c = Ta - R_0b - M_0$ на угол φ , где M_0 — крутящий момент, воспринимаемый оттяжкой, величина которого зависит от соотношения жесткостей на кручение G_0 и G_c оттяжки и стрелы. Величина силы R_0 определяется из уравнения совместности деформаций $f_0 + f_c = \varphi b$, где f_c — прогиб стрелы под действием силы $T + R_0$. Если оттяжка длиной l представляет собой достаточно жесткую консольную ферму с основанием $h > \frac{l}{10}$, то f_0 мало; если f_c также мало, то мал угол φ , и закручиванием стрелы и оттяжки можно пренебречь и рассчитывать их при действии силы T только на изгиб как консольные фермы (балки). Если оттяжка имеет малую жесткость на изгиб, например коромысловая по рис. 3.86, ж, то реакцией R_0 можно пренебречь и крутящий момент Ta будет полностью восприниматься стрелой.

Горизонтальные фермы у хоботов обычно делают только в плоскости нижних поясов. Исследование и расчет коромыслового хобота, усиленного шпренгелем (рис. 3.86, е, ж), см. [6].

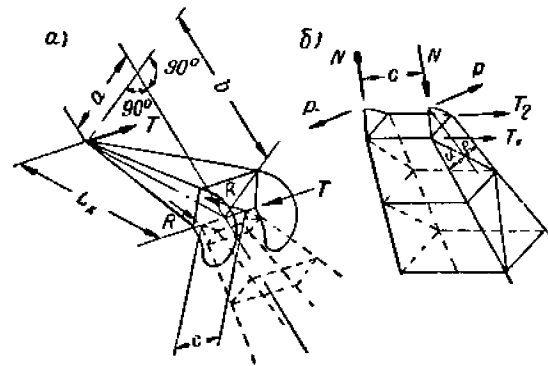


Рис. 3.96. Схема действия горизонтальной силы T на конец хобота (а) и стрелы (б)

Определение усилий в стержнях стрел производится при максимальном вылете и при вылете, когда хобот перпендикулярен стреле, с учетом кручения.

Если на конец хобота укосины с гибкой оттяжкой действуют горизонтальная сила T (рис. 3.96), то она вызывает реакции $R = T \frac{L_x}{c}$, которые могут быть заме-

нены реакциями $N = T \frac{b}{c}$ и $P = T \frac{a}{c}$ и силами $T_1 = T \frac{e}{e+d}$ и $T_2 = T \frac{d}{e+d}$, действующими каждая на свою горизонтальную плоскость. Расчет стрелы от всех нагрузок, за исключением скручивающей пары P_c , выполняется как для ряда плоских ферм, а от скручивающей пары — как для пространственной системы [0.32].

Расчет на кручение [0.32, 11] производится при следующих допущениях, сводящих задачу к статически определимой: стрела связана диафрагмами только по концам, стреловые тяги не препятствуют деформации кручения стрелы.

Стрела (рис. 3.97) расчленяется на плоские фермы U, V, W, X, Y, Z с учетом внутренних сил взаимодействия (силы с белыми стрелками), которых в данном примере восемь. Из уравнений равновесия для плоскости Y

$$D_1 = H_1 \frac{c_1}{n}; \quad (I)$$

для плоскости Z

$$D_2 = H_2 \frac{b_1}{m}; \quad (II)$$

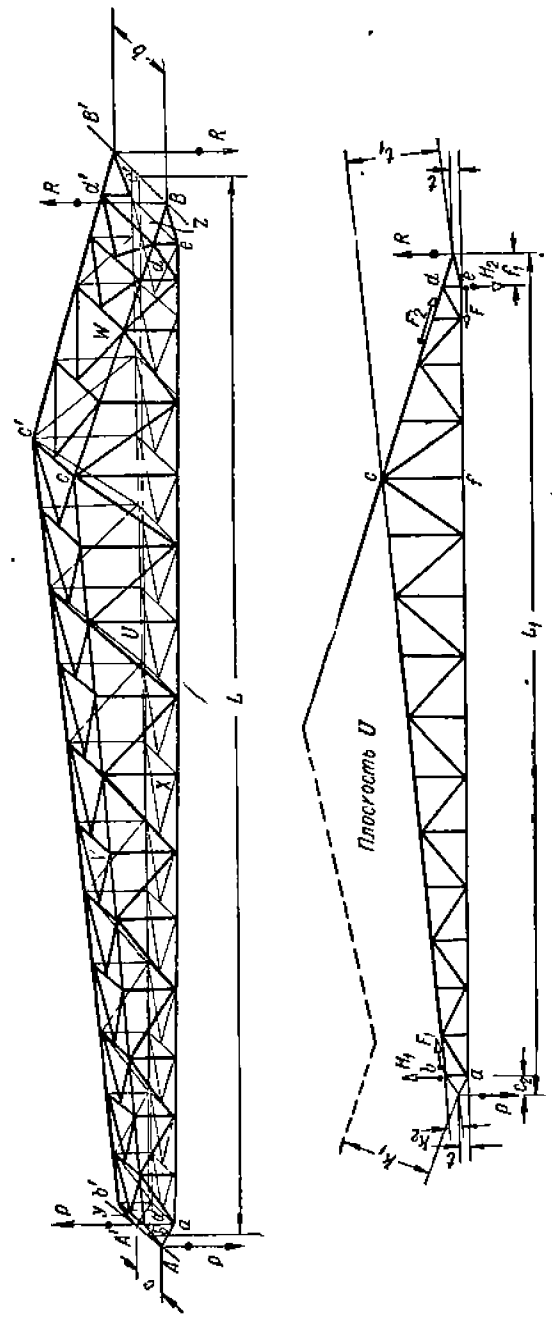
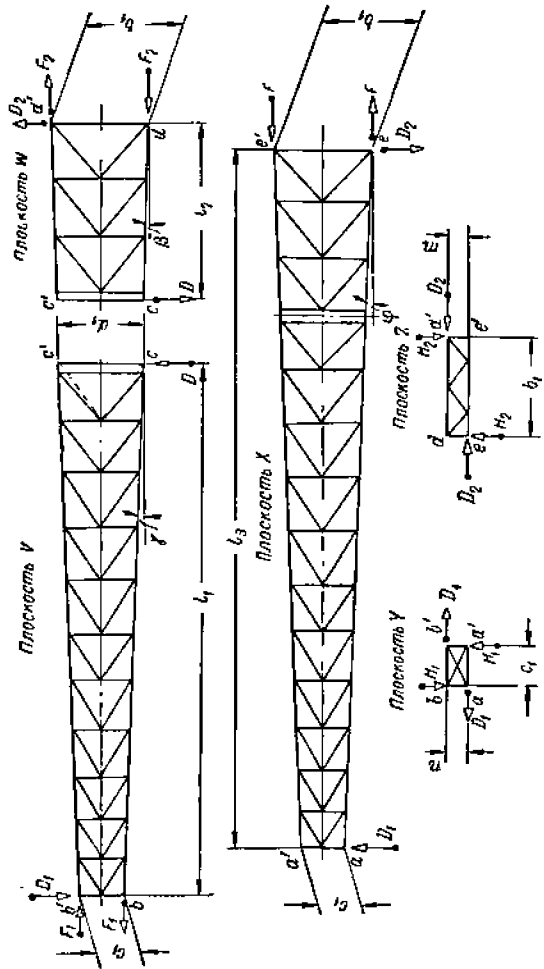


Рис. 3.97. Разложение пространственной системы стрелы на плоские фермы с учетом внутренних сил взаимодействия

для плоскости V

$$F_1 = D_1 \frac{l_1}{d_1 \cos \gamma} = H_1 \frac{c_1 l_1}{nd_1 \cos \gamma}; \quad (III)$$

для плоскости W

$$F_2 = D_2 \frac{l_2}{d_1 \cos \beta} = H_2 \frac{b_1 l_2}{md_1 \cos \beta}; \quad (IV)$$

для плоскости X

$$F = D_1 \frac{l_3}{b_1 \cos \varphi} = H_1 \frac{c_1 l_3}{nb_1 \cos \varphi}; \quad (V)$$

для плоскости U

$$PL_1 = H_1 (L_1 - c_2) - H_2 f_1 + F_1 t_1 + Ft; \quad (VI)$$

$$RL_1 = H_2 (L_1 - f_1) - H_1 c_2 + F_1 k_2 + F_2 k_1 + Ft; \quad (VII)$$

для плоскости W

$$D = F_2 \frac{b_1 \cos \beta}{l_2}. \quad (VIII)$$

Уравнения (VI) и (VII) решаются совместно при $P = 1$ и $R = P \frac{c}{b} = \frac{c}{b}$. Опре-

деленные из этих уравнений значения H_1 и H_2 подставляются в уравнения (I—V, VIII), откуда находятся величины D , D_1 , D_2 , F , F_1 , F_2 . После этого определяются усилия в стержнях в каждой плоскости. Усилия в поясах, общих для двух смежных ферм, являются алгебраической суммой усилий в поясах этих ферм. При расчете на кручение стрел, у которых хотя бы в одном из узлов сходятся четыре или более плоскостей, внутренние силы взаимодействия между отдельными плоскостями направлены не только вдоль поясов, см. [15]. Наиболее нагруженными от кручения являются концевые части стрелы, у которых поперечные размеры значительно меньше размеров средней части. Поэтому часто решетки в концевых частях стрел заменяют листовыми зашивками.

При устройстве поворотного хобота [16] с дополнительным шарниром (рис. 3.98) стрела разгружается от кручения, но на величину R возрастает изгибающая ее сила; такой хобот по конструктивным причинам имеет прямолинейную, а не профилированную заднюю часть; раскачивание груза в этой конструкции затухает быстрее, чем в обычных системах. Вес стрелы в определенных условиях может быть снижен примерно до 15—20%. Оттяжки жесткие нормально выполняются в виде пространственных ферм (рис. 3.86, в), воспринимающих осевые силы от веса груза и натяжения грузовых канатов и горизонтальные боковые силы R_0 (рис. 3.95). Стреловые и противовесные тяги выполняются трубчатых или коробчатых сечений, коромысла — листовыми конструкциями. С увеличением эластичности стреловой системы возрастает прогиб на конце хобота, период собственных колебаний системы (1.14) и время их затухания (1.11).

Комбинации нагрузок и значения величин динамических коэффициентов и углов отклонения подъемных канатов для стрел, колонн и укосин портальных кранов указаны в табл. 3.47.

Эксперименты показывают, что при работе механизма подъема груза динамический коэффициент ψ для грузовых и оттяжных канатов и хобота практически имеет одну и ту же величину; для стрелы динамический коэффициент несколько ниже и составляет $\sim 0,8 \psi$, но при этом следует учитывать наличие дополнительной поперечной силы, приложенной в верхнем шарнире стрелы, $H = \pm 0,025 P$, где P — статически действующая на стрелу продольная сила [1].

Динамические коэффициенты ψ у плавучих кранов при прочих равных условиях на 10—20% меньше, чем у кранов на жестком основании [2]. Для комбинаций нагрузок IIa и IIb дополнительно учитываются силы инерции, вызываемые качкой на волнении (раздел первый, п. 9). Определение усилий в стреле ведется с учетом угла крена при подъеме груза $\theta \leq 6^\circ$.

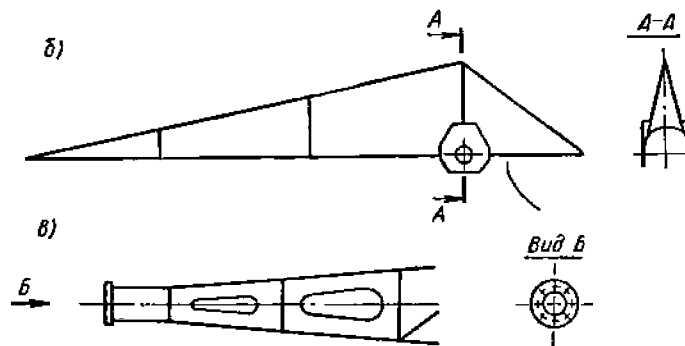
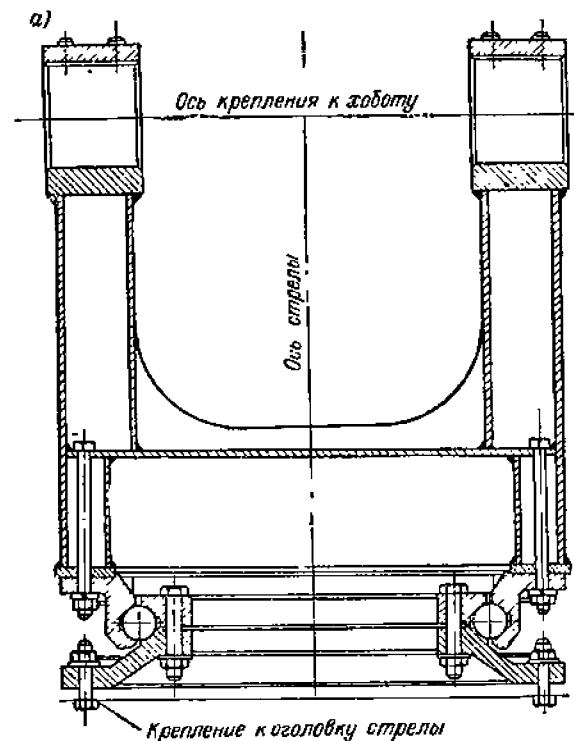


Рис. 3.98. Дополнительный шарнир для качания хобота: а — шарнир; б — схема хобота; в — схема оголовка стрелы

II. СТЕЛЫ И КОЛОННЫ БАШЕННЫХ И МОЛОТОВИДНЫХ КРАНОВ

Сжатые стрелы выполняются в виде прямых сплошных или составных стержней, изгибаемые — в виде пространственных четырех или трехгранных ферм (рис. 3.99 а — к).

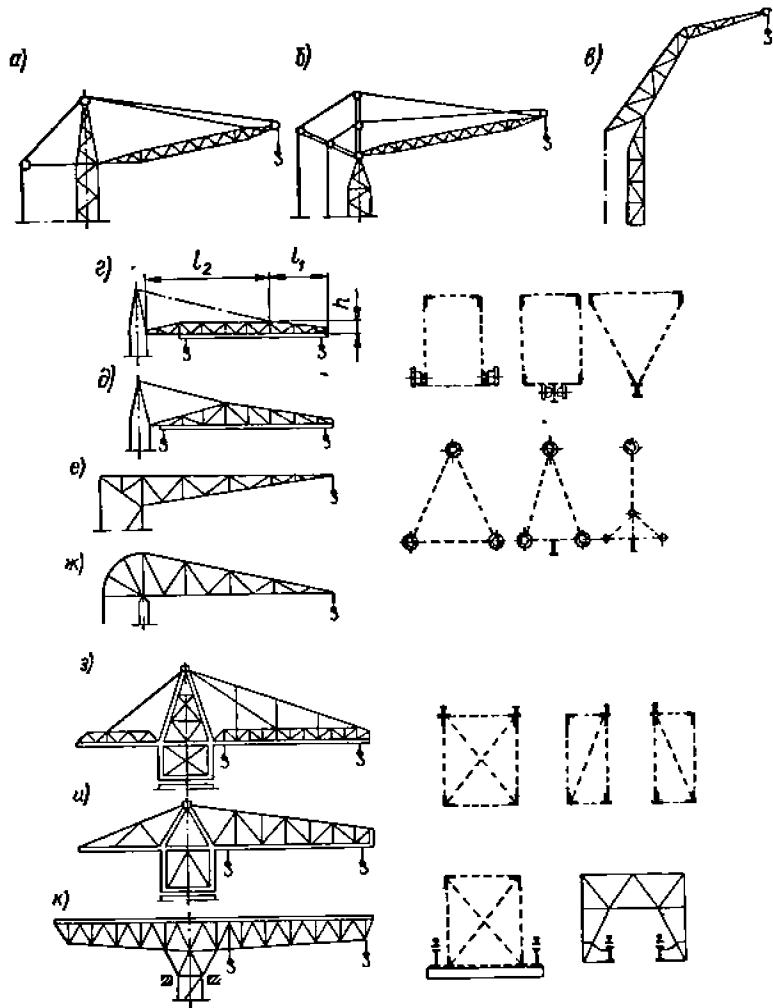


Рис. 3.99. Схемы стрел, работающих под действием веса груза на сжатие (б) и на изгиб (а, в—к)

Устойчивость сжатых стрел проверяется в плоскости и из плоскости подвеса по схеме внецентрично сжатого стержня (гл. I, п. 3) с эксцентриситетом в плоскости подвеса, определяемым прогибом от собственного веса, а из плоскости — прогибом от сил инерции при повороте, от бокового ветра и наклона (см. рис. 3.89). В плоскости подвеса расчетная длина стрелы определяется как для стержня с двумя шарнир-

ными концами, а из плоскости — как для стержня с одним заделанным, а другим свободным концом. В последнем случае учет влияния оттяжки улучшает условия устойчивости стрелы, так как когда конец стрелы выходит из плоскости подвеса, усилие в оттяжке N дает составляющую, препятствующую отклонению конца стрелы (рис. 3.100). В зависимости от отношения усилия в оттяжке N к суммарной нагрузке на стрелу $P \approx N + P_{2p}$ с учетом длины стрелы l и длины оттяжки L коэффициент $k = \frac{N}{P} \frac{l}{L}$. Ему соответствуют следующие значения коэффициента приведения длины для случая абсолютно жесткого основания мест закрепления стрелы и оттяжки [10.27]

k	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
μ	2,00	1,92	1,83	1,75	1,65	1,55	1,44	1,34	1,21	1,11
k	1,0	1,1	1,2	1,5	2,0	∞				
μ	1,00	0,9	0,85	0,77	0,75	0,7				

Податливость мест закрепления стрелы ухудшает условия ее устойчивости. Для сжато-изогнутых стрел вместо проверки устойчивости рекомендуется расчет на прочность по деформационному методу (гл. I, п. 3) [0.13].

Влияние изгиба стрелы от собственного веса может быть значительно снижено моментом с обратным знаком Ne' благодаря смещению оси подъемного блока в точку O_2 (рис. 3.101, а), или моментом Re благодаря смещению вверх сжимающей стрелу силы R на величину e по отношению к линии, соединяющей оси концевых блоков и нижних шарниров стрелы (рис. 3.101, в). При $a \approx 0,2l$ в пролете и у точки крепления оттяжного каната к стреле O_1 расчетные значения изгибающих моментов будут одинаковы (рис. 3.101, б).

Если $e = \frac{G_2}{P} \frac{l}{25}$, где l — длина стрелы, поперечная нагрузка от веса стрелы G_2 не будет влиять на величину критической силы сжато-изогнутого стержня, и стрелу можно проверить на устойчивость без учета изгиба от собственного веса как центрально сжатый стержень [14].

Сжатые стрелы выполняются из труб или плоскими с безраскосной или раскосной решеткой. Предельные длины плоских стрел определяются из условий их допустимой гибкости (см. табл. 3.9). Пространственные стрелы выполняются прямоугольного или треугольного сечения из уголков, труб или штампованных профилей. Отношение высоты боковой фермы к длине $\frac{h}{l} = 0,02 \div 0,04$. Собственный вес стрел кранов грузоподъемностью 3—5 T составляет 0,2—0,4 $mclm$. Нагрузки конструкций строительных башенных кранов и их расчетные комбинации см. в гл. III, п. 8. Обычно (рис. 3.99, а) $l_1 : l_2 = 0,3 \div 0,5$. При этом наибольший изгибающий момент имеет место в расстоянии $l_2/2$ от опоры. Наиболее рациональным будет такое отношение l_1/l_2 , при котором момент на опоре (у оттяжки) при крайнем положении тележки будет равен моменту в середине пролета l_2 при нахождении в нем тележки. Расчетный момент можно уменьшить за счет смещения опорного шарнира стрелы ниже ее оси. Конструкции и расчет опорных шарниров см. в гл. I, п. 2.

Устойчивость колонн от действия веса груза и стрелы в плоскости стрелы проверяется как для стойки с оттяжкой (рис. 3.100), а из плоскости — дополнительно с учетом закручивания вследствие поворота стрелы [0.27]. При расчете колонн на

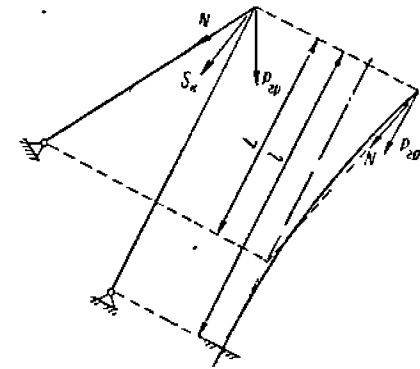


Рис. 3.100. Расчетная схема с учетом влияния оттяжки на устойчивость стрелы

прочность надо учитывать их изгиб от горизонтальных инерционных сил, возникающих при подъеме и опускании грузов и приложенных на конце стрелы [8].

Расчетные нагрузки для металлических конструкций строительных башенных кранов см. в табл. 3.51.

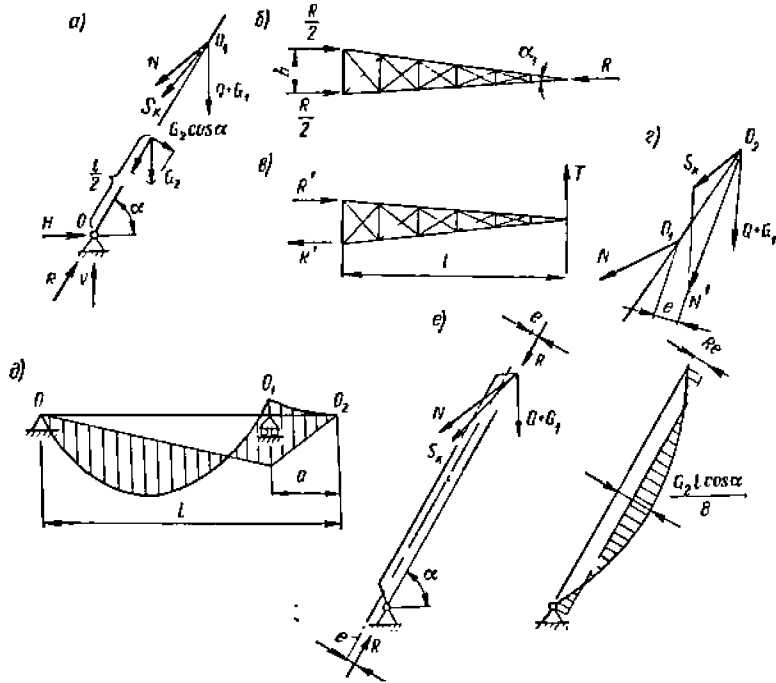


Рис. 3.101. Расчетные схемы стрелы с прямой осью

12. СТРЕЛЫ И МАЧТЫ СТРЕЛОВЫХ И МАЧТОВЫХ КРАНОВ

Стрелы (рис. 3.102) делают решетчатыми и листовыми с прямолинейной и ломаной осью с переменным сечением по длине. Общие положения расчета стрел см. в п. 10. Если пояса стрел не прямолинейны и имеют перегибы, от действия горизонтальных сил стрела подвергается скручиванию. Для листовых стрел с криволинейной осью (рис. 3.102, з) напряжения изгиба в криволинейной части определяются по формулам для кривого бруса.

Стрелы, мачты и жесткие подкосы мачтово-стреловых полноповоротных (вантовых) и неполноповоротных (жестконогих) (рис. 3.103, а—г) кранов выполняются в виде прямых сплошных (трубчатых) или составных стержней (в конструкциях кранов малой грузоподъемности и вылета находит применение дерево).

Собственные веса металлических конструкций без оголовков решетчатых стрел и мачт квадратного или треугольного поперечного сечения с размерами боковой стороны 500—1000 мм составляют 0,1—0,2 тс/м. Стрела рассчитывается как двухопорная балка. Если подъемный канат проходит ниже оси стрелы (рис. 3.103, б), усилие S_n уменьшает изгибающий момент от собственного веса, а если выше — увеличивает. Ванты применяются в количестве не менее четырех и обычно число их четное. От действия горизонтальной силы H наибольшее рабочее усилие в ванте имеет место при положении стрелы в плоскости этой ванты и равно $S = \frac{H}{\cos \alpha} k$. Значения k приведены в табл. 3.55. Расчетное усилие в ванте $S_{\max} = S + S_v$, где монтажное натяжение $S_v = 1 + 3$ тс. Запас прочности на разрыв для вант $n \geq 3,5$.

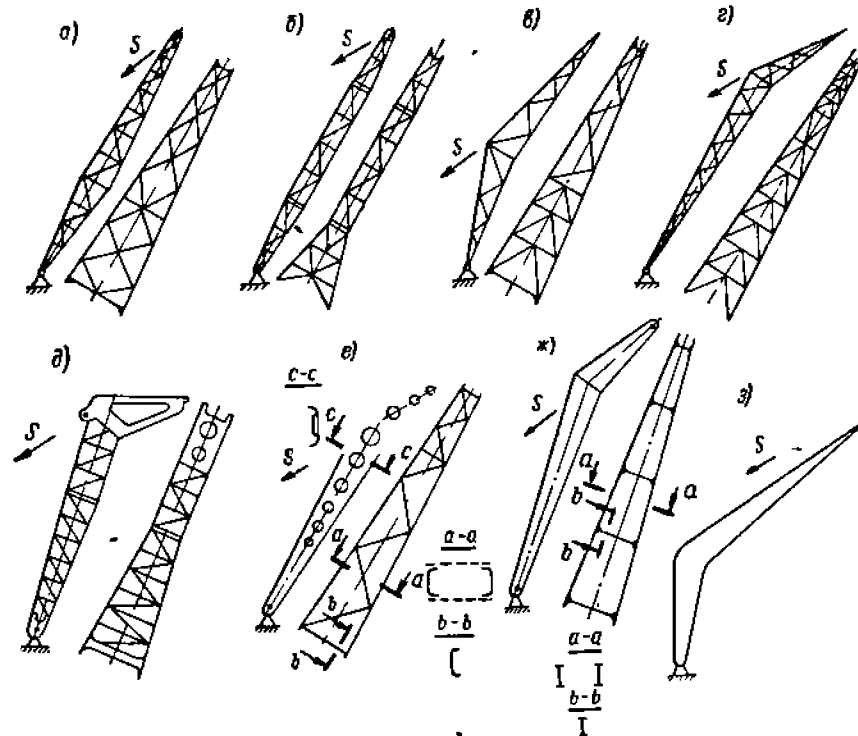


Рис. 3.102. Схемы решетчатых (а—д) и листовых (е—з) стрел

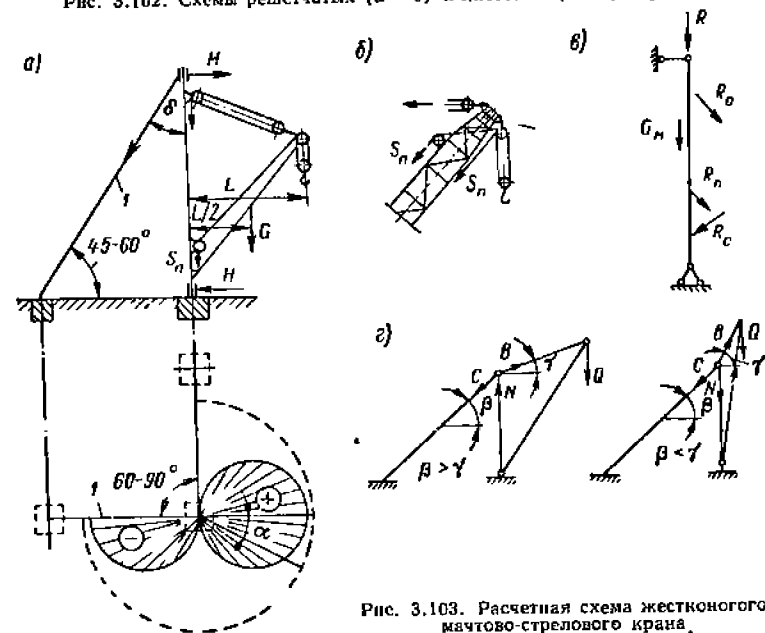


Рис. 3.103. Расчетная схема жесткого мачтово-стрелового крана

Жесткие подкосы испытывают наибольшее усилие сжатия $S = \frac{H}{\sin \delta}$. На

рис. 3.103, а приведена линия влияния усилия в подкосе / . Мачта испытывает сжатие от собственного веса G_m , от усилий в подкосах (вантах) и от натяжений оттяжных и подъемных канатов. При минимальном вылете мачта может испытывать растяжение (рис. 3.103, б). Мачта испытывает изгиб от натяжений оттяжных R_0 и подъемных канатов R_n и от давления стрелы R_r (рис. 3.103, в). Давление ветра влияет не только на металлические конструкции, но и на усилии в канатах. Наибольшее сжатие в мачте от усилий в подкосах имеет место при $\alpha = 45^\circ$ (для угла между подкосами 90°) и равно $1,4 H \text{ctg} \delta$. Наибольшее сжатие в мачте от рабочих усилий в вантах $V = k' H \text{tg} \alpha$, где коэффициент k' приведен в табл. 3.55.

3.55. Коэффициенты k и k' усилий в вантах и мачте от действия горизонтальной силы H

Число вант m	Коэффициенты		Угол α_1
	k	k'	
4	1,00	1,41	45°
6	0,67	1,33	0°
8	0,50	1,31	$22^\circ 30'$
12	0,33	1,29	15°

¹ Н. Г. Домбровский и др. Строительные машины. Ч. I, М., Стройиздат, 1949.

При этом направление стрелы составляет угол α_1 с ближайшими вантами. От предварительного натяжения в вантах S_m сжимающее усилие в мачте равно $V_m = m S_m \sin \alpha$.

Расчетные нагрузки и их комбинации см. в табл. 1.33 и 1.54.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алейнер А. Л. Динамический коэффициент для металлоконструкций кранов с шарнирно сочлененной укосной [0.54, 1955, № 182].
2. Алейнер А. Л. Динамические нагрузки плавучего крана при работе механизма подъема груза. Ленинград, 1959.
3. Бабич В. В. Расчет устойчивости крановой стрелы при выпучивании из плоскости подвеса. — «Строительные и дорожные машины», 1966, № 12.
4. Бабич В. В. Расчет устойчивости составных решетчатых стержней переменного сечения. — «Вестник машиностроения», 1967, № 7.
5. Баранов А. И. Испытания стрелы из гнутого профиля. — «Строительные и дорожные машины», 1966, № 12.
6. Гохберг М. М., Кононенко В. И. Исследование новой конструкции коробчатого хобота порталного крана [0.54, 1966, № 269].
7. Запольский Н. Н. Проектирование прямых крановых стрел наименьшего веса. Детали машин и подъемно-транспортные машины. Межведомственный республиканский научно-технический сборник. Киев, изд-во «Техника», 1967, вып. 5.
8. Зарецкий А. А. Исследование колебаний башенных кранов с поворотной колонной при работе механизма подъема [058, 1963, XXXIV].
9. Иванов П. В. Расчет прочности и конструкция грузовых стрел переменного сечения. Л., изд-во «Судостроение», 1967., № 7.
10. Коробов В. М. К расчету на устойчивость стрел, подвешенных на гибкой нити. — «Механизация строительства», 1952, № 2.
11. Кудрявцев П. А. Расчет пространственных стержневых систем на кручение [0.53, 1950, кн. 3].
12. Молчанов А. А. Испытания металлоконструкций плавучего крана грузоподъемностью 250 Т. — «Вестник машиностроения», 1967, № 5.
13. Пясецкий В. В. Расчет безраскосных крановых стрел при действии поперечной силы. ЛПИ, 1963 (Ученые записки аспирантов и соискателей ЛПИ).
14. Ржавицкий А. Р. Расчет упругих сжато-изогнутых стержней постоянного сечения. — «Строительная промышленность», 1940, № 3.
15. Гохберг М. М., Рутман А. З. Расчет на кручение пространственных решетчатых стрел порталных кранов [0.51, 1971, № 321].
16. Самойлов П. А. Крановые шарнирно сочлененные укосы, разгруженные от кручения [0.55, вып. IV, 1960].
17. Сиротский В. Ф. Совместное действие продольных и поперечных нагрузок на стрелу крана [0.55, вып. XVI, 1957].
18. Тер-Мкртчян А. Н. Устойчивость крановых и экскаваторных стрел переменного момента инерции сечения. — Изв. вузов. «Машиностроение», 1966, № 7.
19. Тимошенко С. П. Устойчивость упругих систем. М.—Л., Гостехиздат, 1955.
20. Трофимов В. И. Исследование устойчивости трехгранных сквозных стержней. «Исследования по стальным конструкциям». М., Гостройиздат, 1962 (Труды ЦНИИСК, вып. 13).

21. Уваров О. Ф. Устойчивость крановых стрел с усиливающими листами. — «Строительные и дорожные машины», 1967, № 3.
22. Altenbach J. Berechnung der Knicklänge kegliger Kranausleger. — «Hebezeuge und Fördermittel», 1964, N 11.
23. Barnett R. On the Lifting Capacity of Crane Booms. Paper The Amer. Soc. of Mechanical Engineers, 1962, N WA-43.
24. Czichon G. Die Berechnung von Wipkran—Auslegern nach der Spannungstheorie II Ordnung. — «Fördern und Heben», Fachberichte, 1961.
25. Dresig H. Ermittlung der Massenkkräfte beim Wippen von Doppelenkerkranen — «Hebezeuge und Fördermittel», 1967, N 6.
26. Eckinger K. Geschweisste Wippausleger in Fachwerk und in Vollwand — Leichtbauweise. — «Schweißen und Schneiden», 1958, H. 6.
27. Eras G. Elze H. Zum Stabilitätsverhalten eines Kranauslegers. — «Bauplanung—Bautechnik», 1959, N 6.
28. Kissing W., Nixdorf W. Ermittlung von Grenzkraglängen. — «Hebezeuge und Fördermittel», 1966, N 12.
29. Männer H. Stahlföhre als Konstruktionselemente für Kranausleger. — «Stahlbau», 1963, N 5.
30. Prins G., Aberkrom P. Geschweisste Stahlkonstruktionen im Kranbau der Niederlande. — «Fördern und Heben», 1965, N 3, 4.
31. Spichale K. Die Abspannung von Derrickkranen bei vergrößertem Schwenkbereich. — «Hebezeuge und Fördermittel», 1962, N 1.

ГЛАВА V

КАБИНЫ

13. КАБИНЫ УПРАВЛЕНИЯ

Кабины управления должны быть устроены и расположены таким образом, чтобы крановщик со своего рабочего места мог наблюдать за грузозахватным органом и грузом в течение полного цикла работы крана. Для этой цели в некоторых случаях в кабине управления устанавливается телевизионный экран, позволяющий крановщику следить за операциями крана, находящимися вне его поля зрения [4]. Расположение кабин на кранах различных типов показано на рис. 3.104.

В кабине управления размещается аппаратура, служащая для управления краном и его освещения (командоконтроллеры, трансформаторы, щит освещения и пр.) (рис. 3.105). Электрооборудование кранов, которое может являться источником тепловыделений (сопротивления, пускатели, коммутационная аппаратура), как правило, монтируется вне кабины, а при размещении в кабине должно быть теплоизолировано. Кабины управления должны быть оборудованы стационарным сидением для крановщика (рис. 3.106), регулируемым (подвижным) в продольном направлении и по высоте. Пол кабины должен быть выполнен в виде сплошного деревянного настила и покрыт резиновым ковриком [0.45]. Каркасы кабин свариваются из профильного проката или гнутого на прессах тонкостенных профилей. Кабины управления должны иметь высоту не менее 2 м [3] за исключением кабин, предназначенных для работы только сидя, высота которых может быть уменьшена до 1,5 м. Размеры кабин в плане зависят от электроаппаратуры, которая в ней устанавливается, и обычно находятся в пределах: длина 1,5—3,0 и ширина 1,5—2,0 м.

В мостовых кранах для выхода на площадку моста в кабине устанавливается лестница, а в площадке — люк, закрытый крышкой, заблокированной с защитной панелью. Для того чтобы выйти на площадку, крановщик поднимает крышку, чем автоматически обесточивает все токонесущие части крана.

Кабины кранов, работающих в закрытых помещениях при температуре окружающего воздуха 10—40°, могут быть открытыми, если это не противоречит особым условиям эксплуатации. Открытые кабины должны иметь сплошное или сетчатое ограждение со всех сторон высотой не менее 1 м. При сетчатом ограждении по низу кабин должна быть устроена сплошная панель на высоту 100 мм от уровня пола.

На кранах, работающих на открытом воздухе, устанавливаются кабины закрытого типа с теплоизоляцией, которые при температуре ниже -10°C должны иметь отопительные устройства, обеспечивающие при температуре наружного воздуха до минус 40°C температуру в кабине не ниже 10°C . Наружная обшивка стен и крыши

кабины должна быть металлической. Стены, пол и потолок кабины должны быть выложены теплоизолирующим материалом.

Остекление кабин должно обеспечивать крановщика, сидящему на рабочем месте, видимость крюка как в верхнем его положении, так и на уровне земли, при

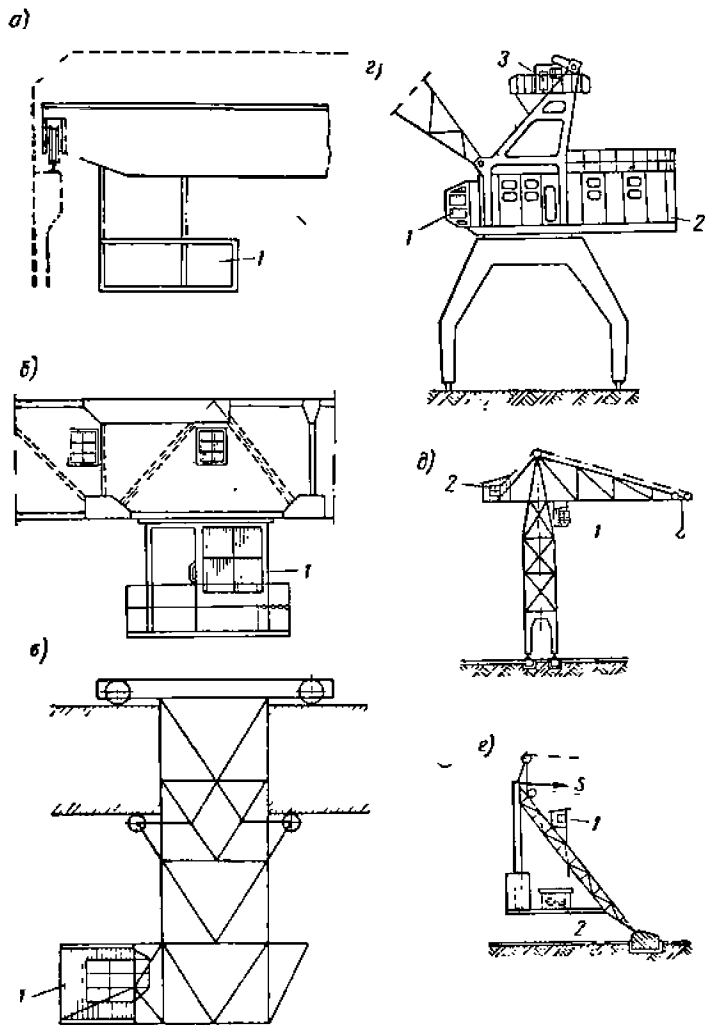


Рис. 3.104. Расположение кабин на кранах: 1 — кабина управления; 2 — кабина механизмов поворотной части; 3 — кабина механизма изменения вылета

всех вылетах крана. Конфигурация каркаса остекления кабины должна допускать работу крановщика как сидя, так и стоя, при открытом лобовом окне. Часть оконных переплетов должна быть открывающейся для того, чтобы из кабины можно было производить очистку стекла. Стекла рам, находящихся против крановщика, должны быть шлифованными и иметь размеры не менее 50×50 см. Остекленные поля набирают из наклонных участков таким образом, чтобы их плоскости по возможности были пер-

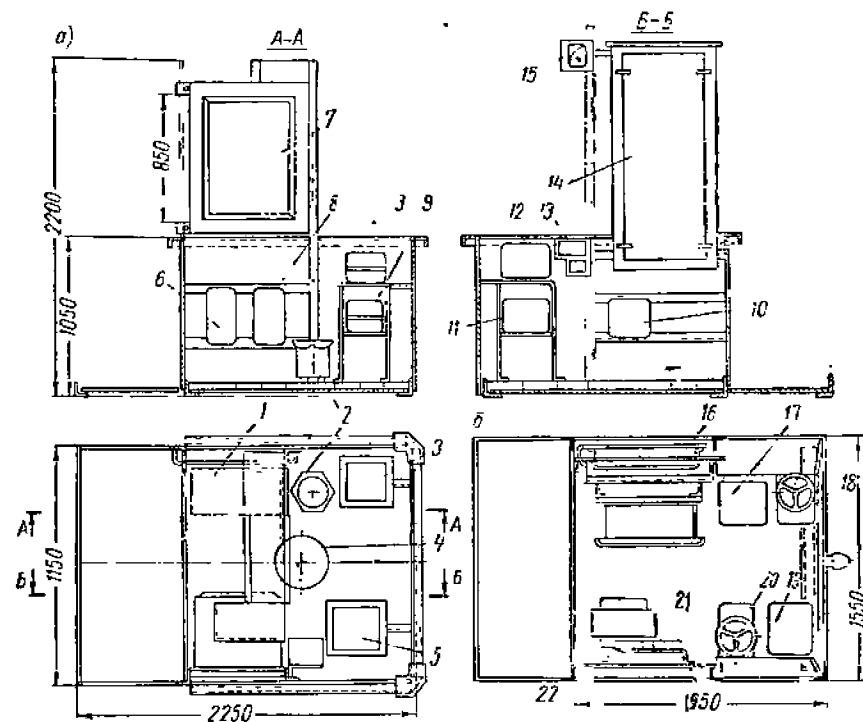


Рис. 3.105. Расположение электрооборудования в кабине управления мостовых кранов: а — с командоконтроллерами; б — с силовыми контроллерами; 1 — распределительный пункт; 2 — низковольтный трансформатор; 3 — командоконтроллер передвижения крана; 4 — сиденье крановщика; 5 — командоконтроллер главного подъема; 6 — ящик для переносного освещения; 7 — ящик для основного освещения; 8 — автомат; 9 — командоконтроллер передвижения тележки; 10 — шунтовой выключатель; 11 — командоконтроллер вспомогательного подъема; 12 — панель; 13 — аварийный выключатель; 14 — главный автомат; 15 — вольтметр; 16 — защитная панель для силовых контроллеров; 17 — командоконтроллер передвижения крана; 18 — силовой контроллер передвижения тележки; 19 — командоконтроллер главного подъема; 20 — силовой контроллер вспомогательного подъема; 21 — щит освещения; 22 — трансформатор

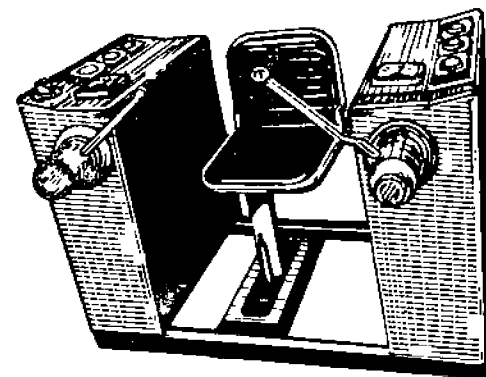


Рис. 3.106. Пульта управления в стационарное сиденье для крановщика

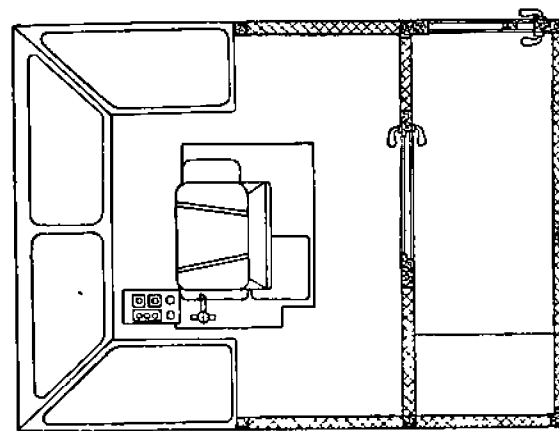
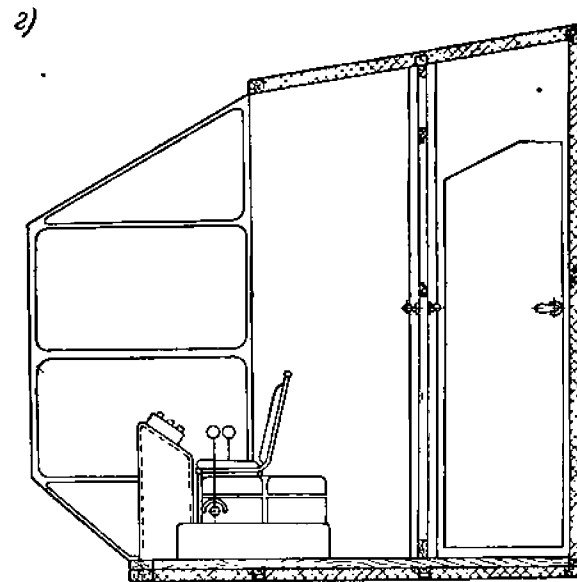
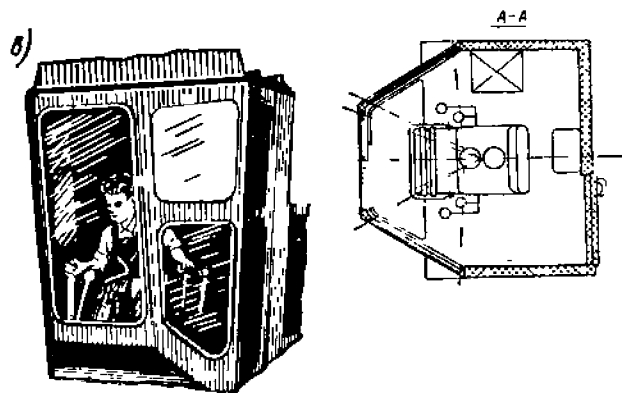
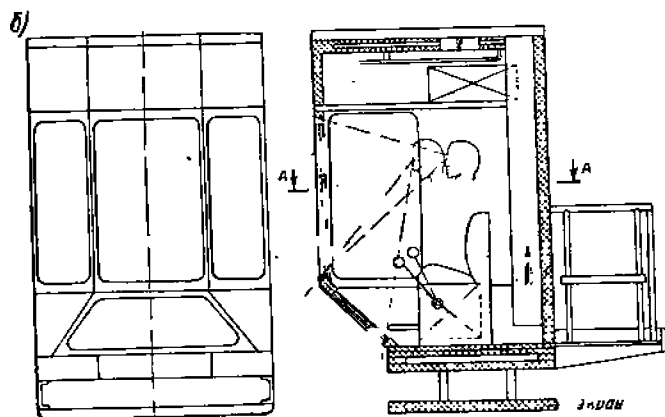
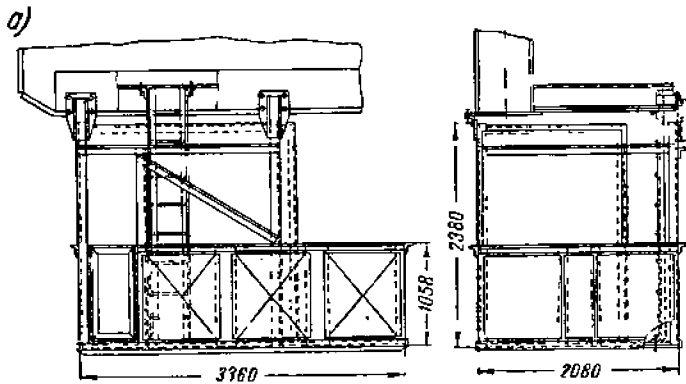


Рис. 3.107. Конструк

ция кабин управления

пендикулярны взгляду крановщика. Глухие стекла применять не рекомендуется [3] из-за искажающего влияния различного преломления лучей.

Вес кабины управления портального крана (с отопительно-вентиляционной установкой) составляет ~ 1300 кгс. Вес пульта управления и разводки кабеля ~ 300 кгс. Вес открытой кабины управления мостового крана 600—800 кгс, а закрытой — 1000—1200 кгс; вес электрооборудования в кабине 400—500 кгс. Кабины и аппаратура в них окрашиваются в светлые тона.

Кабины управления обычно проектируются таким образом, чтобы габаритные размеры допускали перевозку их по железным дорогам. Конструкции кабин управления приведены на рис. 3.107, а — з.

Кабины кранов, работающих в цехах, где имеет место выделение пыли или вредных газов, должны быть герметически закрытыми, а кабины кранов, работающих в цехах с тяжелым или весьма тяжелым тепловым режимом, — герметически

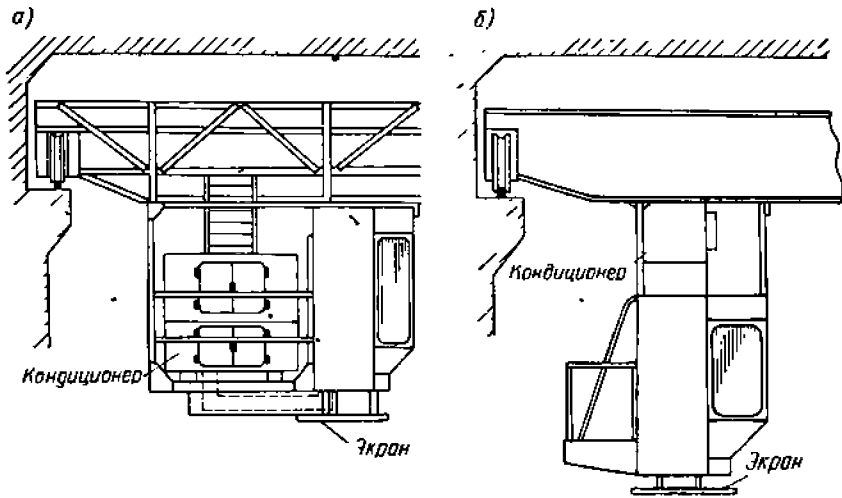


Рис. 3.108. Расположение кондиционеров в кабинах управления

закрытыми с теплоизоляцией. Для обеспечения чистоты воздуха и необходимого давления внутри кабин (2—3 мм вод. ст.) в них устанавливаются кондиционеры [5]. Температура воздуха в закрытой кабине с кондиционером в зимний и переходный периоды должна поддерживаться в пределах 16—20°, а в летний период не должна превышать 28°С. Относительная влажность воздуха должна соответствовать 60—70% при 20°С и 50% при 25°С. Объем подаваемого воздуха в кабине должен составлять 30—50 м³/ч на одного человека. Интенсивность теплового облучения крановщика через смотровые и напольные стекла не должна превышать 0,5—0,7 ккал/см²·мин. Кондиционер должен быть заблокирован с дверью кабины и выключаться при ее открытии. Расположение кондиционеров в кабинах управления кранов мостового типа показано на рис. 3.108, а, б. Компоновка кондиционера кабины управления 250-тонного крана для отделения слитков от изложниц приведена на рис. 3.109. Воздух, питающий кабину, вводится через пылевой фильтр и респиратор с активизированным углем для удаления паров и газов. Этот обработанный воздух смешивается с рециркулирующим воздухом и проходит над охлаждающей катушкой в непрерывно действующий вентилятор, управляемый посредством кнопочного выключателя. Для зимнего обогрева имеются электрические ленточные нагреватели, расположенные перед охлаждающей катушкой. Во время работы вентилятора охладитель автоматически управляется термостатом. На одном валу с конденсатором устанавли-

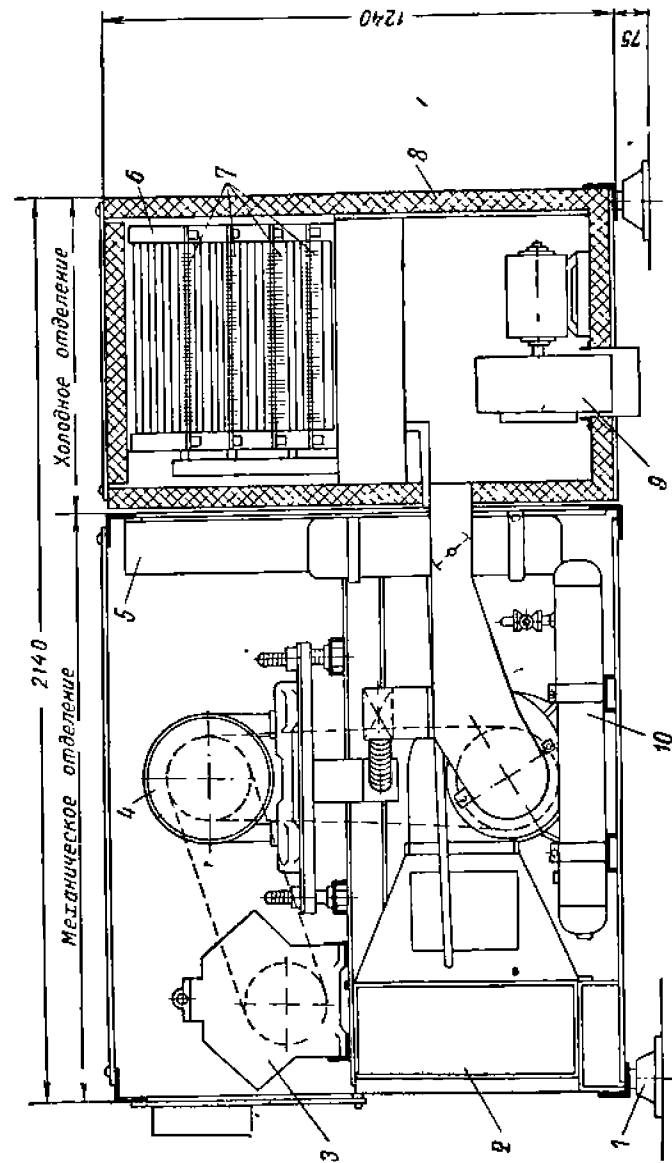


Рис. 3.109. Кондиционер кабины металлургического крана: 1 — амортизатор; 2 — конденсаторная катушка; 3 — компрессор; 4 — мотор; 5 — автогтермическая панель; 6 — охлаждающая катушка; 7 — ленточные электрические нагреватели; 8 — изоляция; 9 — воздушный вентилятор; 10 — респира-

A-A

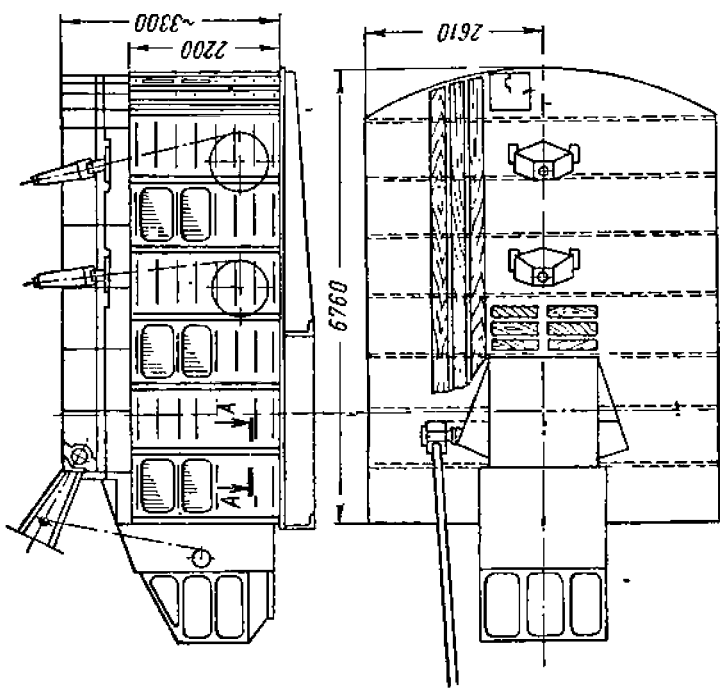
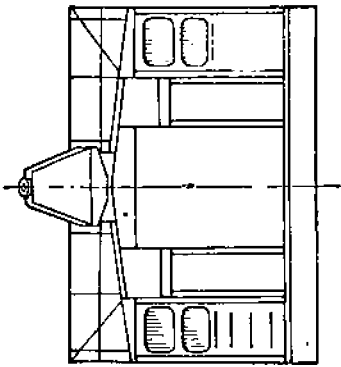
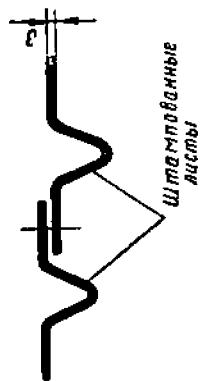


Рис. 3.110. Кабина механизмов портального крана

ливается маленький вентилятор для охлаждения электродвигателя. Внутренние габариты кабины с кондиционерами, согласно 1) правилам Госсанинспекции, принимаются равными по высоте 2,0 м, ширине 2,0 м и длине 2,5 м.

Вес герметической кабины с конденсатором, установленной на колодезном кране, равен 6,25 тс, из них вес кондиционера с производительностью 5500 ккал/ч составляет 3,2 тс.

Для предупреждения прогрева ограждений закрытых кабин лучистым теплом необходимо:

1) наружную облицовку пола и стен кабины выполнять из материала с максимальной отражательной способностью по отношению к тепловым лучам (нержавеющая сталь, алюминий и т. п.);

2) боковые стенки кабины покрывать жестким изоляционным материалом (например, волокнистым стеклом) толщиной не менее 50 мм, а пол и потолок — толщиной не менее 100 мм;

3) смотровые стекла (боковые и напольные) выполнять из двух рядов стекол, максимально отражающих инфракрасные лучи. Толщина стекол должна быть не менее 6 мм, а воздушный зазор между ними — не менее 10 мм.

Стекла рекомендуется устанавливать на асбестовую прокладку. Крепление стекол должно допускать легкую смену их из кабины.

При проектировании кабин управления и размещении в них оборудования необходимо принимать меры, чтобы шум и вибрации на рабочем месте крановщика не превышали допустимых санитарных норм [1, 6].

14. КАБИНЫ МЕХАНИЗМОВ

Механизмы поворотной части кранов, работающих на открытом воздухе, располагаются в закрытых, неутепленных кабинках. Механизм изменения вылета укосины иногда устанавливается в специальной кабине, помещаемой на площадке в верхней части каркаса (рис. 104, а), а в краях с колонной — внутри последней. Кроме механизмов в кабине размещают панели и сопротивления. Если кабина механизмов не вписывается в габарит подвижного состава, то конструкция ее делается разборной: стены состоят из отдельных щитов (металлических или деревянных с наружной металлической обшивкой), часть которых остеклена, а каркас перекрытия состоит из нескольких секций (рис. 3.110). Основные несущие элементы каркаса — перекрытия изготавливаются на гибочных прессах из тонколистовой стали или из швеллеров облегченного типа. Каркас перекрытия покрывается кровельным железом, чаще тонколистовой сталью толщиной не менее 1,5—2 мм. В стенах и в крыше кабины должны быть предусмотрены проемы для подачи и выноса оборудования с помощью соседних кранов.

К каркасу перекрытия кабины механизмов крепится на болтах двутавровая балка, по которой перемещается ручная тележка с талью для обслуживания механизмов и оборудования, установленных в кабине. В кабине должен быть установлен верстак с тисками на одно рабочее место.

Размеры и вес кабин механизмов зависят от типа крана и количества механизмов. Вес кабин порталных кранов составляет 2,5—3 тс и более и в среднем 120—150 кв. м площади пола.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по технике безопасности в производственной санитарии. М., изд-во «Машиностроение», 1966.
2. Ш у т о в Н. Ф. О размещении аппаратов управления кранами. — «Безопасность труда в промышленности», 1963, № 5.
3. З л о б и н с к и й Б. М. О кабинках управления грузоподъемными кранами — «Безопасность труда в промышленности», 1963, № 1.
4. К у р о ч к и н Л. И. Телевидение на кранах. — «Механизация трудоемких и тяжелых работ», 1960, № 11.
5. F e i l n e r H. Die anschlussfertige Kranführerkabine. — «Fördern und Heben», 1964, № 2.
6. L a n g e H. Erfolgreiche Lärmbekämpfung bei Universalbaggern. — «Fördern und Heben», 1966, № 3.

15. ПОДКРАНОВЫЕ ПУТИ ЗДАНИЙ И ЭСТАКАД

Подкрановые балки могут быть как сплошные, так и сквозные (решетчатые). Преимущественно применяются сплошные одностеppedые балки. При небольших пролетах (6—8 м) и сравнительно легких кранах применяются балки с треугольным шпренгелем (рис. 3.111, а), а при больших пролетах для кранов малой и средней грузоподъемности иногда применяют прокатную балку, укрепленную сквозной конструкцией (рис. 3.111, б).

Создание горизонтальной жесткости верхнего пояса, необходимой для восприятия сил поперечного торможения, достигается путем устройства особой горизонтальной тормозной балки или фермы (рис. 3.112, а — д). Одним поясом тормозной балки является пояс подкрановой балки, другой пояс специальный, например из швеллера (рис. 3.112, а). При наличии в смежных пролетах подкрановых балок, имеющих одинаковую отметку рельсов, устраивается общая тормозная балка (рис. 3.112, б). При небольших пролетах и легких кранах создание необходимой горизонтальной жесткости верхнего пояса достигается путем непосредственного развешивания пояса в горизонтальной плоскости, т. е. путем применения балок с неодинаковыми

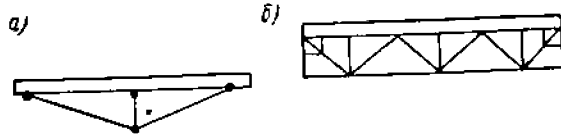


Рис. 3.111. Схемы подкрановых балок: а — шпренгельная; б — сквозная

поясами. Опорами специального пояса тормозной балки (фермы) в вертикальной плоскости являются колонны, а иногда стойки фахверка. В последнем случае во избежание передачи на стены горизонтальных воздействий крана подвеску тормозной балки осуществляют с помощью листового шарнира (рис. 3.112, д). Для передвижения консольного крана необходимо иметь две балки — нижнюю (рис. 3.113), воспринимающую вертикальные и горизонтальные нагрузки, и верхнюю, воспринимающую горизонтальные нагрузки.

Крепление подкрановых балок к колоннам см. на рис. 3.114 и 3.115. Передача горизонтальных давлений тормозных балок на колонны осуществляется в плоскости тормозных балок. Для балок высотой более 1,2 м в цехах с тяжелым режимом работы рекомендуется дополнительно ставить диафрагмы (рис. 3.114, б).

Типы крановых рельсов и их крепление к крановым и подкрановым балкам показаны на рис. 3.116 [0.13, 4, 11, 12, 14]. Основным типом крановых рельсов являются рельсы специального профиля, а также железнодорожные рельсы (таблицы рельсов см. во втором томе, раздел пятый, гл. II). На кранах легкого и среднего режимов работы применяются квадратный и полосовой профиль. Расчет прочности рельса см. формулу (3.92). Неразъемные крепления рельсов из квадратной и полосовой стали в настоящее время производятся исключительно с помощью сварки (рис. 3.116, а), а рельсов специального профиля — с помощью заклепок или привариваемых прижимных планок (рис. 3.116, б). Для приварки рельсов могут применяться прерывистые швы с отношением $\frac{b}{a} = 1,5 \div$

$\div 3,0$, где b — длина несприваренных участков, a — длина шва. Разъемные крепления рельсов осуществляются на болтах. В конструкции по рис. 3.116, б, крепежные планки следует приваривать на 1—2 мм выше подошвы рельса, во избежание срезания их в результате местного давления ходового колеса. Для двухстенчатых балок, когда пропуск болтов через поясной лист неудобен или даже

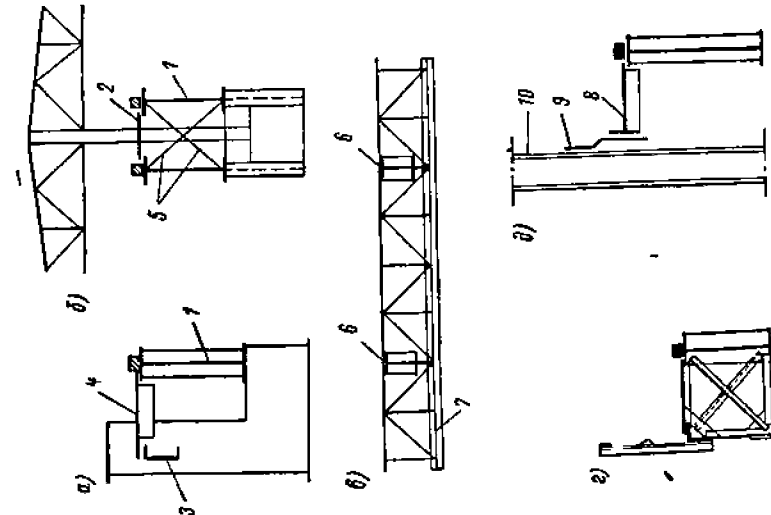


Рис. 3.112. Схемы тормозных балок и ферм: а — подкрановая балка; б — тормозная балка; в — после тормозной балки; г — рифленая сталь; д — вертикальные связи; е — балки; ж — колонна; з — верхний пояс подкрановой балки; и — стойка тормозной фермы; л — фахверк

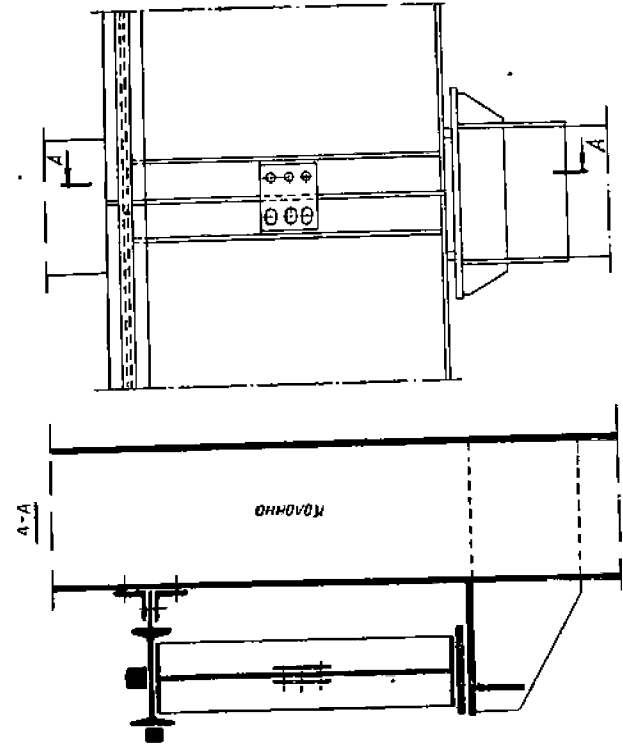


Рис. 3.113. Нижняя балка подкранового пути консольного крана

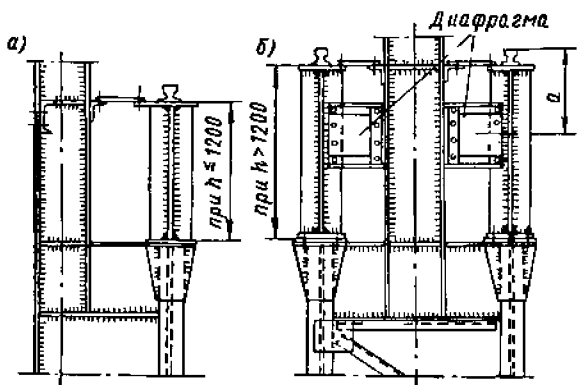


Рис. 3.114. Крепление подкрановых балок к стальным колоннам: а — без диафрагм; б — с диафрагмами

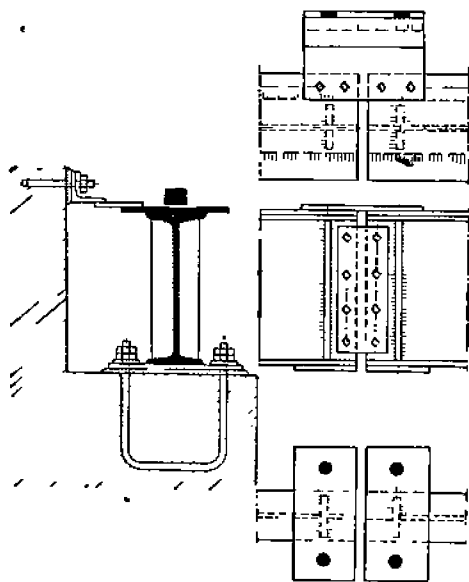


Рис. 3.115. Крепление подкрановых балок к железобетонным колоннам

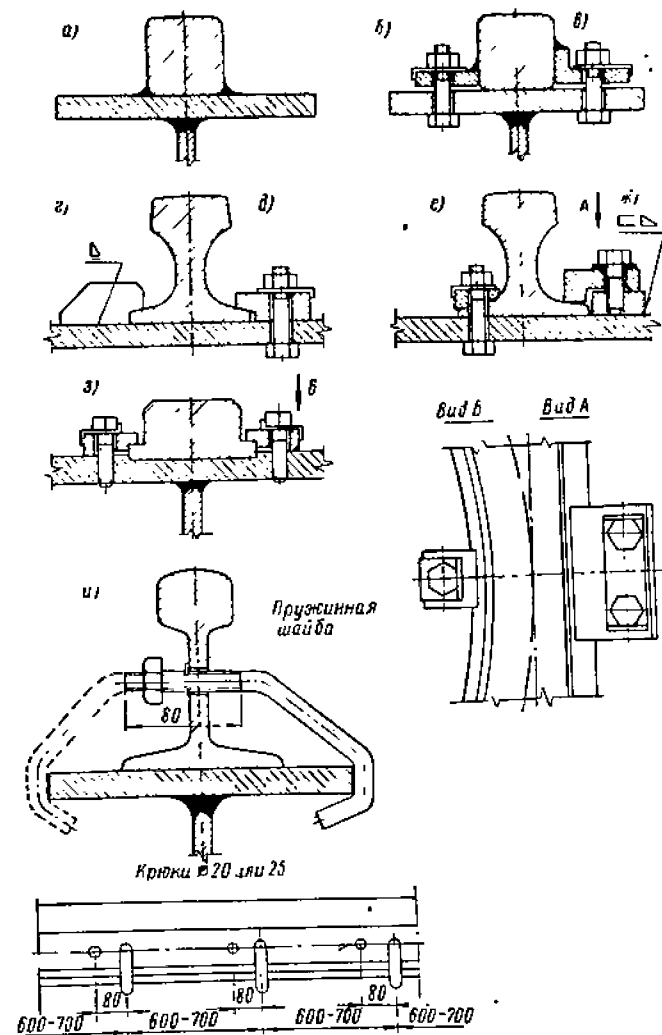


Рис. 3.116. Типы креплений крановых рельсов: а, г — неразъемные; б, в, д — и — разъемные

невозможен, решение показано на рис. 3.116, *ю*. На рис. 3.116, *з* показано съемное крепление кругового рельса, загибаемого из прямоугольного или квадратного профиля; при большом числе нагружений опорно-поворотного устройства, имеющих место, например, в порталных кранах, для рельсов следует применять не сталь марки Ст. 3, а стали 50Г, 50Г2 или 65Г. Твердость поверхности этих рельсов должна быть $HV \geq 269$.

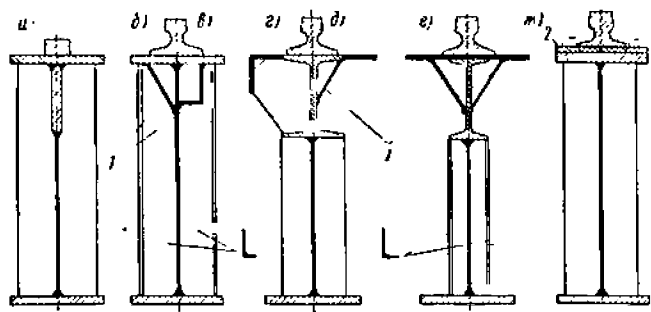


Рис. 3.117. Схемы конструкций верхних поясов одностенчатых балок, уменьшающих местные напряжения от давления ходовых колес на кромке вертикальной стенки: 1 — листовые или уголковые элементы, образующие коробчатое сечение пояса; 2 — упругая прокладка

Усталостные трещины в стенках сварных балок вдоль поясных швов возникают главным образом у подкрановых балок и у подрельсовых балок мостовых перегружателей [0.13, 1, 2, 6, 10, 13, 15]. Расчет на выносливость стенки балки производится по формуле (1.27), значения k см. в табл. 1.35, σ_{Fk} принимается для огнелового цикла сжатия. Действующие в стенке напряжения (3.84) могут быть снижены конструктивными мероприятиями (рис. 3.117) [7, 8, 9].

16. НАЗЕМНЫЕ ПОДКРАНОВЫЕ ПУТИ

Требования, предъявляемые к наземным подкрановым путям, оговорены в пп. 186—191 Правил Госгортехнадзора [0.45]. Основные условия — прочность крепления рельсов и возможность рихтовки и быстрой их замены. Наземные пути устраиваются на шпально-балластном основании (рис. 3.118, 3.119, 3.120 и табл. 3.56) и на железобетонных балках (рис. 3.121, *a—e*). Допуски на укладку рельсов подкрановых путей см. в табл. 3.57.

Данные по устройству подкрановых путей для строительных башенных кранов — см. в табл. 3.58, 3.59 и на рис. 3.122 и 3.123.

Для мостовых перегружателей с большими давлениями на ходовые колеса (до 65—70 тс на колесо) применяются тяжелые крановые рельсы, которые рекомендуются крепить к фундаментной балке через прижимные лапки специальными винтами, ввинчиваемыми в гнезда, заполняемые асбестобетоном. Наиболее целесообразно в этом случае применение армированных блоков с четырьмя гнездами, которые укладываются на заранее подготовленную постель. Поперечные швы между блоками заполняются набивным бетоном (рис. 3.124).

При больших нагрузках подкрановый путь может быть выполнен со сдвоенными рельсами (рис. 3.125). Допуски укладки путей приведены в табл. 3.57. Рельс рассчитывается как балка бесконечной длины на упругом основании [5]. Изгибающий момент в рельсе

$$M(x) = \frac{N_p}{4\beta} \eta_1 \quad (3.212)$$

и поперечная сила в рельсе

$$Q(x) = -\frac{N_p}{2} \eta_2 \quad (3.213)$$

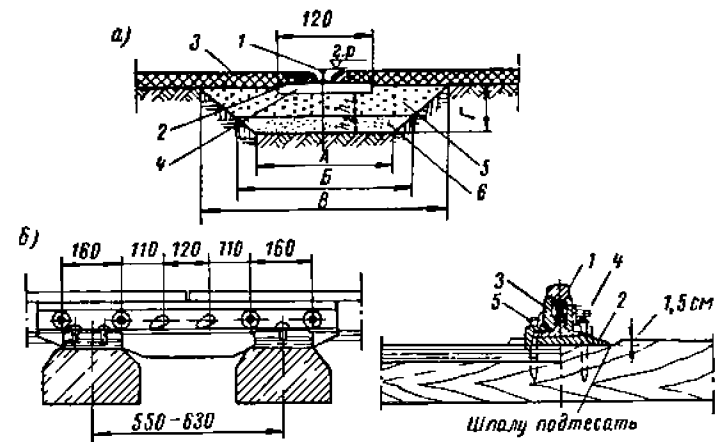


Рис. 3.118. Подкрановые пути на шпально-балластном основании: *a* — поперечный разрез; *b* — стыковое соединение рельсов; 1 — рельс; 2 — бордюрный брус; 3 — покрытие территории; 4 — деревянная шпала; 5 — гравий первого сорта для кранов I группы; 6 — крупнозернистый песок

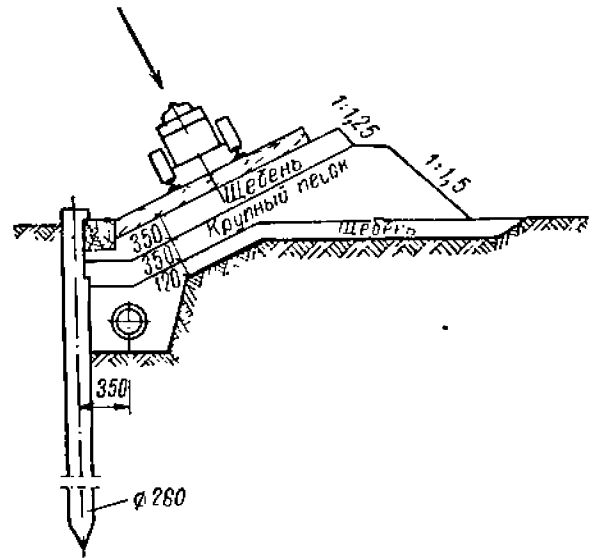


Рис. 3.119. Наклонный путь двухпутной башни кабельного крана

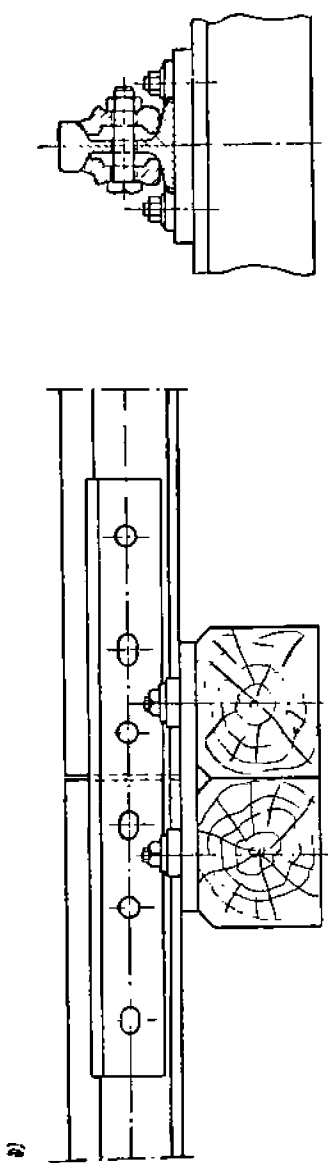
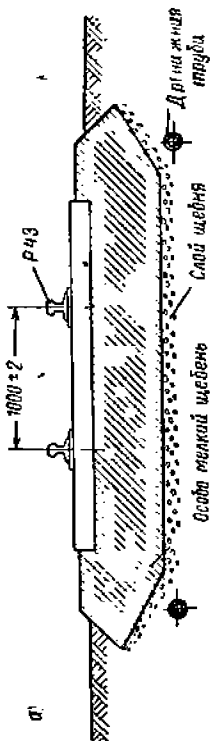


Рис. 3.120. Подкрановый путь мостокабельного крана на шпально-балластном основании: а — разрез; б — стык рельса

Здесь

$$\eta_1 = e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x), \quad \eta_2 = e^{-\beta x} \cos \beta x;$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{k}{4EJ_x}} = \sqrt[4]{\frac{k_1 b}{4EJ_x}}$$

где k_1 — коэффициент оседания (упругой податливости) основания; J_x — момент инерции рельса; E — модуль упругости стали; $N_p = k_2 k_N N$ — расчетное давление

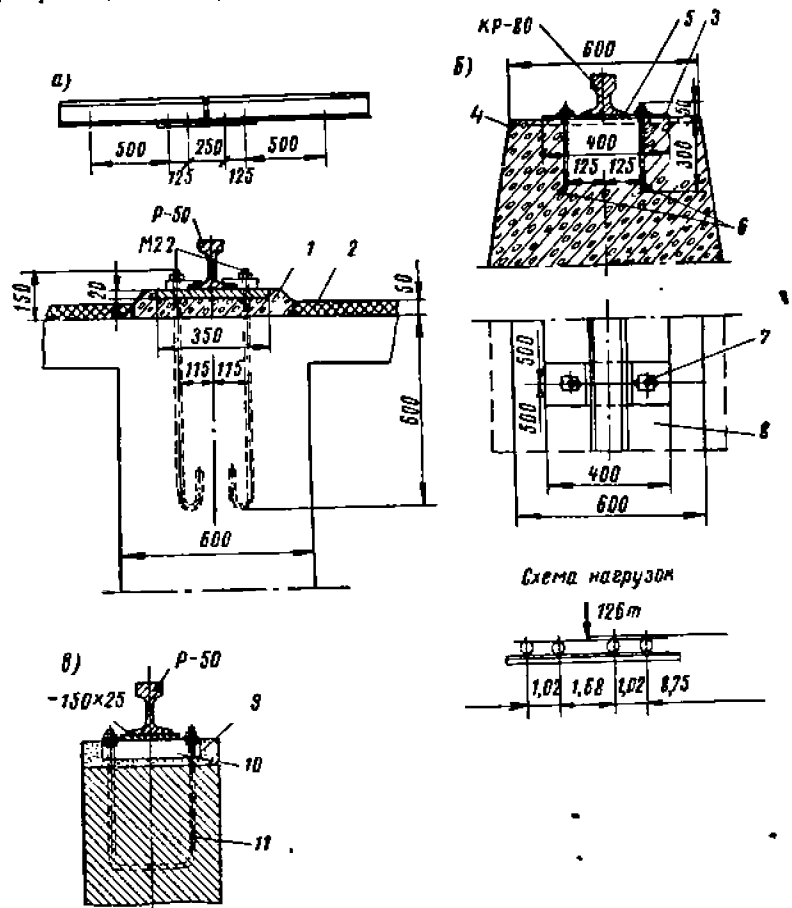


Рис. 3.121. Подкрановые пути на фундаментных балках: 1 — цементная подушка; 2 — асфальт; 3 — подкладка 400 × 120 × 10; 4 — подливка раствором для выравнивания поверхности балки $h = 2-3$ см; 5 — сварной шов $h = 10$ мм; 6 — болты диаметром 19 мм; 7 — шайба 50 × 50 × 6; 8 — подливка цементным раствором 1:2 толщиной 1 см с металлическим волосом; 9 — подливка железобетон 170; 10 — шпалы 2 150 × 150 × 16; 11 — диаметр 14 мм, шаг 250 мм

на колесо; $k_2 = 1,1$ — коэффициент, учитывающий горизонтальные силы и внецентренное приложение вертикальных сил; $k_N = 1,1$ — коэффициент, учитывающий неровности пути и различную упругость отдельных его участков.
При расчете рельса на фундаментной балке ширина подошвы рельса принята b . Для основания из бетона или железобетона $k_1 = 800 \div 1500 \text{ кг/см}^3$. Значения

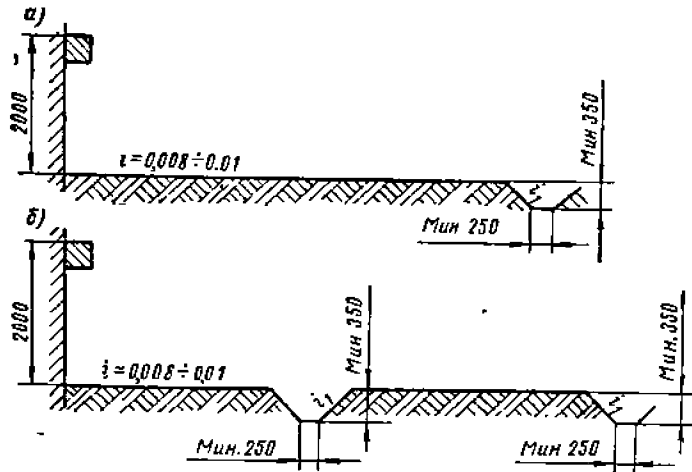


Рис. 3.122. Профиль земляного полотна рельсового пути у здания: а — для кранов с размером колес ≤ 5000 мм; б — для кранов с размером колес > 5000 мм

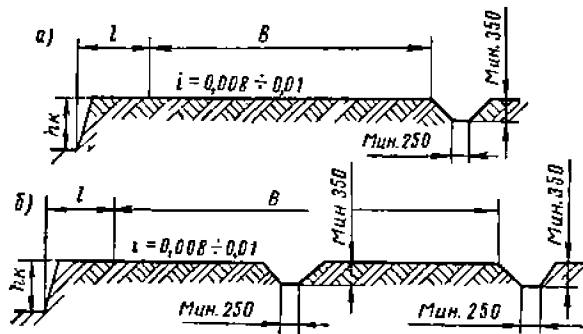


Рис. 3.123. Профиль земляного полотна рельсового пути у откоса котлована: а — для кранов с размером колес ≤ 5000 мм; б — для кранов с размером колес > 5000 мм; В — ширина земляного полотна

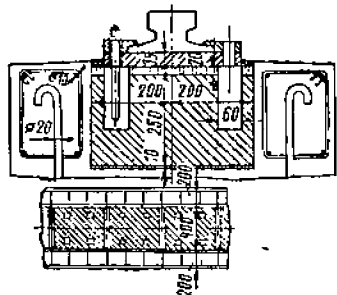


Рис. 3.124. Крепление подкранового пути к фундаментной балке винтами

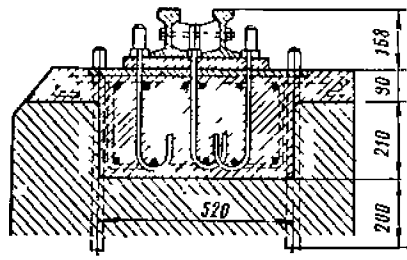


Рис. 3.125. Подкрановый путь из двояных рельсов на фундаментной балке

3.56. Данные по подкрановым путям для порталных кранов на шпально-балластном основании (рис. 3.118) (по материалам Гирореутранса)

Группа кранов	Схемы нагрузок	Деревянные шпалы		Допускаемое давление на грунт в кг/см ²	Размеры балластного корыта в см		
		Сечение и длина в м	Шаг в м		h ₁	h ₂	Б
I		1А; а=1,35	0,5	1,0	35	175	—
		а=1,35	0,6	1,5	25	165	—
		а=1,35	0,6	2,0	25	165	—
II		Брус 0,2 × 0,25; а=1,2	0,6	1,5	25	180	240
		Брус 0,2 × 0,25; а=1,2	0,6	2,0	35	160	—

Грунт на кра- юв	Схемы нагрузок	Деревянные шпалы		Допускые- мые давления на грунт в кгс/см ²	Размеры балластного корыта в см			
		Сечение и длина в м	Шаг в м		h_1	h_2	h_3	
III	 	Брус $0,2 \times 0,25$; $a = 1,2$	0,5 0,5	1,5 2,0	25 40	45 —	200 170	315 —

Примечание. Тип рельсов Р⁵⁰.

3.57. Допуски на укладку рельсов подкрановых путей и максимально допустимые отклонения при эксплуатации [0.45]

Наименование допуска	Краны									
	мостовые		башенные		козловые*		портальные		мостовые перегружа- тели	
	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II
Разность отступок головок подкрано- вых рельсов в одном поперечном сече- нии в мм	15 ^з	20 ^з	10—25 ^б	25—60 ^б	10	15	15	20	20	30
	20 ^д	25 ^д	—	—	—	—	—	—	—	—
Разность отступок подкрановых рель- сов на соседних колоннах	20 мм $\frac{1}{10000}B \leq$ ≤ 10 мм	25 мм $\frac{1}{7500}B \leq$ ≤ 20 мм	—	—	—	—	—	—	—	—
	10	15	5	10	8	12	5	10	30	40
Отклонение в расстоянии между осью III подкрановых рельсов в мм	2	3	2	3	1	2	1	3	1	2
	15	20	—	—	—	—	—	—	—	—
Взаимное смещение торцов стыкус- ных рельсов в плане и по высоте в мм	4	4	6	6	6	6	6	6	6	6
	—	—	40	100	20	30	15	20	20	30
Отклонение рельса от прямой линии (для остальной — 30 м) в мм	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Зазоры в стыках рельсов (при тем- пературе 0°С и длине рельса 12,5 м) в мм ^з	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Разность отступок головок рельсов на длине 10 м подкранового пути (общая) в мм ^д	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

1 I — при укладке; II — во время эксплуатации.
 2 Допуски для путей козловых кранов проездом более 30 м принимаются по нормам для мостовых перегружателей.
 3 На опорах.
 4 В пролете.
 5 Под нагрузкой для колес 2,5—6 м.
 6 Расстояние между колоннами.
 7 При изменении температуры на 10°С допуск на зазор уменьшается на 1,5 мм.
 8 Максимальная разность отступок на всей длине пути не должна быть более 30 мм при укладке и 100 мм в эксплуатации.

3.58. Расстояние по горизонтали от основания откоса балластной призмы до основания откоса котлована [3]

Наименование грунта земляного полотна	Значения расстояния l при глубине котлована h_k в м (рис. 3.123)		
	до 1,5	от 1,5 до 3	от 3 до 6
Мелкие и пылеватые пески, супеси	$0,25h_k + 0,4$	$0,67h_k + 0,4$	$0,85h_k + 0,4$
Насыпной грунт	$0,25h_k + 0,4$	$h_k + 0,4$	$1,25h_k + 0,4$
Суглинки	0,4	$0,5h_k + 0,4$	$0,75h_k + 0,4$
Глины, чернозем суглинистый	0,4	$0,25h_k + 0,4$	$0,5h_k + 0,4$

3.59. Шпалы и рельсы для подкрановых путей стрелительных башенных кранов [3]

Давление на ходовое колесо в тс	Полушпалы ^a					Рельсы		Размер подкладки (ширина × длину × толщину) в мм
	Тип	Длина в мм	Ширина нижней части в мм	Высота в мм	Расстояние между осями (шаг) в мм	Тип	ГОСТ	
До 15	IIIА; IIIБ	1375 ¹	230	150	700	P33	6720—53	150×230×12 ¹
Св. 15 до 20	IA; IB	1375	250	180	600	P38	3542—47**	160×280×14
Св. 20 до 22	IA; IB	1375	250	180	600	P43	7173—54	160×300×16
Св. 22 до 25 ²	IA; IB	1375	250	180	550	P50	7174—65	160×300×16
Св. 25 до 28 ²	IA; IB	1375	250	180	550	P65	8161—63	160×380×16

¹ Для кранов с давлением на колесо до 15 тс допускается применение шпал длиной 900 мм и установка рельса на шпалы без подкладок.

² Для кранов с давлением на ходовое колесо свыше 22 до 25 тс разрешается применение рельсов предыдущего менее тяжелого типа с обязательным уменьшением шага шпал до 500 мм.

³ Шпалы для рельсовых путей должны применяться 1 и 2-го сорта по ГОСТу 78—65. Применяемые для рельсового пути башенных кранов шпалы имеют длину, равную половине длины шпалы по ГОСТу 78—65, и именуются полушпалами.

шпалы и основания, представляющий собой силу, действующую на нижнюю постель шпалы, от которой последняя упруго проседает в балласт на 1 см. Здесь a и b — длина и ширина подошвы шпалы; $k_1 = 4 \text{ кгс/см}^3$ — для балласта из карьерного гравия и песка; $k_1 = 6 \text{ кгс/см}^3$ — для балласта из щебня и гравия первого сорта; α — коэффициент изгиба шпал, принимаемый по табл. 3.60. Площадь подкладки определяется исходя из допускаемого напряжения смятия шпалы (табл. 3.61).

3.60. Коэффициент изгиба шпалы α

Тип шпалы	Длина шпалы a в см	Коэффициент изгиба шпалы α
IA ($b = 25 \text{ см};$ $h = 17,5 \text{ см}$)	100	0,96
	120	0,93
	135	0,89
IIA ($b = 25 \text{ см};$ $h = 15,5 \text{ см}$)	100	0,95
	120	0,89
	135	0,85

3.61. Допускаемые напряжения смятия шпал $[\sigma_{cm}]$ в кгс/см²

Род древесины шпал	Вновь укладываемые пути	Стабилизированные пути
Пихта	20	24
	25	30
Сосна и ель	40	48
	50	60

ЛИТЕРАТУРА

1. Довженко А. С. Причины разрушения верхних поясных швов подкрановых балок. — «Промышленное строительство», 1960, № 1.
2. Довженко А. С. Причины разрушения сжатой зоны сварных подкрановых балок. — Сб. Материалы по металлическим конструкциям. Вып. 8. Проектстальконструкция. М., Стройиздат, 1964.
3. Инструкция по устройству, эксплуатации и перевозке рельсовых путей для стрелительных башенных кранов. М., Стройиздат, 1968.
4. Кириченко А. И. Подкрановые пути. М., изд-во «Машиностроение», 1966.
5. Корневич Э. Ф., Эндер Г.-В. Формулы для расчета балок на упругом основании. Л., Стройиздат, 1932.
6. Кочергова Е. Е. Влияние глубины проплавления стенки подкрановой балки в соединении ее с верхним поясом на выносливость. — «Промышленное строительство», 1960, № 8.
7. Кочергова Е. Е. Пути повышения долговечности подкрановых балок. — «Промышленное строительство», 1966, № 9.
8. Кудишин Ю. И. О расчете стенки подкрановой балки в месте расположения ступня рельса. — «Строительная механика и расчет сооружений», 1966, № 6.
9. Кудишин Ю. И. Упругие прокладки под рельсами подкрановых металлических балок. — «Промышленное строительство», 1966, № 9.
10. Спенглер И. Е., Родов С. М. О выносливости легких подкрановых балок. — «Промышленное строительство», 1963, № 4.
11. Стрелецкий Н. С., Гевнев А. Н., Беленя Е. И. и др. Металлические конструкции. Изд. 3-е М., Госстройиздат, 1961.
12. Шефолович В. Б. Монтаж и эксплуатация подкрановых путей. М., Металлургия, 1953.
13. Виретт Г. Расчет и конструирование подкрановых путей. — «Черные металлы», 1966, № 1.
14. Eckinger K. Die Befestigung von Kranschiene auf Stahl — und auf Beton — Kranbahnen. — «Stahl und Eisen», 1954, N 22.
15. Senior A. G., Gurney T. R. The design and service life of the upper part of welded crane girder. — «The Structural Engineer», 1963, N 10.

величин η_1 и η_2 принимаются в функции аргумента βx^4 . При определении изгибающего момента влияние соседней силы не учитывается, если расстояние между силами $\geq 1000 \text{ мм}$. Тогда $\eta_1 = 1$ и $M = \frac{N_p}{4\beta}$. При учете нескольких сил необходимо располагать начало координат поочередно под каждым колесом, а за абсциссу x принимать расстояние от данного колеса до того сечения, где вычисляется момент.

Расчет рельса на шпально-балластном основании ведется в предположении, что под рельсом имеется непрерывное упругое основание. В данном случае коэффициент оседания основания $k = \frac{D}{l}$, где $D = k_1 \alpha a b$ — показатель упругих свойств

¹ Н. М. Беляев. Сопротивление материалов. М., изд-во «Наука», 1963.

ОБЩАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. М., изд-во «Высшая школа», 1963.
2. Барат И. Е., Плавинский В. Н. Кабельные краны. М., Машгиз, 1964.
3. Богуславский П. Е. Металлические конструкции грузоподъемных машин и сооружений. М., Машгиз, 1961.
4. Брауде В. И. Надежность порталных и плавучих кранов. Л., изд-во «Машиностроение», 1967.
5. Вайссон А. А. Подъемно-транспортные машины. М., изд-во «Машиностроение», 1964; Строительные краны. М., изд-во «Машиностроение», 1969.
6. Верник А. Б. Мостовые краны большой грузоподъемности. М., Машгиз, 1956.
7. Винокурский Х. А. Стальные конструкции в тяжелом машиностроении. Свердловск — Москва, Машгиз, 1960.
8. Воеводни Н. Ф. Основы проектирования плавучих кранов. М., Речиздат, 1950.
9. Волков Д. П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
10. ВНИОМС. Строительные краны. Справочник. М., Стройиздат, 1960.
11. ВНИИПТмаш. Расчеты крановых механизмов и деталей подъемно-транспортных машин. М., Машгиз, 1959.
12. Гохберг М. М. Металлические конструкции кранов. Расчет с учетом явлений усталости. М.—Л., Машгиз, 1959.
13. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1969.

14. Григорьев Н. И. Нагрузки кранов. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1964.
15. Домбровский Н. Г. Экскаваторы. М., изд-во «Машиностроение», 1969.
16. Дукельский А. И. Грузоподъемные машины. М.—Л., Водтрансиздат, 1953.
17. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1966.
18. Дукельский А. И. Портовые грузоподъемные машины. М., изд-во «Транспорт», 1970.
19. Емцов Н. Н., Дукельский А. И. Портовые грузоподъемные машины. Л., Мориздат, 1948.
20. Епифанов С. П., Поляков В. И. Краны стреловые пневмоколесные и гусеничные. М., изд-во «Высшая школа», 1967.
21. Ерофеев Н. И. Портальные краны. М., изд-во «Морской транспорт», 1962.
22. Зерцалов А. И., Певзнер Б. И. Краны—штабелеры. М., изд-во «Машиностроение», 1968.
23. Заводчиков А. А. Грузоподъемные машины. М., Машгиз, 1961.
24. Кружков В. А. Металлургические подъемно-транспортные машины. М., изд-во «Металлургия», 1966.
25. Кифер Л. Г., Абрамович И. А. Грузоподъемные машины. Ч. I и II с атласом. М., Машгиз, 1949 и 1956.
26. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины. Шесть выпусков. Харьковское высшее военное авиационное училище летчиков, 1961—1969.
27. Коган И. Я. Строительные башенные краны. М., изд-во «Машиностроение», 1971.
28. Казак С. А. Усилия и нагрузки в действующих машинах. Москва — Свердловск, Машгиз, 1960.
29. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. М., изд-во «Машиностроение», 1968.
30. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими связями. Киев, АН УССР, 1961.
31. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин. Москва — Киев, Машгиз, 1962.
32. Ланг А. Г., Мазовер И. С. и Майзель В. С. Портальные краны. М.—Л., Машгиз, 1962.
33. Мачсрет И. Г. Козловые краны. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
34. Монтаж подъемно-транспортных машин. Справочное пособие. М.—Л., Машгиз, 1963.

35. Мышкин В. Г. Автомобильные краны. Изд. 3-е. М., изд-во «Машиностроение», 1967.
36. Павлов Н. Г. Примеры расчетов кранов. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1967.
37. Парницкий А. Б., Шабашев А. П. Мостовые краны общего назначения. Москва—Свердловск, Машгиз, 1961.
38. Петерс Е. Р. Основы теории одноковшовых экскаваторов. М., Машгиз, 1955.
39. Прошин А. С. Специальные краны для монтажа тепловых электростанций. М.—Л., Энергониздат, 1962.
40. Руденко Н. Ф. Грузоподъемные машины. М., Машгиз, 1957. Атлас, М., изд-во «Машиностроение», 1970.
41. Самойлович П. А., Скоморовский Р. В. Техническая эксплуатация и монтаж подъемно-транспортных машин. М., изд-во «Транспорт», 1968.
42. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., Машгиз, 1963.
43. Таубер Б. А. Подъемно-транспортные машины. М., Лесбумиздат, 1962.
44. Шиманский Ю. А. Динамический расчет судовых конструкций. Л., Судпромгиз, 1963.
45. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Госгортехнадзор. М., изд-во «Недра», 1965.
46. Технические условия на проектирование мостовых электрических кранов. М., ОТИ ВНИИПТмаш, 1960.
47. Краны башенные строительные. Нормы расчета. ГОСТ 13994—68.
48. Правила постройки, освидетельствования и испытания судовых грузоподъемных устройств. Регистр Союза ССР. М.—Л., изд-во «Транспорт», 1967.
49. Нормы проектирования, нагрузки и воздействия СН и П II-A, 11—62. М., Госстройиздат, 1962.
50. Нормы проектирования. Стальные конструкции СН и П II-B, 3—62. М., Госстройиздат, 1969.
51. Нормы проектирования. Строительство в сейсмических районах. СН и П II-A, 12—62. М., Госстройиздат, 1963.
52. Вопросы теории и расчета подъемно-транспортных машин. (Сб. статей по динамике), НТО Машпрома. Кн. 43. Л., Машгиз, 1957.
53. Труды ВНИИПТмаша. М., ОТИ, 1949—1970.
54. Труды Ленинградского политехнического института (ЛПИ). Серия машиностроения. Л., изд-во «Машиностроение», 1950—1971.
55. Труды Ленинградского института водного транспорта (ЛИВТ). М.—Л., изд-во «Транспорт», 1946—1970.

56. Вопросы теории подъемно-транспортных машин (Сб. статей). Уральский политехнический институт (УПИ). М., изд-во «Машиностроение», 1950—1970.

57. Вопросы теории и расчета подъемно-транспортных машин (Сб. статей) Московское Высшее техническое училище (МВТУ). М., изд-во «Машиностроение», 1955—1970.

58. Труды ВНИИстройдормаша. ОТИ, М., 1953—1970.

59. Kurth F., Pajer G. Grundlagen der Fördertechnik. Berlin, 1965.

60. Kurth F., Pajer G. Unstetigförderer. Berlin, 1965.

61. Broughton H. H. Electric Cranes. London, 1958.

62. Hellmut Ernst. Die Hebezeuge. Bd. I, II, III. Braunschweig, 1959—1960.

63. Remta F., Kupka L. Jerabu. B. I, II. Praha, 1956—1958.

77738

