

39.9
P24
693123

*Р*асчеты
крановых
механизмов
и их деталей



ВНИИПТМАШ

РАСЧЕТЫ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ И ИХ ДЕТАЛЕЙ

*ИЗДАНИЕ 3-е, ПЕРЕРАБОТАННОЕ
И ДОПОЛНЕННОЕ*



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1971

ПРЕДИСЛОВИЕ

Непрерывный рост уровня механизации подъемно-транспортных и перегрузочных работ связан с повышением надежности и производительности кранов.

Развитие советского краностроения, особенно за последние годы, вызывает необходимость разработки единых методов расчета крановых механизмов, направленных на укрепление технической дисциплины и дальнейшее совершенствование конструкций кранов.

Разнообразие методов расчета крановых механизмов и их деталей часто дезориентирует конструкторов и нередко приводит к тому, что одни и те же детали, работающие в одинаковых условиях и с одной и той же нагрузкой, но изготовленные на разных заводах, отличаются размерами и другими показателями. Это создает затруднения при проектировании нового, а также при модернизации и поверочных расчетах существующего оборудования.

Издание 3-е, переработанное и дополненное, выпускается Институтом с целью распространения единых нормальных методов расчета в конструкторских бюро и на заводах, изготовляющих и эксплуатирующих крановое оборудование.

Настоящее издание отличается от 2-го издания и тем, что во II части приводятся расчеты деталей и узлов только крановых механизмов. В связи с этим добавлены главы по эквивалентным нагрузкам и циклам работы узлов и деталей крановых механизмов, червячным и глобоидным передачам. Для ориентации конструкторов в части расчетных и фактических сроков службы и надежности работы крановых механизмов включены главы, посвященные долговечности деталей крановых механизмов и оценке надежности кранов.

При подготовке третьего издания учтены замечания проектных организаций и конструкторских бюро заводов, широко использовавших в своей практической работе предлагаемые методы расчета, а также изменения соответствующих ГОСТов.

В методах расчетов, приведенных в настоящей книге, учтены требования Правил Госгортехнадзора, предъявляемых к грузоподъемным машинам.

Существенной переработке и дополнениям подвергся раздел по электрооборудованию кранов, в котором учтены изменения, происшедшие за истекшие годы в области систем управления, и даны рекомендации по использованию новых теплостойких изоляционных материалов.

Разработке 3-го издания данной книги предшествовали многолетние научно-исследовательские работы Института по изучению нагрузок, возникающих при работе крановых сооружений, циклов работы крановых механизмов, действительных режимов работы кранового электрооборудования, грузовой и стреловой устойчивости кранов, характеристик тормозных устройств, нагрузочных характеристик крановых редукторов, муфт, крюков и других деталей, а также систематические обследования работы кранового оборудования в эксплуатации и изучение его надежности и долговечности.

В это же время ряд краностроительных заводов (Ленинградский завод ПТО им. Кирова, Красноярский завод «Сибтяжмаш», Узловский машиностроительный завод), учебных институтов (Ленинградский Политехнический институт им. М. И. Калинина, Уральский Политехнический институт им. С. М. Кирова, Всесоюзный Заочный Политехнический институт (г. Москва) и другие организации также провели работы по исследованию различных типов кранов. Результаты этих работ позволили во многих случаях более точно определить величины действующих нагрузок.

В основу предлагаемых Институтом методов расчета принят принцип дифференцированного определения действительных нагрузок, расчетных усилий и напряжений в элементах механизма, возникающих при различных условиях их работы, и установление запасов прочности, соответствующих этим условиям и назначению деталей. Для расчета деталей на выносливость предлагается метод определения эквивалентных нагрузок, разработанный на основе принципа суммирования повреждений.

Вместо ранее применявшихся расчетных методов кранов по наихудшим условиям работы и максимальным усилиям, приводившим к увеличению веса машины, предлагается метод расчета деталей механизмов крана на прочность и выносливость при различных комбинациях внешних нагрузок.

В книге приведены способы расчета основных механизмов общего назначения: подъема, передвижения, поворота и изменения вылета стрелы, разработанные главным образом применительно к конструкциям мостовых, порталных и плавучих кранов типовых конструкций.

Расчеты устойчивости стреловых кранов даны с достаточной полнотой, позволяющей произвести такой расчет не только в соответствии с Правилами Госгортехнадзора, но учесть также действие касательных сил инерции, возникающих в периоды неустановившихся режимов работы кранов.

При необходимости учета специфических конструктивных особенностей кранов специальных типов и условий их эксплуатации рекомендуется пользоваться техническими условиями на эти краны.

При составлении расчетов деталей крановых механизмов были использованы материалы, опубликованные в вышедших за последнее время монографиях советских и зарубежных ученых. Нашли также отражение исследования деталей крановых механизмов, проведенные во ВНИИПТМАШе в условиях повторно-кратковременного режима с переменным уровнем нагружений.

Третье издание книги подготовили:

Часть первая под общей редакцией канд. техн. наук
Г. М. НИКОЛАЕВСКОГО

Гл. I. Внешние нагрузки — канд. техн. наук **Г. М. Николаевский**, гл. II. Выбор запасов прочности и допускаемых напряжений — канд. техн. наук **Г. М. Николаевский**, гл. III. Механизмы подъема — канд. техн. наук **Г. М. Николаевский**, гл. IV. Механизмы передвижения кранов — канд. техн. наук **Г. М. Николаевский**, гл. V. Опорно-поворотные устройства кранов — канд. техн. наук **А. М. Казанский**, гл. VI. Механизмы вращения кранов — канд. техн. наук **И. П. Аксенов**, гл. VII. Механизмы изменения вылета стрелы — канд. техн. наук **И. П. Аксенов**, гл. VIII. Устойчивость стреловых кранов — канд. техн. наук **И. П. Аксенов**, гл. IX. Ручной привод и ручное управление механизмами — канд. техн. наук **В. П. Балашов**, гл. X. Остановы и тормоза — канд. техн. наук **Г. М. Николаевский** и канд. техн. наук **В. Н. Остапенко** (п. 10), гл. XI. Противоугонные захваты — инж. **В. Н. Березин**, гл. XII. Ограничители перекоса козловых кранов и мостовых перегружателей — канд. техн. наук **В. П. Балашов**, гл. XIII. Грузозахватные устройства — инж. **А. С. Зайдман**, гл. XIV. Буферные устройства — канд. техн. наук **Г. М. Николаевский**.

Часть вторая под общей редакцией канд. техн. наук
И. О. СПИЦЫНОЙ

Гл. XV. Циклы работы и эквивалентные нагрузки — канд. техн. наук **И. О. Спицына**, гл. XVI. Грузовые крюки — инж. **З. М. Зорина**, гл. XVII. Канаты — канд. техн. наук **И. О. Спицына**, гл. XVIII. Барабаны — канд. техн. наук **И. О. Спицына**, гл. XIX. Валы и оси — инж. **З. М. Зорина**, гл. XX. Шпоночные и шлицевые соединения — канд. техн. наук **И. О. Спицына**, гл. XXI. Соединения деталей с гарантийным натягом — канд. техн. наук **И. О. Спицына**, гл. XXII. Зубчатые передачи — канд. техн. наук **И. О. Спицына**, инж. **З. М. Зорина**, гл. XXIII. Чер-

вячные передачи — канд. техн. наук **И. О. Спицына**, инж. **З. М. Зорина**, канд. техн. наук **П. С. Зак**, гл. XXIV. Подшипники качения — канд. техн. наук **И. О. Спицына**, гл. XXV. Муфты — канд. техн. наук **И. О. Спицына**, гл. XXVI. Пружины — инж. **З. М. Зорина**, гл. XXVII. Ходовые колеса — канд. техн. наук **Г. М. Николаевский**, канд. техн. наук **И. О. Спицына**, гл. XXVIII. Металлы и сплавы — канд. техн. наук **И. О. Спицына**, гл. XXIV. Долговечность деталей крановых механизмов — канд. техн. наук **И. О. Спицына**, гл. XXX. Основы оценки надежности кранов — инж. **А. Ю. Пинес**.

Часть третья. Расчет электрооборудования кранов — канд. техн. наук **А. Г. МЕКЛЕР**

Часть первая

РАСЧЕТЫ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

ГЛАВА I

ВНЕШНИЕ НАГРУЗКИ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Внешние нагрузки, действующие на кран, определяются для двух состояний крана — рабочего и нерабочего.

Для рабочего состояния крана расчет выполняется в двух расчетных случаях:

А — нормальные нагрузки рабочего состояния;

Б — максимальные нагрузки рабочего состояния.

Для нерабочего состояния крана определяются максимальные нагрузки нерабочего состояния — расчетный случай В.

Нормальные нагрузки рабочего состояния (случай А). Кран находится в рабочем состоянии и подвергается действию нагрузок, возникающих при номинальном грузе и нормальных условиях работы для данного крана.

Расчетными нагрузками для механизмов являются следующие основные нагрузки:

1. Собственный вес конструкции.

2. Номинальный вес груза и вес грузозахватного устройства (крюковая подвеска, траверсы, грузовой магнит и т. д.). Для грейферных кранов номинальный вес груза (материала) определяется при коэффициенте наполнения грейфера, равном 1,0 относительно его номинальной емкости, при среднем значении насыпного веса материала и по собственному весу грейфера. Номинальной емкостью грейфера называется емкость, определяемая в нижней его части геометрическими контурами челюстей, а в верхней — углом естественного откоса материала. Угол естественного откоса определяется для материала, находящегося в движении, и принимается равным 30° .

3. Инерционные нагрузки, возникающие в процессе пуска и торможения при нормальных для данного механизма условиях работы.

4. Ветровая нагрузка (от эквивалентного ветра).

5. Нагрузка от уклонов, крена и качки при нормальной эксплуатации крана.

Детали механизмов должны быть рассчитаны для этого расчетного случая на прочность относительно предела текучести (для

сталей) и на выносливость относительно предела выносливости; детали из чугуна — на прочность относительно предела прочности.

Максимальная нагрузка рабочего состояния (случай Б). Кран находится в рабочем состоянии и подвергается действию основных нагрузок при нормальном грузе, максимальных дополнительных нагрузок и возможных случайных нагрузок.

Максимальные нагрузки рабочего состояния вызываются:

а) собственным весом конструкции, воспринимаемым механизмами;

б) величинами испытательных грузов, регламентированными Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов Госгортехнадзора СССР;

в) предельным значением ветровой нагрузки рабочего состояния по ГОСТу 1451—65;

г) экстренным торможением с приложением к педали управляемого тормоза предельного усилия, равного 80 кг;

д) максимально возможным уклоном пути или креном понтона;

е) резким пуском или применением интенсивно электрического торможения при управлении краном в случае, когда такое торможение не предусмотрено в нормальном эксплуатационном режиме;

ж) внезапным включением и выключением тока.

Предельные значения этих нагрузок ограничиваются, как правило, буксованием ходовых колес, максимальным значением тормозного момента, фрикционными муфтами предельного момента и электрозащитой. Для некоторых механизмов (изменения вылета стрелы, поворота) граничные условия для определения максимальных нагрузок могут быть заданы техническими условиями на проектирование крана, разработанными применительно к особенностям его эксплуатации.

Возможные случайные нагрузки вызываются ударными нагрузками, например удар крана или тележки буфером об упор. На эти нагрузки рассчитываются элементы буферных устройств.

Все детали механизмов для случая Б должны быть рассчитаны на прочность с обеспечением необходимых запасов прочности относительно предела прочности для чугуна и предела текучести для стали (см. гл. II «Выбор запасов прочности и допускаемых напряжений»).

Максимальные нагрузки нерабочего состояния (случай В). Кран находится на открытом воздухе в нерабочем состоянии, и все его механизмы неподвижны. На кран действуют основные нагрузки нерабочего состояния: собственный вес элементов крана, расчетный ветер нерабочего состояния (ГОСТ 1451—65), нагрузка от уклона или крана (качки для плавучих кранов).

Если техническим заданием на проектирование крана обусловлены нагрузки, возникающие при ураганном ветре, последние причисляются к случайным нагрузкам нерабочего состояния.

Для случая В определяются нагрузки, действующие на механизмы вылета стрелы, противоугонные и тормозные устройства.

Все детали механизма изменения вылета стрелы должны быть рассчитаны на прочность с обеспечением необходимого запаса прочности относительно предела текучести материала (см. гл. II).

Предельная нагрузка для механизмов поворота ограничивается в данном случае проскальзыванием муфты или тормоза (расчетный случай Б).

2. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫБОРУ РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОК

Общие указания по выбору расчетных нагрузок и методов расчета механизмов для различных расчетных состояний крана приведены в табл. 1.

3. ВЕТРОВЫЕ НАГРУЗКИ

Ветровые нагрузки на краны: мостовые, козловые, стреловые передвижные, порталные, мостовые перегружатели и др., работающие на открытом воздухе, определяются по ГОСТу 1451—65.

Величины давления ветра на краны рабочего состояния, приведенные в ГОСТе 1451—65, учитываются при расчете механизмов для расчетного случая Б и в необходимых случаях обусловлены техническими условиями на проектирование кранов для проверки времени разгона механизма. В обычных случаях время разгона крана при движении его против ветра не регламентируется. Двигатель механизма передвижения (поворота) проверяется на надежность пуска при воздействии ветровой нагрузки, равной 9 кг/м^2 , а также на длительную работу при ветре давлением $q_0 = 6 \text{ кг/м}^2$. Проверка двигателей на время разгона производится только в тех случаях, когда техническими условиями на проектирование кранов обусловлена необходимость обеспечения заданного времени пуска при движении крана против ветра.

При расчете двигателей коэффициент, учитывающий пульсацию скоростного напора, принимается $\beta = 1$.

На полную ветровую нагрузку производят расчет механизма на прочность и возможность осуществления передвижения крана (например, отсутствие буксования ведущих ходовых колес).

В ответственных случаях при расчете редукторов и валов кранов, работающих на открытом воздухе, на выносливость следует принимать усредненную ветровую нагрузку, равную 3 кг/м^2 .

Пусковые ускорения и тормозные замедления определяются исходя из величины ветрового давления $q_0 = 3 \text{ кг/м}^2$.

Давление ветра нерабочего состояния по ГОСТу 1451—65 учитывается при расчете:

а) элементов конструкции, воспринимающей давление ветра (расчетный случай В), если техническими заданиями не обусловлены другие требования (например, действие взрывной волны);

Расчетные состояния крана, нагрузки и методы расчета¹

Нагрузки	Рабочее состояние			Нерабочее состояние	
	Расчетные случаи нагрузки				
	А	Б		В	
	Основные	Основные и дополнительные	Основные, дополнительные и случайные	Основные	Основные и случайные
	Методы расчета				
	на выносливость и на прочность	на прочность			
Собственный вес	+	+	+	+	+
Номинальный груз	+	+	+	—	—
Силы инерции при нормальной работе	+	—	—	—	—
Ветровая нагрузка по ГОСТу 1451—65	—	+	+	+	—
Эквивалентная ветровая нагрузка	+ ²	—	—	—	—
Нагрузки, возникающие от уклона пути, качки, крена	+	+	+	+ ³	+ ³
Буксовочный момент на оси ведущих ходовых колес, максимальный момент двигателя, тормоза, муфты предельного момента, силы инерции ⁴	—	+	—	—	—
Ударные нагрузки	—	—	+	—	—
Ураганный ветер	—	—	—	—	+
Сейсмические нагрузки	—	—	—	—	+

¹ Указания для выбора расчетных нагрузок деталей отдельных крановых механизмов даны в соответствующих главах книги.

² При расчете на выносливость принимать равной 3 кг/м^2 .

³ Принимаются предельные значения, определяемые соответствующими нормами и техническими условиями.

⁴ Силы инерции, возникающие, например, при экстренном торможении, резком включении двигателя и т. д.

б) противоугонных устройств, а при их отсутствии — тормозов и элементов механизмов передвижения, если техническими заданиями при проектировании кранов не обусловлены другие расчетные требования, например ураганный ветер.

При расчете доковых и плавучих кранов в походном положении, при транспортировке их морем рекомендуется принимать ветронагрузку равной 200 кг/м^2 по всей высоте крана.

Для кранов, устанавливаемых на плавучих доках, при расчете ветровой нагрузки нерабочего состояния отсчет высоты для разбивки на зоны давления следует производить от поверхности воды при незатопленном доке. При расчете противоугонных устройств мостовых перегружателей, козловых и порталных кранов рекомендуется принимать ветровую нагрузку, равную 200 кг/м^2 .

Расчетная подветренная площадь груза определяется по фактическому контуру грузов, для работы с которыми предназначен груз.

Для определений подветренной площади груза в зависимости от его веса следует пользоваться фактической площадью груза или статическими данными, а в случае их отсутствия приведенными в табл. 2 величинами.

Таблица 2

Величина подветренной площади (в м^2) в зависимости от веса груза

Вес груза в T														
1	2	3,2	5	8	12,5	20	32	50	80	100	160	200	250	320
2,8	4,0	5,6	7,1	9,0	12,0	16,0	20,0	25,0	32,0	36,0	47,0	55,0	65,0	75,0

4. СЕЙСМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ

При проектировании кранов для районов, подверженных землетрясениям, должны быть проведены расчеты на действие сейсмических сил. Горизонтальные силы инерции от действия этих сил определяются:

$$P_c = k_c G \text{ кг,}$$

где P_c — горизонтальная сила инерции в кг;

G — вес всего крана или рассчитываемой его части в кг;

k_c — сейсмический коэффициент, определяемый от расчетной сейсмичности по табл. 3.

Значения сейсмического коэффициента k_c

Расчетная сейсмичность в баллах		
7	8	9
$1/40$	$1/20$	$1/10$

Расчетная сейсмичность оценивается в баллах по шкале ГОСТа 6249—52 и принимается по соответствующим техническим усло-

виям на проектирование крана или по картам сейсмического районирования территории СССР.

Проверка на действие сейсмических сил выполняется для нерабочего состояния крана (расчетный случай В). На эти силы должны быть также проверены тормоза механизмов передвижения крана и тележки и противоугонные захваты.

При расчетной сейсмичности 6 и менее баллов специальной проверки крана не требуется.

5. НАГРУЗКИ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Для расчета крановых механизмов на выносливость следует производить определение расчетных режимов для каждого механизма по графику его загрузки.

Таблица 4

Расчетные сроки службы (в годах) основных крановых элементов

Режим работы механизмов	Наименование элементов		
	Валы	Зубчатые колеса	Подшипники качения
Весьма тяжелый (ВТ)	10	5	3
Тяжелый (Т)	10	8	3
Средний (С)	15	10	5
Легкий (Л)	25	15	10

Эквивалентная нагрузка представляет собой такую нагрузку, действие которой на деталь в течение всего срока ее службы по своему эффекту равноценно общему действию отдельных нагрузок на протяжении времени действия этих нагрузок в общем сроке службы детали (табл. 4).

Для определения эквивалентной нагрузки необходимо построить график загрузки механизма во времени в течение общего срока службы механизма; при этом учитываются величины нагрузок, возникающие при разгоне и торможении механизмов.

Машинное время работы механизма за полный срок его службы определяется с учетом загрузки:

$$T_{\text{маш}} = k_z k_c \frac{ПВ\%}{100} t_k,$$

где k_z — коэффициент использования механизма в течение года;

$$k_z = \frac{\text{число дней работы}}{365};$$

k_c — коэффициент использования механизма в течение суток;

$$k_c = \frac{\text{число часов работы}}{24};$$

$ПВ\%$ — относительная продолжительность включений;

t_k — общий срок службы в часах.

Машинное время работы крановых механизмов для различных сроков службы приведено в табл. 5.

Таблица 5

Машинное время работы крановых механизмов
в зависимости от режимов работы кранов

Показатели работы	Режимы				
	Л	С	Т	ВТ	
Продолжительность включения ПВ%	15	25	40	40	
Коэффициент использования в течение суток k_c	0,33	0,67 *	0,67	1	
Коэффициент использования в течение года k_2	0,25	0,5	0,75	1	
Время работы механизма в часах при общем сроке службы машины в годах	{ 3 года 5 лет 10 » 15 » 25 »	300 500 1000 1500 2500	2 000 3 500 7 000 10 000 17 500	5 000 8 000 16 000 24 000 40 000	10 000 16 000 32 000 48 000 80 000

* Коэффициент использования в течение суток $k_c = 0,67$ в этом случае приведен при среднем использовании механизма по грузоподъемности $k_{2p} = 0,5$; при $k_{2p} = 0,75$ принимать $k_c = 0,33$.

Для кранов, имеющих разнообразные условия эксплуатации, допускается определение средних типовых режимов загрузки отдельных механизмов в течение времени их работы.

На рис. 1—3 приведены типовые графики загрузки механизмов мостовых кранов: крюковых (с режимами работы Л, С, Т и ВТ), грейферных и магнитных. На этих графиках машинное время механизма обозначено через t и дано в долях единицы. Для кранов, обслуживающих определенный технологический цикл работ, время действия каждого механизма и степень его загрузки по времени (отнесенные к общему времени цикла) определяются по заданному графику работы крана.

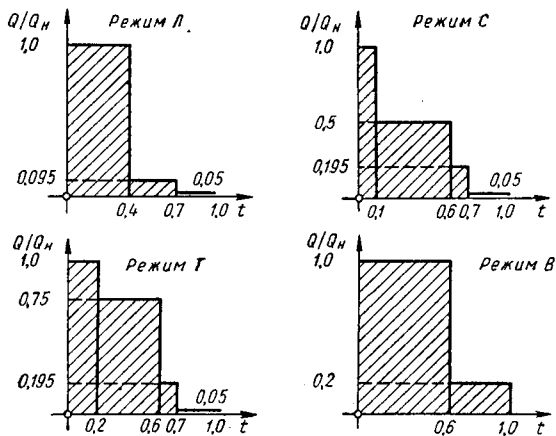
При определении эквивалентной нагрузки учитывается эквивалентная нагрузка, равная 3 кг/м^2 ; нагрузки от уклонов пути в этом случае в расчет не вводятся.

Величина эквивалентной нагрузки валов, работающих на изгиб и кручение, определяется как произведение номинальной нагрузки (в зависимости от расчетного случая) на коэффициент долговечности k_d .

Примерный перечень деталей, рассчитываемых на выносливость

Наименование деталей	Режим работы механизма
Детали, участвующие во вращении (зубчатые колеса, валы, вращающиеся оси)	Л, С, Т и ВТ
Детали, не участвующие во вращении (крюковые траверсы, оси канатных блоков, детали подвесок, оси ходовой части и др.)	Т, ВТ

Крюковые краны



Грейферные краны

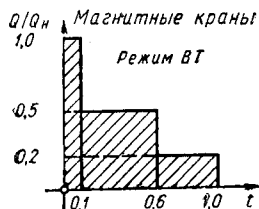
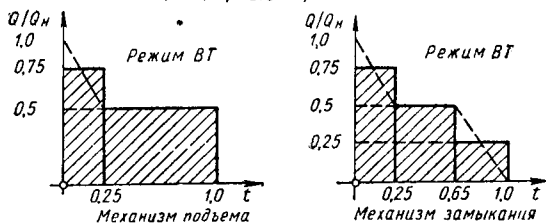
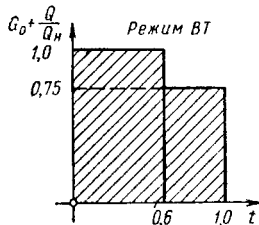
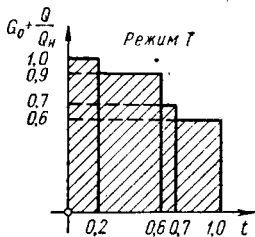
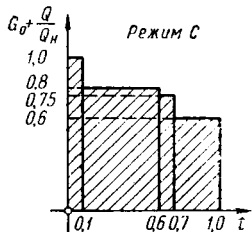
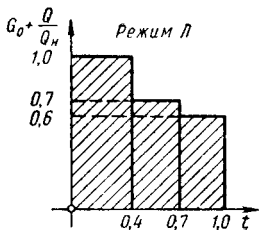


Рис. 1. График загрузки механизмов подъема

Крюковые и грейферные краны



Магнитные краны

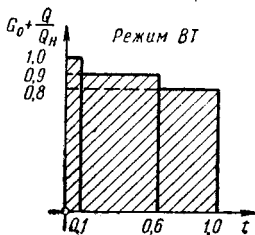
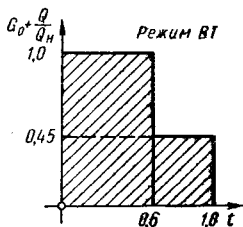
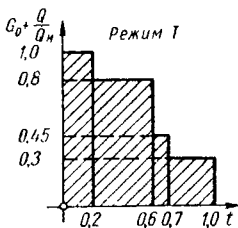
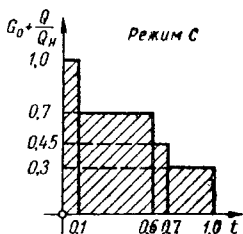
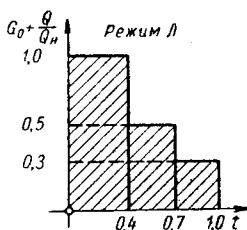


Рис. 2. График загрузки механизмов передвижения кранов

Крюковые и грейферные краны



Магнитные краны

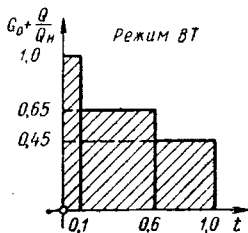


Рис. 3. График загрузки механизмов передвижения крановых тележек

Коэффициент долговечности определяется в общем случае по формуле

$$k_d = \sqrt[m]{\frac{60Tn_1}{n_0}} \cdot \sqrt[m]{\sum \left[\frac{t_i}{t} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \frac{n_i}{n_1} \right]},$$

- где n_1 — число нагружений в минуту (число оборотов рассчитываемого вала в минуту, число включений механизма в минуту);
- n_0 — базовое число циклов нагружений, которое для деталей диаметром меньше 50 мм принимается равным 10^7 , а для деталей диаметром больше 50 мм — равным $50 \cdot 10^6$;
- t_i, P_i, n_i — соответственно в часах, нагрузка и число нагружений в минуту (число оборотов вала) при данном расчетном режиме;
- P_{\max} — расчетная нагрузка, по отношению к которой определяется k_d ; принимается по рекомендациям, приведенным в соответствующих главах;
- m — показатель степени усталостной кривой; при расчете на изгибную прочность $m = 9$; при расчете на контактную прочность $m = 3$.

Если вычисленное по указанной формуле значение k_d окажется больше 1, то коэффициент k_d принимается равным 1.

Определение эквивалентных нагрузок для расчета зубчатых передач, подшипников и других деталей механизмов производится согласно указаниям, изложенным в соответствующих разделах.

При числе циклов переменных напряжений в детали менее 100 000 расчет на выносливость не нужен.

Примерный перечень деталей механизмов кранов, подлежащих расчету на выносливость, приведен в табл. 6.

6. УЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

При определении расчетных усилий вдоль кинематической цепи механизма следует учитывать потери на трение в его звеньях.

При определении нагрузок на передачи и валы, при выборе двигателя следует учитывать минимально возможное значение к. п. д. механизма, при определении тормозных моментов — максимально возможное значение к. п. д. механизма.

В табл. 7 приведены значения к. п. д. основных звеньев крановых механизмов.

К. п. д. рычажной системы управления определяется как произведение коэффициентов полезного действия каждого шарнира.

Значения к. п. д. основных звеньев крановых механизмов

Наименование элементов		η		
Канатные блоки и барабаны	Подшипники скольжения » качения	0,94—0,96 0,96—0,98		
Промежуточные валы	Подшипники скольжения » качения	0,95—0,97 0,97—0,99		
Зубчатые цилиндрические передачи в сборе с промежуточным валом	Открытые передачи	скольжения	0,93—0,95	
		качения	0,95—0,96	
	В кожухе; густая смазка	Подшипники	скольжения	0,93—0,95
		качения	0,96—0,98	
	Масляная ванна	скольжения	0,95—0,97	
		качения	0,97—0,98	
Коническая зубчатая передача	Открытые передачи	скольжения	0,92—0,94	
		качения	0,93—0,95	
	В кожухе; густая смазка	Подшипники	скольжения	0,92—0,94
		качения	0,94—0,96	
Зубчатые муфты	Зацепление обеспечено смазкой	0,99		

Таблица 8

Значения коэффициента трения подшипников скольжения f

Материал трущейся пары	При сухом трении (без смазки)	При полусухом трении (недостаточная смазка)	При полужидкостном трении (обеспечение консистентной смазкой)
Сталь по стали	0,15	0,10	0,06
» » чугуна	0,12	0,08	0,05
» » бронзе	0,10	0,07	0,04

К. п. д. каждого шарнира определяется по формуле

$$\eta_1 = \frac{b(a - rf)}{a(b + rf)},$$

где r — радиус шарнира;

a — большое плечо рычага;

b — малое плечо рычага;

f — коэффициент трения в опоре скольжения, принимаемый по табл. 8.

К. п. д. шарнира при применении подшипников качения определяется при следующих значениях коэффициента трения в шарнире, принимаемых в зависимости от типа подшипника:

коэффициент трения шарикоподшипников $f = 0,005$;

коэффициент трения роликоподшипников $f = 0,008$;

коэффициент трения конических роликоподшипников $f = 0,02$.



ВЫБОР ЗАПАСОВ ПРОЧНОСТИ И ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Настоящей методикой предусматривается дифференциальный метод определения запасов прочности и допускаемых напряжений деталей, основанный на установлении общего запаса прочности для рассчитываемой детали в зависимости от степени ответственности детали и характера загрузки механизма.

Расчет выносливости и прочности деталей механизмов для расчетных случаев А, Б и В (см. гл. I «Внешние нагрузки») производится исходя из основного уравнения прочности

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma^0}{k_n k_m} \text{ или } k_m \geq \frac{\sigma^0}{\sigma k_n},$$

где σ — максимально действующее в детали напряжение, получаемое с учетом концентрации напряжения, состояния поверхности и посадок, в кг/см²;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение для рассчитываемой детали в кг/см²;

σ^0 — опасное напряжение материала при данном напряженном состоянии, определяемое либо по пределу выносливости, либо по статическим характеристикам (предел текучести, предел прочности) в зависимости от расчетного случая и рекомендаций, приведенных в табл. 12 настоящей главы;

k_n — коэффициент, учитывающий влияние внутренних пороков материала на усталостные характеристики.

При расчете на выносливость: для стальных отливок $k_n = 1,3$; для проката и поковок $k_n = 1,1$.

При расчете на прочность по статическим характеристикам $k_n = 1,0$;

k_m — общий запас прочности.

2. ВЫБОР ЗАПАСОВ ПРОЧНОСТИ

Общий запас прочности определяется по формуле

$$k_m = k_1 k_2,$$

где k_1 — коэффициент безопасности, зависящий от назначения (степени ответственности) механизма;

k_2 — коэффициент нагрузки, учитывающий режим работы механизма, силы инерции при пуске и торможении, характер и частоту приложения нагрузки.

Значения коэффициента безопасности k_1

Таблица 9

Наименование механизма	Область применения	k_1 Расчетные случаи		
		А	Б	В
Механизм подъема	Краны с ручным приводом	1,2	1,1	—
	Крюковые краны	1,3	1,2	—
	Магнитные и мультиманитные краны	1,2	1,1	—
	Грейферные краны	1,2	1,1	—
	Краны металлургические, транспортирующие расплавленный и раскаленный металл	1,5	1,3	—
Механизм передвижения кранов и тележек	Все краны	1,2	1,1	—
Механизм поворота	Портальные, плавающие и специальные мостовые краны	1,2	1,1	—
Механизм изменения вылета	Портальные краны, плавающие краны	1,4	1,3	1,3
Все механизмы с ручным приводом, кроме подъемного	Краны с ручным приводом	1,0	1,0	—
Буферное устройство	Все краны и тележки	—	1,15	—

Коэффициент k_1 (табл. 9) учитывается при нагрузке на кран рабочего и нерабочего состояния (расчетные случаи А, Б и В).

Значение коэффициента k_2 принимается по табл. 10 для расчетного случая А; для расчетных случаев Б и В коэффициент $k_2 = 1$.

Общий запас прочности $k_m = k_1$ в деталях, подвергающихся действию ударных нагрузок (удары о концевые упоры) или случайных нагрузок, может быть принят $k_m = 1,15$ относительно предела текучести материала.

3. РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ ВЫБОРА ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Общие рекомендации для выбора допускаемых напряжений приведены в табл. 11.

Опасными напряжениями материалов (σ°) являются:

- а) для сталей при расчете на прочность — предел текучести (σ_T); при расчете на выносливость — предел выносливости (σ_{-1});
- б) для чугуна — предел прочности при изгибе (σ_b).

Таблица 11

Общие рекомендации для выбора допускаемых напряжений

Характер нагрузки	Состояние материала	Выбор допускаемых напряжений
Статическая	Пластичный	$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{k_m}$
	Хрупкий	$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{k_m}$
Переменная (симметричный цикл)	Пластичный	$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{k_m k_H}$
Ударная	Пластичный	$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{k_m}$

Характеристики механической прочности материалов принимаются по соответствующим стандартам и ведомственным нормам.

В качестве приближенных данных пределов выносливости σ_{-1} и σ° можно пользоваться зависимостями, приведенными в табл. 12.

Таблица 10
Значения коэффициента нагрузки k_2

Режим работы механизма		k_2
Ручной привод		1,0
Машинный привод	Легкий (Л) . . .	1,0
	Средний (С) . . .	1,1
	Тяжелый (Т) . . .	1,2
	Весьма тяжелый (ВТ)	1,3

Зависимость между усталостными и статическими характеристиками сталей

Вид деформации	Симметричный цикл	Пульсирующий цикл	
		углеродистые и низколегированные стали	легированные стали
Изгиб	$\sigma_{-1}^u = 0,43\sigma_b$	$\sigma_0^u = 0,70\sigma_b \leq \sigma_T^u$	$\sigma_0^u = 0,66\sigma_b \leq \sigma_T^u$
Растяжение (сжатие)	$\sigma_{-1}^p = 0,38\sigma_b$	$\sigma_0^p = 0,63\sigma_b \leq \sigma_T^p$	$\sigma_0^p = 0,58\sigma_b \leq \sigma_T^p$
Кручение	$\tau_{-1}^k = 0,22\sigma_b$	$\tau_0^k = 0,36\sigma_b \leq \tau_T^k$	$\tau_0^k = 0,34\sigma_b \leq \tau_T^k$

Зависимость между пределами текучести при изгибе и кручении и пределом текучести при растяжении определяется следующими средними соотношениями:

углеродистая сталь

$$\sigma_T^u = 1,2\sigma_T^p;$$

легированная сталь

$$\sigma_T^u = \sigma_T^p;$$

углеродистая и легированная сталь (круглое сечение)

$$\tau_T^k = 0,6\sigma_T^p.$$

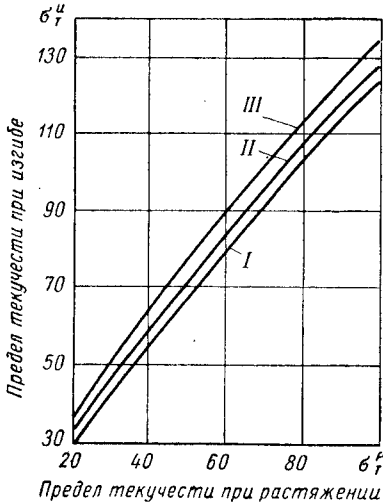


Рис. 4. Зависимости предела текучести изгиба от предела текучести стали для различных сечений:

I—прямоугольное; II—круглое; III—ромбическое

Таблица 13

Значения коэффициента чувствительности материала

при $\frac{\sigma_b}{\sigma_{-1}}$			
1,8	1,65	1,52	1,43
0,1	0,2	0,3	0,4

Для определения более точной зависимости между σ_T^u и σ_T^p материалов различных сечений можно пользоваться графиком, приведенным на рис. 4.

Длительный предел выносливости σ_{TK} с учетом асимметрии r цикла (где $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ — отношение минимального и максималь-

ного напряжений) и эффективного коэффициента концентрации напряжений k может быть определен для всех циклов (кроме находящихся только в области сжимающих напряжений) из следующей зависимости:

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_{-1}}{(1-r)k + (1+r)\eta} \text{ кг/см}^2,$$

где σ_{-1} — предел выносливости для симметричного цикла (для данного материала);

η — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла; для углеродистых и низкоуглеродистых сталей $\eta = 0,2$, для легированных сталей $\eta = 0,3$.

В общем случае $\eta = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1$; значения η при разных отношениях $\frac{\sigma_s}{\sigma_{-1}}$ приведены в табл. 13.

Для пульсирующего цикла при $r = 0$: для углеродистых и низколегированных сталей $\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_{-1}}{k + 0,2} \text{ кг/см}^2$ и для легированных сталей

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_{-1}}{k + 0,3} \text{ кг/см}^2.$$

При расчете по ограниченному пределу выносливости последний определяется из зависимости

$$\sigma'_{rk} = \sigma_{rk} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \text{ кг/см}^2,$$

где m — показатель степени кривой выносливости Велера;

N_0 — базовое число циклов;

N — число рабочих циклов за расчетный срок службы.

ГЛАВА III

МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Все элементы механизма подъема должны быть рассчитаны на нагрузку, слагающуюся из веса номинального перемещаемого груза и веса грузозахватных приспособлений (вместе с обоймами блоков, траверсами и крюками).

Для расчета механизма подъема должны быть заданы следующие параметры:

- а) грузоподъемность Q в кг;
- б) скорость подъема груза V в м/мин;
- в) высота подъема груза H в м;
- г) режим работы механизма;
- д) схема механизма с необходимыми кинематическими и конструктивными параметрами.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В КАНАТЕ

Принципиальная схема полиспаста представлена на рис. 5, на которой приняты следующие обозначения: 1 — блоки с неподвижными осями; 2 — блоки с подвижными осями; 3 — блоки обводные; 4 — барабан при наличии обводных блоков; 5 — барабан при отсутствии обводных блоков или блок с неподвижной осью при наличии в механизме обводных блоков.

Усилие S_1 определяется по формуле

$$S_1 = \frac{Q}{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-1}} \text{ кг.}$$

Усилие S' в канате, сбегающем с обводного блока 3, равно

$$S' = \frac{Q}{(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-1}) \eta} \text{ кг.}$$

Усилие S_6 в канате, набегающем на барабан, при числе обводных блоков t определяется по формуле

$$S_6 = \frac{Q}{(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-1}) \eta^t} \text{ кг,}$$

где Q — вес груза и грузозахватного приспособления в кг;
 a — кратность полиспаста (число ветвей каната в одном полиспасте, на котором подвешен груз);
 η — к. п. д. каждого блока полиспаста, учитывающий потери в опорах блока, а также потери, вызываемые жесткостью каната. Значения к. п. д. принимаются по табл. 14.

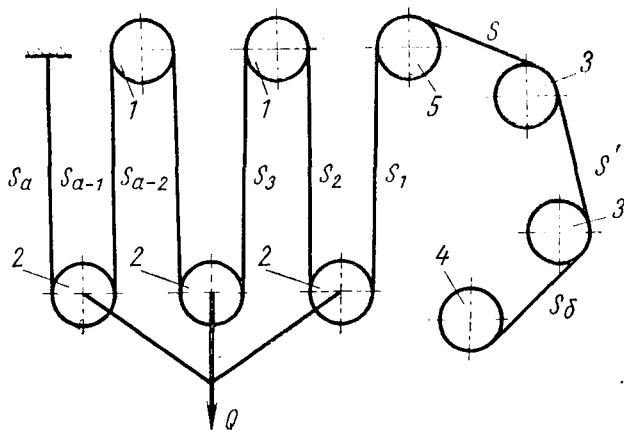


Рис. 5. Схема полиспаста

При подъеме груза на нескольких полиспастах формула принимает следующий вид:

$$S_\delta = \frac{Q}{m (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-1}) \eta^t} \text{ кг,}$$

где m — число полиспастов.

Значения к. п. д. полиспастов приведены в табл. 15.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ УГЛОВ ОТКЛОНЕНИЯ КАНАТА НА БЛОКЕ И БАРАБАНЕ

Угол отклонения каната от средней плоскости барабана блока полиспаста ограничивается величиной

$$\operatorname{tg} \gamma = 2k \operatorname{tg} \beta \frac{d_k}{D_b},$$

где 2β — угол раствора ручья блока;

k — коэффициент, зависящий от изгибной жесткости каната (табл. 16);

d_k — диаметр каната;

D_b — диаметр блока (по средней линии каната).

Для случая $\operatorname{tg} \beta = 0,4$ и $k = 2,0 \div 1,7$ значения $\operatorname{tg} \gamma$ приведены в табл. 17.

Значения к. п. д. блоков (η)

Характеристика опоры	Характеристика условий работы опоры	η	η^2	η^3	η^4	η^5	η^6	η^7	η^8	η^9	η^{10}
Опоры скользящего трения	Плохая смазка, работа в условиях высоких температур	0,94	0,885	0,83	0,79	0,74	0,695	0,655	0,615	0,58	0,54
	Редко смазывается	0,95	0,9	0,86	0,815	0,775	0,735	0,70	0,665	0,63	0,60
	Нормальная, периодическая смазка	0,96	0,92	0,885	0,85	0,815	0,785	0,750	0,72	0,695	0,665
	Автоматическая смазка	0,97	0,94	0,915	0,885	0,86	0,835	0,81	0,785	0,76	0,74
Опоры на подшипниках качения	Плохая смазка, работа в условиях высоких температур	0,97	0,94	0,91	0,885	0,86	0,835	0,81	0,785	0,76	0,74
	Нормальная густая смазка, работа в условиях нормальных температур	0,98	0,96	0,94	0,92	0,905	0,885	0,87	0,85	0,835	0,815

Таблица 15

Значения к. п. д. полиспастов при опорах на подшипниках качения

a	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Плохая смазка, работа в условиях высоких температур ($\eta = 0,97$)	1,0	0,985	0,97	0,955	0,94	0,935	0,915	0,9	0,89	0,875
Нормальная густая смазка, работа в условиях нормальных температур ($\eta = 0,98$)	1,0	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,945	0,935	0,925	0,915
Примечание. К. п. д. подсчитаны по формуле $\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-1}}{a}$.										

1. Как исключение в условиях стесненных габаритов разрешается принимать значения $\text{tg } \gamma$ большими на 10% при тяжелом режиме работы механизма, на 20% при среднем и на 30% при легком режиме работы.

2. Угол отклонения каната на уравнительном блоке может быть принят вдвое большим, но не более $\text{tg } \gamma = 0,15$.

Таблица 16

Значения коэффициента k

Тип каната		ГОСТ	k	
			для крестовой свивки	для односторонней свивки
ТЛК-О	6×37	3079—69	2	1,7
ЛК-Р	6×19	2688—69	2	1,7
ТК	6×37	3071—66	1,7	1,35

Предельное отклонение каната от нормали к оси барабана определяется по формуле

$$\text{tg } \gamma = 2k \text{tg } \beta \frac{d_k}{D_6} + \frac{t}{\pi D_6},$$

где k — коэффициент, принимаемый по табл. 16;

t — шаг нарезки барабана;

D_6 — диаметр барабана по центрам каната;

$$\text{tg } \beta = \frac{t^2 - 4c^2}{4ct}$$

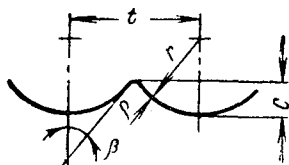


Рис. 6. Профиль канавки барабана

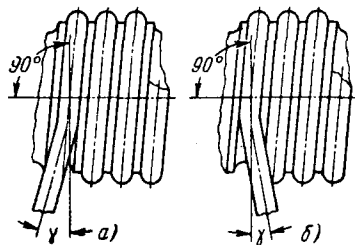


Рис. 7. Углы отклонения каната барабана:

a — от навивки; b — к навивке

(см. рис. 6, для нормального профиля канавки можно принимать $\beta = 30^\circ$).

В формуле знак $+$ относится к случаю отклонения каната в сторону барабана, свободную от витков (рис. 7, a), знак $-$ в сторону соседних витков (рис. 7, b). На гладких барабанах отклонение канатов не должно быть больше 1 : 40, а для барабана с винтовой нарезкой для канатов не более 1 : 10.

Значения $\operatorname{tg} \gamma$

Значения k	При $\frac{D_6}{D_k}$										
	12	15	18	20	22	25	27	30	33	36	40
2	0,133	0,107	0,09	0,080	0,073	0,064	0,059	0,053	0,049	0,045	0,040
1,7	0,113	0,091	0,076	0,068	0,062	0,054	0,050	0,045	0,042	0,038	0,034

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ И ЧИСЕЛ ОБОРОТОВ ЭЛЕМЕНТОВ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Статический крутящий момент M_6 , действующий на вал барабана от веса груза и грузозахватного приспособления при подъеме груза, определяется по формуле

$$M_6 = \frac{S_6 D_6 c}{2 \eta_6},$$

где M_6 — статический момент в $\text{кг} \cdot \text{м}$;
 $D_6 = D + d_k$ — диаметр по центрам каната в м ;
 D — диаметр барабана по дну канавок в м ;
 S_6 — усилие каната (закрепленного на барабане), определяемое с учетом к. п. д. подвески, в кг ;
 c — число ветвей каната, закрепленных на барабане;
 $\eta \approx 0,98$ — к. п. д., учитывающий потери в опорах вала барабана, а также потери, вызываемые жесткостью каната.

При определении моментов, действующих в элементах кинематической цепи механизма подъема при подъеме груза, принимаются минимальные значения к. п. д.; рекомендуемые значения к. п. д. приводятся в главе I.

Число оборотов барабана

$$n_6 = \frac{v_{гр} a}{\pi D_6} \text{ об/мин},$$

где $v_{гр}$ — заданная скорость подъема груза в м/мин ;
 a — кратность полиспаста.

Крутящий момент на первом от барабана промежуточном валу

$$M_1 = \frac{M_6}{i_1 \eta_1} \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Число оборотов этого вала

$$n_1 = n_{\delta} i_1 \text{ об/мин.}$$

Крутящие моменты и числа оборотов следующих промежуточных валов (от барабана):

$$M_x = \frac{M_{\delta}}{i_x \eta_x} \text{ кг}\cdot\text{м}; \quad n_x = n_{\delta} i_x \text{ об/мин.}$$

В приведенных выше формулах:

i_1 — передаточное число между валом барабана и первым промежуточным валом;

i_x и η_x — соответственно передаточное число и к. п. д. части механизма между валом барабана и рассматриваемым промежуточным валом.

Крутящий момент на валу двигателя и число оборотов

$$M_{\delta} = \frac{M_{\delta}}{i_0 \eta_0} \text{ кг}\cdot\text{м}; \quad n_{\delta} = n_{\delta} i_0 \text{ об/мин.}$$

где i_0 и η_0 — соответственно общее передаточное число и общий к. п. д. механизма.

По выбранному двигателю (см. гл. XXXI) уточняется число оборотов двигателя n_{δ} и общее необходимое передаточное число:

$$i_0 = \frac{n_{\delta}}{n_{\delta}},$$

где n_{δ} — число оборотов барабана в минуту;

n_{δ} — число оборотов двигателя при фактической нагрузке.

Для двигателей постоянного тока n_{δ} определяется по характеристикам двигателей. Для двигателей переменного тока n_{δ} следует принимать равным числу оборотов двигателя при номинальной нагрузке, приведенному в каталогах.

Время торможения при подъеме груза определяется по формуле

$$t_T = \frac{\sum GD^2 n_{\delta}}{375 (M_T + M_c)} \text{ сек.}$$

Время торможения при пуске груза равно

$$t_T = \frac{\sum GD^2 n_{\delta}}{375 (M_T - M_c)} \text{ сек.}$$

где M_T — момент торможения в кгм;

M_c — момент сопротивления при торможении, приведенный к валу тормоза, в кгм:

$$M_c = \frac{M_{\delta} \eta_{\max}}{i_0},$$

**Расчетные нагрузки элементов механизма подъема
для расчетного случая А**

Элементы механизма подъема	Расчет на выносливость	Расчет на прочность
Элементы механизма между двигателем и тормозом (для всех кранов, кроме грейферных)	$P_{\max} = 2P_{\text{ном}}$	$P_{\max} = 2P_{\text{ном}}$ (для деталей, не рассчитываемых на выносливость)
Элементы механизма между тормозом и грузом (для всех кранов, кроме грейферных)		$P_{\text{ном}}$
Подшипники качения	$P_{\text{эв}}$	$P_{\text{ном}}$
Канаты крюкового крана	—	$P_{\text{ном}}$
Канаты грейферного крана:		
1. Лебедка с отдельным приводом барабанов	—	$0,5P_{\text{ном}}$
2. Лебедка с дифференциальным приводом барабанов:		
а) подъемный механизм	—	$P_{\text{ном}}$
б) замыкающий механизм	—	$0,6P_{\text{ном}}$
Элементы механизмов грейферных кранов с отдельным приводом, расположенные между тормозом и грейфером	$k_{\partial}P_{\text{ном}}$	$P_{\text{ном}}$
Элементы механизмов грейферных кранов с дифференциальным приводом, расположенные между тормозом и грейфером:		
а) подъемный механизм	$k_{\partial}P_{\text{ном}}$	$P_{\text{ном}}$
б) замыкающий механизм	$k_{\partial}P_{\text{ном}}$	$0,6P_{\text{ном}}$
Элементы механизмов грейферных кранов, расположенные между двигателем и тормозом:		
а) лебедка с отдельным приводом барабанов	$1,2P_{\text{ном}}$	} что и для деталей, не рассчитываемых на выносливость
б) подъемный механизм при дифференциальном приводе	$2P_{\text{ном}}$	
в) замыкающий механизм при дифференциальном приводе	$1,2P_{\text{ном}}$	

Примечания: 1. Номинальная нагрузка $P_{\text{ном}}$ для расчета механизма подъема грейферных кранов равняется весу грейфера плюс вес материала при номинальной емкости грейфера.

2. $P_{\text{эв}}$ для расчета подшипников качения определяется с учетом действительного режима работы механизма, согласно указаниям в гл. XXIV.

3. Коэффициент срока службы k_{∂} принимается согласно указаниям в разделе II.

где

$$\eta_{\max} = \frac{1 + \eta_0}{2};$$

$\sum GD^2$ — маховой момент вращающихся и поступательно движущихся масс, приведенный к валу тормоза, в кгм^2 .

Методика приведения маховых моментов поступательно движущихся и вращающихся масс и определение времени пуска даны в гл. XXXI.

5. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ НА ЭЛЕМЕНТЫ МЕХАНИЗМА

При расчете элементов механизма подъема запасы прочности k_m определяются в соответствии с указаниями, приведенными в главе II «Выбор запасов прочности и допускаемых напряжений».

Расчетные нагрузки для элементов механизма подъема приведены в табл. 18.

Элементы механизмов подъема, расположенные между двигателем и тормозом, должны быть проверены на перегрузку по расчетному случаю Б. Наибольшая нагрузка $P_{\text{наиб}}$ определяется по формуле $P_{\text{наиб}} = \lambda P_{\text{ном}}$.

Коэффициент перегрузки λ определяется по формуле

$$\lambda = 1 + \beta \frac{\sum GD^2 - GD_{\text{дв}}^2}{\sum GD^2},$$

где $\sum GD^2$ — приведенный к валу двигателя маховой момент всех масс механизма, включая груз;

$GD_{\text{дв}}^2$ — маховой момент ротора двигателя и деталей, насаженных на его вал;

β — коэффициент, характеризующий пусковые моменты двигателя и принимаемый по табл. 19.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ТОРМОЗНОГО МОМЕНТА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Тормозной момент механизмов подъема определяется из условий надежного удерживания груза на весу в статическом состоянии с определенным коэффициентом запаса торможения K :

$$M_T = KM_{\text{ст}} \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Таблица 19

Значения коэффициента β

Тип двигателя			
МТ	МТК	МП	А
6	15	6	6

Значения коэффициента запаса торможения K

Тип механизма и режим работы	K
Механизмы с ручным приводом и механизмы с машинным приводом легкого режима работы	1,5
Механизмы с машинным приводом среднего режима работы	1,75
Механизмы с машинным приводом тяжелого режима работы	2,0
Механизмы с машинным приводом весьма тяжелого режима работы	2,5

Таблица 21

Значения коэффициента запаса торможения K при установке стопорных тормозов

Характеристика механизма подъема	K (каждого тормоза)
С одним барабаном или несколькими барабанами от одного привода при двух тормозах	1,25
С двумя или несколькими барабанами от двух приводов: при установке одного тормоза на каждом приводе	1,25
при установке двух тормозов на каждом приводе	1,1

Коэффициентом запаса торможения K называется отношение момента, создаваемого тормозом, к крутящему моменту, создаваемому грузом на тормозном валу и определенному с учетом потерь в механизме.

Статический момент от груза на тормозном валу определяется по формуле

$$M_{ст} = \frac{Q D_б \eta_{\max}}{2 a i_0} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где Q — вес груза и грузозахватного приспособления в кг;
 a — кратность одного полиспаста;
 $D_б$ — диаметр барабана (по центрам каната) в м;
 i_0 и η_{\max} — соответственно общее передаточное число и общий наибольший к. п. д. механизма от крюковой подвески до тормозного вала.

Рекомендуемые значения к. п. д. приведены в гл. I.

При наличии в механизме подъема одного тормоза коэффициент запаса торможения принимается по табл. 20.

При наличии в механизме подъема двух тормозов каждый из тормозов рассчитывается в предположении, что весь груз удерживается только одним тормозом с коэффициентом запаса торможения, принятым по табл. 20.

При наличии в механизме стопорных и грузоупорных тормозов, работающих совместно, коэффициент запаса торможения для каждого типа тормоза принимается по табл. 21.

При расчете тормозов грейферных лебедок с отдельным двухмоторным приводом каждый тормоз рассчитывается с коэффициентом запаса торможения 1,25 в предположении, что весь груз (грейфер с материалом) удерживается одним тормозом.

При наличии в механизме стопорных и грузоупорных тормозов, работающих совместно, коэффициент запаса торможения для каждого типа тормоза принимается по табл. 22.

Таблица 22

Значения коэффициента запаса торможения при совместной работе стопорного и грузоупорного тормозов

Грузоупорного тормоза K_z	Стопорного тормоза K_c
1,2	1,0

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КРАНОВ

Приведенные ниже методика и нормы расчета применяются для механизмов передвижения грузовых тележек и кранов, перемещающихся по рельсовому пути.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

Исходными данными для расчета механизма передвижения являются:

Геометрическая схема крана или тележки с основными размерами (пролет, база, расстояние между осями ходовых колес для многоопорных кранов).

Грузоподъемность крана Q в кг.

Вес крана или тележки с грузозахватным приспособлением — G_0 в кг.

Конструктивная схема механизма передвижения.

Наименьшее давление ходовых колес на рельс — G_1 в кг.

Наибольшее давление ходовых колес на рельс — G_2 в кг.

Суммарное давление ведущих ходовых колес на рельс — G в кг.

Скорость передвижения — V_0 в м/мин.

Подветренная площадь в плоскости, перпендикулярной к направлению движения, — F в м².

Режим работы механизма.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПЕРЕДВИЖЕНИЮ КРАНА И ТЕЛЕЖКИ

Полное статическое сопротивление передвижению

$$W = k_p W_T + W_{yк} + W_0 \text{ кг,}$$

где W_T — сопротивление трения без учета трения реборд и торцов ступиц в кг;

k_p — коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления от трения реборд и торцов ступиц ходовых колес крана или тележки о головки рельсов;

$W_{yк}$ — сопротивление от уклона подкрановых путей в кг;

W_0 — сопротивление от действия ветровой нагрузки в кг.

Сопротивление от трения при движении крана

$$W_1 = W_T k_p = (G_0 + Q) \frac{(2\mu + df)}{D_{хк}} k_p \text{ кгс,}$$

где G_0 — вес крана или тележки в кг;
 Q — вес груза в кг;
 $D_{\text{хк}}$ — диаметр ходового колеса в см;
 d — диаметр подшипников колес в см (для подшипников качения условно принимается равным диаметру вала);
 μ — плечо трения качения (табл. 23) в см;
 f — коэффициент трения в подшипниках опор вала ходового колеса, принимаемый для шариковых и роликовых подшипников равным 0,015 и для конических 0,02.

Значения коэффициента k_p принимаются по табл. 24.

Плечо трения качения μ можно определить по следующим формулам:

при плоских рельсах

$$\mu = 0,17 \sqrt{\frac{P_{\text{эк}}R}{BE}} \text{ см};$$

при рельсах типа Р и КР

$$\mu = 0,1 \sqrt[3]{\frac{P_{\text{эк}}R}{E}} \text{ см},$$

где $P_{\text{эк}}$ — эквивалентная нагрузка на ходовое колесо в кг;
 R — радиус ходового колеса в см;
 B — ширина плоской части рельса в см;
 E — модуль упругости материалов.

Сопrotивление от уклонов подкрановых путей

$$W_{\text{ук}} = \alpha (G_0 + Q) \text{ кг}.$$

Величины уклона путей (α) для поверочных расчетов принимают по табл. 25. Для случаев, не приведенных в табл. 25 (уклоны консолей—горизонтальных стрел кранов различных типов), величины уклонов принимаются по техническим условиям на проектирование этих кранов и по проектным данным.

Сопrotивление от ветровой нагрузки определяется для вычисления времени разгона и запаса сцепления кранов, работающих на открытом воздухе:

$$W_a = q_p F \text{ кг},$$

где q_p — расчетный напор ветра рабочего состояния в кг/м², принимаемый по ГОСТу 1451—65;

F — подветренная площадь крана с грузом в плоскости, перпендикулярной к направлению движения крана, в м².

В качестве средних значений можно принимать для предварительных расчетов следующие удельные сопротивления движению крана;

1. Для двухребордных ходовых колес, смонтированных на подшипниках качения: с цилиндрическим ободом, на рельсе с выпуклой головкой — 10,0 кг/т, на плоском рельсе — 9,0 кг/т.

2. Для безребордных и с коническим ободом — 7 кг/т.

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КРАНОВ

Приведенные ниже методика и нормы расчета применяются для механизмов передвижения грузовых тележек и кранов, перемещающихся по рельсовому пути.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

Исходными данными для расчета механизма передвижения являются:

Геометрическая схема крана или тележки с основными размерами (пролет, база, расстояние между осями ходовых колес для многоопорных кранов).

Грузоподъемность крана Q в кг.

Вес крана или тележки с грузозахватным приспособлением — G_0 в кг.

Конструктивная схема механизма передвижения.

Наименьшее давление ходовых колес на рельс — G_1 в кг.

Наибольшее давление ходовых колес на рельс — G_2 в кг.

Суммарное давление ведущих ходовых колес на рельс — G в кг.

Скорость передвижения — V_0 в м/мин.

Подветренная площадь в плоскости, перпендикулярной к направлению движения, — F в м².

Режим работы механизма.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПЕРЕДВИЖЕНИЮ КРАНА И ТЕЛЕЖКИ

Полное статическое сопротивление передвижению

$$W = k_p W_T + W_{ук} + W_в \text{ кг,}$$

где W_T — сопротивление трения без учета трения реборд и торцов ступиц в кг;

k_p — коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления от трения реборд и торцов ступиц ходовых колес крана или тележки о головки рельсов;

$W_{ук}$ — сопротивление от уклона подкрановых путей в кг;

$W_в$ — сопротивление от действия ветровой нагрузки в кг.

Сопротивление от трения при движении крана

$$W_1 = W_T k_p = (G_0 + Q) \frac{(2\mu + df)}{D_{хк}} k_p \text{ кгс,}$$

где G_0 — вес крана или тележки в кг;
 Q — вес груза в кг;
 $D_{хк}$ — диаметр ходового колеса в см;
 d — диаметр подшипников колес в см (для подшипников качения условно принимается равным диаметру вала);
 μ — плечо трения качения (табл. 23) в см;
 f — коэффициент трения в подшипниках опор вала ходового колеса, принимаемый для шариковых и роликовых подшипников равным 0,015 и для конических 0,02.

Значения коэффициента k_p принимаются по табл. 24.

Плечо трения качения μ можно определить по следующим формулам:

при плоских рельсах

$$\mu = 0,17 \sqrt{\frac{P_{экр}R}{BE}} \text{ см};$$

при рельсах типа Р и КР

$$\mu = 0,1 \sqrt[3]{\frac{P_{экр}R}{E}} \text{ см},$$

где $P_{экр}$ — эквивалентная нагрузка на ходовое колесо в кг;

R — радиус ходового колеса в см;

B — ширина плоской части рельса в см;

E — модуль упругости материалов.

Спротивление от уклонов подкрановых путей

$$W_{ук} = \alpha (G_0 + Q) \text{ кг}.$$

Величины уклона путей (α) для поверочных расчетов принимают по табл. 25. Для случаев, не приведенных в табл. 25 (уклоны консолей—горизонтальных стрел кранов различных типов), величины уклонов принимаются по техническим условиям на проектирование этих кранов и по проектным данным.

Спротивление от ветровой нагрузки определяется для вычисления времени разгона и запаса сцепления кранов, работающих на открытом воздухе:

$$W_v = q_p F \text{ кг},$$

где q_p — расчетный напор ветра рабочего состояния в кг/м², принимаемый по ГОСТу 1451—65;

F — подветренная площадь крана с грузом в плоскости, перпендикулярной к направлению движения крана, в м².

В качестве средних значений можно принимать для предварительных расчетов следующие удельные сопротивления движению крана;

1. Для двухребордных ходовых колес, смонтированных на подшипниках качения: с цилиндрическим ободом, на рельсе с выпуклой головкой — 10,0 кг/т, на плоском рельсе — 9,0 кг/т.

2. Для безребордных и с коническим ободом — 7 кг/т.

Плечо трения качения для стальных колес

Таблица 23

Тип рельса	Диаметр ходового колеса в мм								
	200	320	400	560	630	700	800	900	1000
Рельс плоский	0,03		0,05		0,06		0,065		0,07
Рельс с выпуклой головкой	0,04		0,06		0,08		0,10		0,12

Значения коэффициента k_p

Таблица 24

Обод ходовых колес	Механизм	Привод механизма	k_p	Примечание
Конический	Крановый мост	Центральный	1,2	
Цилиндрический с реборами		Раздельный или центральный	1,5	
Цилиндрический (безребордные ходовые колеса)			1,1	С боковыми направляющими роликами
Цилиндрический (с реборами)	Крановая тележка	Центральный	2,5	С жестким токоподводом
			2,0	С кабельным токоподводом
Конический одноробордный	Подвесные краны (двухавровый путь)	Односторонний	2,5 ¹ 2,0 ²	¹ Опора катка подшипники качения
		Двусторонний	2,0 ¹ 1,8 ²	² Опора катка подшипники скольжения

Уклоны подкрановых путей α

Таблица 25

Пути для мостовых кранов с железобетонным фундаментом на металлических балках	Пути для железнодорожных кранов с щебеночным основанием, деревянные шпалы	Подтележные пути на мосту крана	Пути кранов порталных, козловых, стапельных	Пути строительных башенных кранов
0,001	0,004	0,002	0,003	0,005

Выбор двигателей и тормозных устройств производится в соответствии с методикой, изложенной в п. 6 «Определение величины тормозного момента» настоящей главы и в гл. XXXI. При этом для приведения статического сопротивления к валу электродвигателя могут быть следующие два варианта.

Механизм передвижения с центральным приводом. Момент статического сопротивления, приведенный к валу двигателя, определяется по суммарному статическому сопротивлению передвижения:

$$M_{\Sigma cm} = W' \frac{D_{xk}}{2\eta_n i_n} \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Для определения времени разгона принимается $W' = W$; в других случаях $W' = W_1$.

Механизмы передвижения с раздельным приводом. Момент статического сопротивления мостовых перегружателей и козловых кранов определяется для каждой опоры раздельно при наибольшем давлении ходовых колес на рельсы у рассчитываемой опоры.

При определении статического сопротивления шарнирной (гибкой) опоры мостовых перегружателей допускается уменьшение коэффициента k_p на 25% (табл. 24). Для мостовых и порталных кранов рекомендуется принимать момент статического сопротивления каждой опоры равным 0,5 от суммарного момента статического сопротивления, т. е.

$$M'_{cm} = 0,5 M_{\Sigma cm} = 0,5 W' \frac{D_{xk}}{2\eta_n i_n} \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

3. ПРОВЕРКА ЗАПАСА СЦЕПЛЕНИЯ

При расчете механизмов передвижения необходимо произвести проверку запаса сцепления.

Проверку запаса сцепления k_{cu} при расчете механизмов передвижения мостовых кранов следует производить для случая работы кранов и тележек без груза по формуле

$$k_{cu} = \frac{G_{cu} f_1}{W_{б.э} + G_0 \left(\frac{j}{9,81} - \frac{a-b}{a} f \frac{d}{D_{xk}} \right)} \geq 1,2,$$

- где G_0 — вес крана (тележки без груза) в кг;
 G_{cu} — суммарное давление ведущих ходовых колес на рельс в кг (цепной вес);
 $W_{б.э}$ — суммарное статическое сопротивление передвижению крана без груза в кг;
 a — общее число ходовых колес;
 b — число ведущих колес;
 d — диаметр оси ходового колеса в см;
 $D_{x.k}$ — диаметр ходового колеса в см;

- j — ускорение крана при разгоне $j = \frac{V}{t_{нБГ} \cdot 60}$, где $t_{нБГ}$ — время разгона крана без груза в сек, определяемое действительной характеристикой установленного электродвигателя или тормоза (см. в гл. XXI);
- f_1 — коэффициент сцепления ходового колеса с рельсом (для кранов, работающих в закрытых помещениях, когда попадание влаги исключено, $f_1 = 0,2$; для кранов, работающих на открытом воздухе, $f_1 = 0,12$; для кранов, работающих с песочницами, $f_1 = 0,25$);
- f — коэффициент трения в подшипниках букс ходовых колес.

Для порталных и башенных кранов запас сцепления следует проверять при наименее выгодном расположении стрелы относительно ведущих ходовых колес, при номинальном грузе и действии ветра рабочего состояния крана; для козловых кранов и мостовых перегружателей запас сцепления следует проверять отдельно для каждой опорной ноги при наименее выгодном расположении грузовой тележки с номинальным грузом относительно рассчитываемой опорной ноги (например, на противоположной консоли) и действии ветра рабочего состояния крана. Это требование должно быть выполнено во всех случаях, если техническими условиями на проектирование кранов этого типа не обусловлены другие требования.

Запас сцепления мостовых кранов с отдельным приводом должен быть проверен для аварийного случая при работе привода только с одной стороны, при расположении тележки без груза — со стороны работающего привода.

В этом случае запас сцепления

$$k_{сц} = \frac{G_2' f_1}{\left(W_{б.з} - \frac{G_0 (a-b)}{a} f \frac{d}{D_{хк}} \right)} \geq 1,1,$$

где G_2' — наибольшее давление на ведущие колеса у стороны работающего механизма.

4. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ МОМЕНТОВ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

Детали механизма передвижения должны быть рассчитаны по возможному максимальному моменту на прочность и по основной комбинации расчетных нагрузок А на выносливость и прочность.

Момент для расчета на прочность по основной комбинации нагрузок А выбирается по следующей методике.

Расчетная нагрузка P_p определяется как сумма статического сопротивления от трения W_1 , силы инерции при пуске или торможе-

нии W_{∂} и ветровой нагрузки W_a (вычисляемой только для кранов, работающих на открытом воздухе):

$$P_p = (W_1 + W_{\partial} + W_a) k_{дин} \text{ кг},$$

где W_1 — статическое сопротивление передвижению;

W_{∂} — силы инерции при пуске и торможении; они определяются:

$$W_{\partial} = \frac{G_0 + Q}{9,81} j \text{ кг};$$

j — ускорение или замедление при пуске и торможении в м/сек^2 , определяемое по характеристике тормоза или электродвигателя;

W_a — ветровая нагрузка от эквивалентного ветра при давлении, равном 3 кг/м^2 ;

$k_{дин}$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние динамических нагрузок; $k_{дин}$ принимается для режима:

Л — 1,0; С — 1,1; Т — 1,2 и ВТ — 1,3.

Для предварительных расчетов можно пользоваться следующей зависимостью:

$$P_p = \alpha W_1 + W_a,$$

где α — коэффициент, принимаемый для кранов и тележек по табл. 26.

Таблица 26

Значения коэффициента

Краны и тележки	Среднее ускорение j в м/сек^2	Коэффициент α
Краны и тележки, транспортирующие жидкий металл	0,1	1,5
У Краны монтажные и их тележки	0,15	1,8
Мостовые краны и тележки общего назначения при гибкой подвеске груза	0,20	2,0
Мостовые краны и тележки при жесткой подвеске груза	0,30	3,0
Портальные краны	0,15	1,8
Козловые краны	0,1	1,5
Мостовые перегружатели	0,05	1,2
Грейферные тележки мостовых перегружателей	0,8	8,0

Для редукторов, зубчатых передач, муфт и валов, находящихся в кинематической цепи между центральным двигателем и трансмиссионным валом, распределяющим момент между ведущими ходовыми колесами обеих сторон крана, расчетный момент на рассчитываемом валу будет равен

$$M'_p = M_p i_n \eta_n \text{ кг}\cdot\text{см},$$

где M_p — момент на валу электродвигателя, определяемый по расчетной нагрузке P_p , в кг·см;

i_n и η_n — соответственно передаточные отношения и к. п. д. элементов механизма, учитывающие потери в цепи от звена, к которому прикладывается максимальный момент, до рассчитываемого участка.

Для редукторов и других элементов механизмов передвижения кранов, расположенных около ведущих ходовых колес, расчетный момент находится по следующим уравнениям:

При центральном приводе

$$M'_{расч} = \frac{G_2}{G} M_p i_n \eta_n \text{ кг}\cdot\text{см},$$

где G_2 — максимальное давление на ведущие ходовые колеса с одной стороны крана;

G — суммарное давление на ведущие ходовые колеса крана.

При раздельном приводе

$$M'_{расч} = M''_p i_n \eta_n \text{ кг}\cdot\text{см},$$

где M''_p — расчетный момент, определенный отдельно для каждой опоры.

Для мостовых и порталных кранов можно принимать $M'_{расч} = 0,5M_p$ (от полного расчетного момента, вычисленного для всего крана); для козловых кранов $M'_{расч} = 0,6M_p$.

Расчет на выносливость производится по эквивалентной нагрузке, определяемой из зависимости

$$P_{экс} = k_d P_p \text{ кг},$$

где k_d — коэффициент долговечности, принимаемый в соответствии с приведенными выше указаниями (см. гл. I).

Элементы механизмов передвижения должны быть проверены на прочность для второй комбинации нагрузок (режим Б) на максимальный момент $M_{наиб}$, передаваемый механизмом и выбираемый из сравнения. Если $M_T < M_{дв} < M_{букс}$, то расчетным является $M_{дв}$; если $M_{дв} < M_T < M_{букс}$, то расчетным является M_T ; не должно быть соотношения M_T или $M_{дв} > M_{букс}$,

где $M_{дв}$ — пусковой момент на рассчитываемом валу, принимаемый по характеристикам электродвигателей;
 M_T — момент на рассчитываемом валу от максимального момента, создаваемого тормозом;
 $M_{букс}$ — максимальный момент буксования ведущих ходовых колес по рельсам; в этом случае коэффициент сцепления ходового колеса с рельсом принимается равным $f = 0,2$.

Расчет элементов механизмов на эти максимальные нагрузки производится исходя из следующих условий.

Механизмы с центральным приводом. Элементы механизма, расположенные в кинематической цепи между двигателем и трансмиссионным валом, рассчитываются на полное значение $M_{наиб}$.

Элементы механизма, начиная с трансмиссионного вала до ходовых колес, рассчитываются на момент, равный

$$M'_{наиб} = \frac{G_2}{G} M_{наиб},$$

где G_2 — наибольшее давление ведущих ходовых колес крана (тележки) со стороны рассчитываемой опоры;

G — общее давление ведущих ходовых колес на рельсы.

Механизм с раздельным приводом. Для расчета этих механизмов определяются значения $M_{дв}$, M_T и $M_{букс}$ для каждого привода и производится выбор расчетного максимального момента аналогично приведенному выше.

В табл. 27 приведены расчетные нагрузки для различных расчетных случаев механизмов передвижения.

Запасы прочности выбираются в соответствии с рекомендациями гл. II.

При проверочных расчетах можно принимать следующие значения M_p : для деталей, находящихся между тормозом и электро-

Таблица 27

Нагрузки для расчета элементов механизмов передвижения

Расчетный случай	Расчет производится	Расчетная нагрузка на все элементы механизма
Нормальные нагрузки рабочего состояния. Расчетный случай А	На выносливость. На прочность — для деталей, не рассчитываемых на выносливость	$P_p; M_p$
Максимальные нагрузки рабочего состояния. Расчетный случай Б	На прочность	$M_{наиб}$

двигателем, $M_p = 2M_{\text{ном. двиг.}}$, и для остальных деталей $M_{\text{де}} = 1,8M_{\text{ном. двиг.}}$; где $M_{\text{ном. двиг.}}$ — номинальный момент двигателя по каталогу.

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ УСИЛИЙ НА ОПОРНЫЕ ДЕТАЛИ КРАНА

Для расчета ходовых колес мостовых и порталных кранов, а также тележек на контактное напряжение необходимо определить эквивалентную нагрузку на ходовое колесо $P_{\text{эк}}$, учитывающую изменение нагрузки от $P_{\text{к max}}$ до $P_{\text{к min}}$.

Эквивалентная нагрузка определяется по формуле

$$P_{\text{эк}} = \gamma k_{\text{хк}} G_{2 \text{ max}} \text{ кг},$$

где $G_{2 \text{ max}}$ — наибольшая нагрузка ходового колеса на рельс, определяемая при невыгодном положении тележки или стрелы с грузом относительно рассчитываемого колеса, в кг;

$k_{\text{хк}}$ — коэффициент, учитывающий режим работы механизма (число оборотов ходового колеса, частоту приложения нагрузки, толчки и т. д.);

γ — коэффициент, учитывающий переменность нагрузок, определяется из равенства

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q}{G_0}\right)^3} \right]},$$

где Q — вес поднимаемого груза в кг;

G_0 — общий вес крана (с учетом веса грузозахватных устройств) в кг.

Значения коэффициента γ для некоторых отношений $\frac{Q}{G_0}$ даны в табл. 28.

Значения коэффициента γ

Таблица 28

$\frac{Q}{G_0}$	0,05	0,3	0,4	0,5	1,0 и более
γ	0,98	0,90	0,88	0,86	0,8

Величина коэффициента $k_{\text{хк}}$ принимается по табл. 29.

При определении расчетной нагрузки на подшипники качения букс ходовых колес следует радиальную нагрузку на одну буксу принимать равной

$$P'_{\text{эк}} = \frac{P_{\text{эк}}}{2} \pm P_{\text{дон}} \text{ кг},$$

где $P_{эк}$ — эквивалентная нагрузка, определенная по формуле при $k_{хк} = 1$;
 $P_{дон}$ — дополнительная нагрузка на подшипники букс от осевой нагрузки $P_{ос}$, возникающей на ребре ходового колеса при передвижении крана.

Таблица 29

Коэффициенты режимов работы $k_{хк}$

Группа кранов и режим работы	$k_{хк}$
Краны с ручным приводом	1,0
» » машинным приводом:	
легкий режим (Л)	1,1
средний режим (С)	1,2
тяжелый режим (Т)	1,4
Весьма тяжелый режим (ВТ) например, металлургические технологические краны	1,6

Расчет опорных элементов (осей и т. д.) кранов и тележек следует производить на вертикальные нагрузки с учетом $k_{хк}$.

Величину осевой нагрузки можно принимать равной (при $k_{хк} = 1$) $P_{ос} = 0,1P_{эк}$.

Величина поперечной силы при расчете оси ходового колеса на выносливость принимается равной $P_n = k_d G_{2max}$ кг, где k_d — коэффициент долговечности, принимаемой согласно указаниям, приведенным в гл. I.

Расчет ходового колеса на местное напряжение производится по методике, указанной в гл. XXVII.

Максимальное горизонтальное усилие H на узел крепления ходового колеса крана, имеющего отдельный привод при заклинивании на путях (расчетный случай В), определяется из зависимости

$$H = S_{max} \frac{L_k}{K},$$

где $S_{max} = 2fP_{min}$; L_k — пролет крана в м; K — база крана в м; P_{min} — минимальное давление ходового колеса на рельс в кг.

Конструкция узла горизонтальных роликов кранов с безребордными ходовыми колесами рассчитывается на прочность при условном горизонтальном усилии P_p , принимаемом: для четырехколесных кранов равным $P_p = 0,1(Q + G)$ и для многоколесных кранов с балансирными тележками $P_p = 0,04(Q + G)$, где Q и G — соответственно вес номинального груза и вес крана.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ТОРМОЗНОГО МОМЕНТА

Для выбора тормозного момента независимо от конструкции тормоза должны быть известны:

характер работы, выполняемой данным механизмом;
момент, действующий на тормозном валу, M_d в кг·см;
число оборотов тормозного вала n в минуту;
режим работы механизма $PB\%$, число включений в час,
загрузка механизма по величине транспортируемых грузов;
конструктивные и расчетные данные механизма (веса, маховые массы, скорости движения).

Определение тормозного момента механизма передвижения кранов и тележек, перемещающихся по рельсовым путям, выполняется при условии исключения буксования ходовых колес по рельсам в период торможения и с учетом специальных технологических требований, ограничивающих величину замедления.

Расчет ведется при работе механизма без груза, когда сцепной вес меньше и возможность буксования больше.

Предварительно общий затормаживающий момент механизма передвижения может быть определен по формуле (без учета энергии вращающихся масс)

$$M_{зам} = \frac{G_0 D_{хк}}{2gi} \eta j = 0,05 \frac{G_0 D_{хк}}{i} \eta j \text{ кг}\cdot\text{м};$$

здесь G_0 — вес крана или тележки с грузозахватными приспособлениями без груза в кг;

$D_{хк}$ — диаметр ходового колеса в м;

η и i — соответственно к. п. д. и передаточное число механизма от ходового колеса до тормозного вала (принимается по наибольшему значению);

j — замедление, создаваемое при торможении, в м/сек² (рекомендуемые значения см. в табл. 26).

Затормаживающий момент с учетом энергии вращающихся масс определяется по формуле

$$M_{зам} = \left(\frac{G_0 D_{хк}}{2gi} \eta + \frac{\sum GD_n^2}{375v} \right) j \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где $\sum GD^2$ — суммарный маховой момент вращающихся масс механизма, приведенный к тормозному валу, в кг·м².

n — число оборотов тормозного вала в минуту;

v — скорость передвижения в м/сек.

Для расчета механизмов передвижения кранов можно принимать приведенный момент вращающихся масс равным 15% для кранов, перемещающихся со скоростью $v > 60$ м/мин, и 25% при $v < 60$ м/мин от момента поступательно движущихся масс крана.

Максимальные значения величины замедления для определения максимального значения механических тормозов при различных коэффициентах сцепления f_1 (f_1 принимается при работе на открытом воздухе равным 0,12 и при работе в закрытом помещении равным 0,2) в зависимости от отношения суммарного давления ведущих (тормозных) ходовых колес (G) к общему весу крана или тележки (G_0) приводятся в табл. 30.

Таблица 30

Максимально допускаемые величины замедления j в м/сек²

Отношение	При коэффициенте сцепления f_1	
	0,12	0,20
При $\frac{G}{G_0} = 1$	0,90	1,50
При $\frac{G}{G_0} = \frac{1}{2}$	0,45	0,75
При $\frac{G}{G_0} = \frac{1}{4}$	0,25	0,40

Таблица 31

Минимальные тормозные пути в м

Отношение	При коэффициенте сцепления f	
	0,12	0,20
При $\frac{G}{G_0} = 1$	$\frac{v^2}{6500}$	$\frac{v^2}{11\ 000}$
При $\frac{G}{G_0} = \frac{1}{2}$	$\frac{v^2}{3250}$	$\frac{v^2}{5500}$
При $\frac{G}{G_0} = \frac{1}{4}$	$\frac{v^2}{1650}$	$\frac{v^2}{2250}$

Здесь v — скорость передвижения в м/мин.

Для кранов пролетом более 20 м, а также монтажных и транспортирующих расплавленный металл указанные величины следует уменьшать на $\frac{1}{3}$. При этом проверки на запас сцепления не требуется.

Для различных замедлений, принятых по табл. 30, можно по табл. 31 определить соответственно допускаемые минимальные величины тормозного пути S_m .

При работе с грузом величина замедления уменьшается (при постоянном тормозном моменте) и определяется в зависимости

$$j_{ep} = \frac{M_{зам}^i}{0,05 (G_0 + Q) D_{кх}^2} \text{ м/сек}^2.$$

Путь торможения

$$S = \frac{v^2}{2j_{ep}} \text{ м,}$$

где v — скорость движения крана или тележки в м/сек.

Приведенные выше формулы даны для крайнего верхнего положения груза, т. е. для наиболее тяжелого случая работы тормоза.

Величина тормозного момента определяется как разность между общим затормаживаемым моментом ($M_{зам}$) и моментом статического сопротивления ($M_{см}$):

$$M_T = M_{зам} - M_{см} \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Определение момента статического сопротивления $M_{см}$ производится по формуле, приведенной выше, но для определения тормозного момента сопротивление передвижению W_1 определяется при $k_p = 1^*$. Для кранов или тележек, работающих на открытом воздухе и не имеющих специальных противоугонных устройств, тормозной момент должен быть проверен на удерживание крана в неподвижном состоянии. В этом случае

$$M_T = k \frac{D_{хк}\eta}{2i} (W_в + W_{ук} - W_1),$$

где k — коэффициент запаса, равный 1,2;

$W_в$ — ветровая нагрузка;

$W_{ук}$ — усилие от уклона подкрановых путей;

W_1 — сопротивление передвижению при $k_p = 1$ и отсутствии груза.

* Выбранный по каталогу тяговый тормоз должен быть отрегулирован на расчетную величину, чтобы не вызвать недопустимых замедлений.

ОПОРНО-ПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА КРАНОВ

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ РАСЧЕТА

Для расчета несущей способности опорно-поворотного устройства в качестве исходных данных должны быть заданы:

- а) конструктивная схема устройства (рис. 8);
- б) материал и параметры, характеризующие качество рабочих поверхностей;
- в) вес и координаты центра тяжести поворотной части крана относительно оси вращения и торцевой плоскости верхней направляющей;
- г) грузовая характеристика крана;
- д) ветровая нагрузка, действующая на поворотную часть крана и груз;
- е) окружное усилие в зацеплении;
- ж) расположение механизма вращения относительно плоскости подвеса стрелы.

Внешние нагрузки, действующие на опорно-поворотное устройство, должны быть сведены к равнодействующим (рис. 9):

$$M = (Q_{cm} + Q_d) (r_Q \cos \gamma + h_Q \sin \gamma) - \\ - G (r_G \cos \gamma - h_G \sin \gamma) + W_0 h_W; \\ Q = G + Q_{cm}; \\ R = N \cos \varphi + Q \operatorname{tg} \gamma + W_0,$$

- где M — опрокидывающий момент, действующий в плоскости подвеса стрелы, в кг·м;
- Q — осевая нагрузка в кг·м;
- R — радиальная нагрузка в кг;
- G — вес поворотной части крана в кг;
- Q_{cm}, Q_d — статическая и динамическая рабочая нагрузка на крюке в кг;
- W_0 — расчетная ветровая нагрузка по ГОСТу 1451—65, действующая на груз и поворотную часть крана в плоскости подвеса стрелы в направлении от противовесной части крана к стреле, в кг;
- N — расчетная нормальная нагрузка в зацеплении в кг;

- r_G, r_Q — координаты точки приложения сил G, Q_{cm} и Q_d относительно оси вращения устройства в M ;
 h_G, h_Q, h_W — координаты точек приложения сил G, Q_{cm}, Q_d и W_a относительно торцевой плоскости верхней направляющей в M ;
 γ — угол уклона крана;
 φ — угол между направлением силы N и плоскостью подвеса стрелы.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ НАГРУЗОК И НАПРЯЖЕНИЙ В УСТРОЙСТВАХ КАТКОВОГО ТИПА

Нагрузка на опорный каток или балансир малоопорного устройства (рис. 10), в котором центральная цапфа не передает осевых отрывающих нагрузок:

$$P = \frac{M}{D (\cos \varphi_1 + \cos \varphi_2)} + \frac{Q \cos \varphi_2}{2 (\cos \varphi_1 + \cos \varphi_2)} \text{ кг.}$$

Нагрузка на захватный каток или балансир

$$P' = \left(\frac{M}{D} - \frac{Q \cos \varphi_1}{2} \right) \frac{1}{\cos \varphi_1 + \cos \varphi_2} \text{ кг,}$$

где D — диаметр средней линии качения опорных катков в M (для захватных приближенно принимается тем же);

φ_1 и φ_2 — угловые координаты катков, отсчитываемые от плоскости подвеса стрелы.

При одном захватном катке в приведенных выше формулах следует принимать $\varphi_2 = 0$.

В случае, если отрывающие нагрузки передаются центральной цапфой, нагрузка на опорный каток

$$P = \frac{M}{D \cos \varphi_1} \text{ кг}$$

и нагрузка на цапфу

$$P' = \frac{2M}{D \cos \varphi_1} - Q \text{ кг.}$$

В многокатковой конструкции (рис. 11) при $\frac{2M}{DQ} \leq 0,5$, т. е. в случае, когда удерживающие устройства не нагружены, максимальная нагрузка на каток

$$P = \frac{4M}{Dn} + \frac{Q}{n} \text{ кг,}$$

где n — количество опорных катков.

При $\frac{2M}{DQ} > 0,5$ принимается, что вступают в действие цапфа или захватные катки. При передаче отрывающих нагрузок цапфой наибольшая нагрузка на опорный каток

$$P = \frac{8M}{D\pi} \text{ кг},$$

а вертикальная нагрузка на цапфу

$$P' = \frac{8M}{D\pi} - Q \text{ кг}.$$

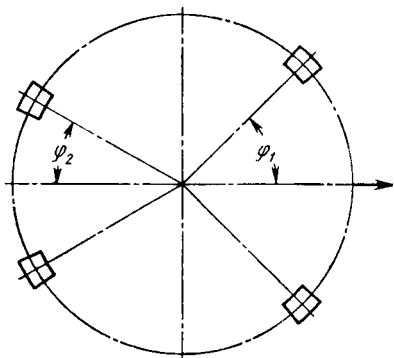


Рис. 10. Схема малоопорного устройства

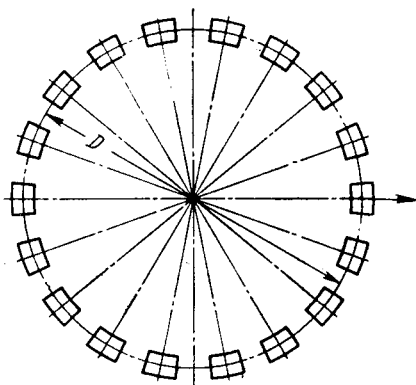


Рис. 11. Схема опоры многокатковой конструкции

При передаче отрывающих нагрузок двумя захватными катками максимальная нагрузка на опорный каток

$$P = \frac{2\pi M}{nD \left(\frac{\pi}{4} + \cos \varphi_2 \right)} + \frac{2Q \cos \varphi_2}{n \left(\frac{2}{\pi} + \cos \varphi_2 \right)} \text{ кг}.$$

Нагрузка на захватный каток при этом

$$P' = \frac{M}{D \left(\frac{\pi}{4} + \cos \varphi_2 \right)} - \frac{Q}{2 + \pi \cos \varphi_2} \text{ кг}.$$

В случае применения конических катков значения P и P' следует умножить на $\frac{1}{\cos \alpha}$, где α — угол контакта между образующей направляющей катка и плоскостью вращения устройства.

Определение расчетных и выбор допускаемых контактных напряжений осуществляется в соответствии с формулами и рекомендациями главы XXVII «Ходовые колеса».

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ НАГРУЗОК И НАПРЯЖЕНИЙ В ОПОРНО-ПОВОРОТНЫХ УСТРОЙСТВАХ ПОДШИПНИКОВОГО ТИПА

Величина максимальной контактной нагрузки в двухрядном шариковом опорно-поворотном устройстве (см. рис. 8, з)

$$P = \frac{4,5M}{Dz \sin \alpha} + \frac{Q}{z \sin \alpha} + \frac{2,5R}{z \cos \alpha} \text{ кг.}$$

Для однорядной конструкции с крестообразно расположенными роликами (см. рис. 8, и)

$$P = \frac{8M}{Dz \sin \alpha} + \frac{2Q}{z \sin \alpha} + \frac{5R}{z \cos \alpha} \text{ кг,}$$

где D — диаметр устройства по центрам тел качения в м;

z — количество тел качения в одном ряду;

α — угол контакта, образованный направлением реакции тела качения и плоскостью, перпендикулярной к оси вращения.

Величина контактного напряжения для точечного контакта в шариковых поворотных кругах

$$\sigma_T = \frac{4100}{\mu\nu} \sqrt[3]{P \left(\frac{4}{d} - \frac{1}{r_{\text{ос}}} \right)^2} \text{ кг/см}^2,$$

где d — диаметр шара в см;

$r_{\text{ос}} = (0,52 \div 0,54) d$ — радиус поперечного сечения желоба в см;

$\mu\nu$ — определяется по данным гл. XXIV (табл. 120) в зависимости от величины $\tau = \frac{d}{4r_{\text{ос}} - d}$.

Для линейного контакта (в роликовых опорно-поворотных кругах)

$$\sigma_\lambda = 610 \sqrt{\frac{2P}{ld}} \text{ кг/см}^2,$$

где d — диаметр ролика в см;

l — рабочая длина ролика в см.

Для дорожек качения колец из кованных и прокатных заготовок сталей марок 50, 55, 50Г, 40Х, 45ХН и т. п., закаленных до твердости 55—60 HRC на глубину 5 мм, величина допускаемых напряжений составляет

$$\sigma_T = 28\,000 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_\lambda = 23\,000 \text{ кг/см}^2.$$

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ

Для опорно-поворотных устройств каткового типа при передаче опрокидывающего момента центральной цапфой момент трения

$$M_{mp} = \left[\sum P \frac{D}{D_k} \left(\mu + f \frac{d_k}{2} \right) + P_u f \frac{d'_u}{2} + R f \frac{d_u}{2} \right] k_p \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

При передаче опрокидывающего момента опорными и захватными катками

$$M_{mp} = \left[\sum P \frac{D}{D_k} \left(\mu + f \frac{d_k}{2} \right) + \sum P' \frac{D'}{D'_k} \left(\mu + f \frac{d'_k}{2} \right) + R f \frac{d_u}{2} \right] k_p \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

При передаче опрокидывающего момента опорными роликами и захватными катками

$$M_{mp} = \left[\sum P \frac{D}{D_p} \mu + \sum P' \frac{D'}{D'_k} \left(\mu + f \frac{d'_k}{2} \right) + R f \frac{d_u}{2} \right] k_p \text{ кг} \cdot \text{см.},$$

где $\sum P$, $\sum P'$ — сумма нагрузок соответственно на опорные катки (ролики) и захватные катки в кг;

R — радиальная нагрузка на цапфу в кг;

D , D' — средние диаметры дорожек качения соответственно опорных катков (роликов) и захватных катков в см;

D_k , D'_k — диаметры опорных и захватных катков в см;

d_k , d'_k — диаметр осей опорных и захватных катков в см;

d_u , d'_u — диаметр цапфы и средний диаметр подпятника в см;

f — коэффициент трения в подпятнике, центральной цапфе, втулке катка;

μ — плечо трения качения катка по направляющей (см. табл. 32);

k_p — коэффициент, учитывающий трение торцов и реборд катков, их проскальзывание и т. п.; принимается по табл. 33.

В многоопорном устройстве сумма нагрузок на опорные ролики при работе центральной цапфы

$$\sum P = \frac{8M}{\pi D} \text{ кг};$$

при работе захватных катков

$$\sum P = \frac{8M}{D (\pi + 4 \cos \varphi_2)} + \frac{Q \cos \varphi_2}{\frac{2}{\pi} + \cos \varphi_2} \text{ кг.}$$

Значение плеча трения качения μ

Тип опорного кольца	Диаметр катка или ролика в мм							
	100	150	200	300	400	500	600	700
С плоской головкой	0,025		0,03		0,05		0,06	
Из рельса с выпуклой головкой типа Р и КР	0,03		0,04		0,06		0,08	

Таблица 33

Значения коэффициента k_p

Катки				Роликовая обойма	
Подшипники скольжения		Подшипники качения			
Цилиндрический каток	Конический каток	Цилиндрический каток	Конический каток	Цилиндрический ролик с ребордами	Конический ролик без реборд
1,4	1,2	2,5	1,5	1,8	1,3

Для шариковых опорно-поворотных устройств

$$M_{тр} = \frac{\mu}{2} (4,5M + QD + 2,5RD \operatorname{tg} \alpha) \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где $\mu = 0,003 \div 0,005$ — приведенный коэффициент трения.

Для роликовых опорно-поворотных устройств

$$M_{тр} = \frac{\mu}{2} (4M + QD + 2,5RD \operatorname{tg} \alpha) \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где $\mu = 0,005 \div 0,008$.

ГЛАВА VI

МЕХАНИЗМЫ ВРАЩЕНИЯ КРАНОВ

Данная методика расчета механизмов вращения распространяется на расчеты механизмов вращения стреловых, порталных и плавучих кранов.

1. ОСНОВНЫЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

Для проведения расчета механизма вращения необходимы следующие исходные данные:

1. Геометрическая схема крана со всеми необходимыми для расчета размерами.
2. Номинальные грузоподъемности крана и соответствующие вылеты стрелы.
3. Вес и координаты центра тяжести всех узлов поворотной части крана относительно оси вращения и верхней плоскости опорного кольца.
4. Кинематическая схема механизма вращения крана.
5. Расчетные нагрузки на катки и центральную цапфу, относительно которой происходит вращение крана.
6. Скорость вращения поворотной части крана.
7. Режим работы механизма вращения крана.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СУММАРНОГО МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ КРАНА ОТНОСИТЕЛЬНО ОСИ ЕГО ВРАЩЕНИЯ

Определение суммарного момента сопротивления вращению крана относительно оси его вращения:

$$M_{\text{сум}} = M_{\text{тр}} + M_{\text{к}} + M_{\text{и}} + M_{\text{вет}} \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где $M_{\text{тр}}$ — момент сопротивления вращению крана, создаваемый силами трения, в $\text{кг}\cdot\text{м}$ (см. гл. V);

$M_{\text{к}}$ — момент сопротивления вращению, создаваемый креном крана, в $\text{кг}\cdot\text{м}$;

$M_{\text{и}}$ — момент сопротивления вращению, создаваемый инерцией груза и поворотной частью крана, в $\text{кг}\cdot\text{м}$;

$M_{\text{вет}}$ — момент сопротивления вращению, создаваемый давлением ветра на груз и поворотную часть крана, в $\text{кг}\cdot\text{м}$.

Момент сопротивления вращению, создаваемый креном крана

а) Сухопутные краны (рис. 12):

$$M_{кр} = (Q'R + G'a - G_n b) \sin \alpha \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где Q' — вес груза, грузозахватного устройства и механических деталей, сосредоточенных на оси головки стрелы, в кг;
 R — вылет стрелы от оси вращения поворотной части крана в м;
 G' — вес металлоконструкции стрелы с оборудованием в кг;
 G_n — вес поворотной части крана без стрелы в кг;
 a — расстояние от центра тяжести стрелы до оси вращения поворотной части крана в м;
 b — расстояние от центра тяжести поворотной платформы до оси вращения крана в м;
 α — угол крена крана (уклон местности, просадка грунта и т. п.).

Эквивалентная нагрузка в зависимости от угла поворота вращающейся части крана определяется по формуле

$$M = M_{кр} \cos \beta \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

б) Плавающие краны (рис. 13):

$$M_{кр} = \frac{(G_{кр} + Q)^2 b^2}{2} \left(\frac{1}{I_1 - Vh} - \frac{1}{I_2 - Vh} \right) \sin 2\beta \text{ кг} \cdot \text{м}$$

(максимальное значение $M_{кр}$ для плавающих кранов будет при угле поворота $\beta = 45^\circ$),

где $G_{кр}$ — вес поворотной части крана (включая стрелу и грузозахватное устройство) в кг;

b — расстояние от оси вращения крана до центра тяжести поворотной части крана с грузом на грузозахватном приспособлении в м;

I_1 — момент инерции понтона по грузовой ватерлинии относительно поперечной оси;

$$I_1 = \frac{L^3 B}{12} \text{ м}^4;$$

L — длина понтона в м;

B — ширина понтона в м;

I_2 — момент инерции понтона по грузовой ватерлинии относительно поперечной оси;

$$I_2 = \frac{B^3 L}{12} \text{ м}^4;$$

V — водоизмещение понтона с верхним строением и грузом в м³;

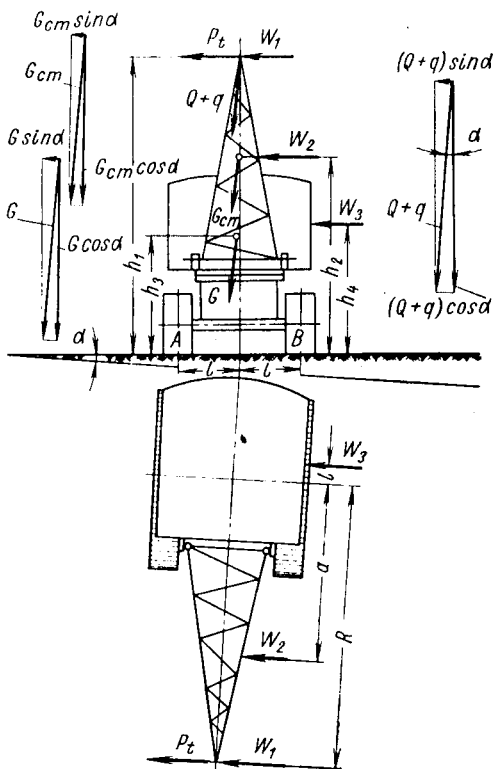


Рис. 12. Схема для определения момента сопротивления вращению

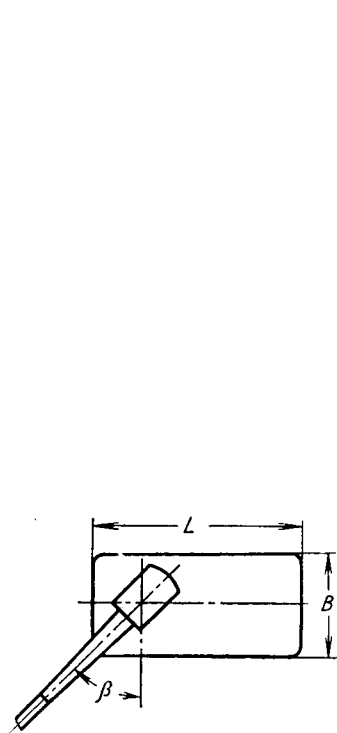


Рис. 13. Схема для определения момента в зависимости от угла поворота вращающейся части крана

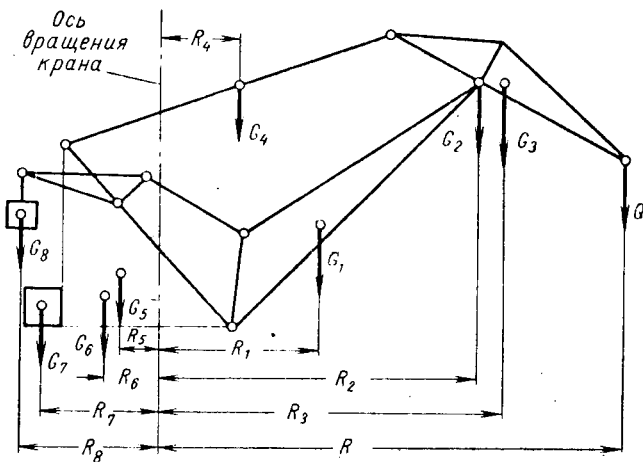


Рис. 14. График момента сопротивления вращению крана, создаваемый инерцией массы груза и поворотной части крана

h — высота центра тяжести крана с грузом над центром тяжести водоизмещения понтона в m ;

β — угол поворота стрелы относительно поперечной оси понтона.

Момент сопротивления вращению крана от ветровой нагрузки на груз и поворотную часть крана

$$M_{вет} = q (F_{зр}R + F_1a_1 + F_2a_2 + F_3a_3 - F_4a_4 - F_5a_5) \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где q — расчетное давление ветра в $\text{кг}/\text{м}^2$ (принимаемое по ГОСТу 1451—65);

F_1 — подветренная площадь стрелы в м^2 ;

F_2 — подветренная площадь хобота в м^2 ;

F_3 — подветренная площадь оттяжки хобота в м^2 ;

F_4 — подветренная площадь поворотной части крана без стрелы, хобота, оттяжки и подвижного противовеса в м^2 ;

F_5 — подветренная часть (площадь) подвижного противовеса в м^2 ;

R, a_1, a_2, a_3, a_4 и a_5 — плечи от оси вращения крана до центра давления ветра соответствующей подветренной площади груза или крана в m ;

$F_{зр}$ — расчетная подветренная площадь груза; определяется по фактическому контуру грузов, для работы с которыми предназначен кран, в м^2 .

Для предварительных определений подветренной площади груза можно пользоваться данными гл. I «Внешние нагрузки».

Изменение момента $M_{вет}$ в зависимости от угла β поворота вращающейся части крана определяется по формуле

$$M' = M_{вет} \cos \beta \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления вращению крана от сил инерции массы груза и поворотной части крана (рис. 14)

$$M_u = \frac{\pi n}{30 \text{ тг}} (Q'R^2 + G_1R_1^2 + G_2R_2^2 + G_3R_3^2 + G_4R_4^2 + G_5R_5^2 - G_6R_6^2 + G_7R_7^2 + G_8R_8^2 + \dots + G_nR_n^2) \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где Q' — вес груза, грузозахватного устройства и механических деталей, расположенных на оси головки хобота (или обычной стрелы), в кг ;

G_1 — вес металлоконструкции стрелы и узла крепления стреловой тяги к стреле в кг ;

- G_2 — вес механических деталей, расположенных на оси головки стрелы, в кг;
 G_3 — вес металлоконструкции хобота и механических деталей узла сочленения хобота с оттяжкой в кг;
 G_4 — вес металлоконструкции оттяжки хобота в кг;
 G_5 — вес металлоконструкции каркаса, поворотной платформы и механических деталей, расположенных на осях каркаса, в кг;
 G_6 — вес механизмов, установленных на поворотной платформе, в кг;
 G_7 — вес неподвижного противовеса расположенного на поворотной платформе, в кг;
 G_8 — вес подвижного противовеса, включая приведенный вес коромысла, в кг;
 G_n — вес других узлов, расположенных на поворотной части крана, которые вводятся в расчет по усмотрению конструктора, в кг;
 R_1, R_2, R_3 и т. д. — расстояние оси вращения крана до центра тяжести соответствующего узла поворотной части в м;
 n — скорость вращения поворотной части крана в об/мин;
 $g = 9,81$ м/сек — ускорение силы тяжести;
 t — время разгона или торможения механизма вращения крана в сек.

Время разгона или торможения для предварительных расчетов рекомендуется принимать по табл. 34 (t_{\min} — без учета ветра и уклона; t_{\max} — с учетом максимального расчетного ветра и уклона).

Таблица 34

Время разгона и торможения t в сек

Время	Максимальный вылет от оси вращения крана R в мм						
	5,0	7,5	10	15	20	25	30
Разгона t_{\min}	1,0	1,5	2,5	4,0	8,0	8,0	10,0
Торможения t_{\max}	4,0	6,0	8,0	10,0	15,0	25	30

Время разгона при проверочных расчетах определяется:

1) при индивидуальном электроприводе без предохранительной муфты предельного момента по формулам, приведенным в части «Электрооборудование кранов»;

2) при наличии муфты предельного момента или фрикционной муфты включения механизма вращения по формуле

$$t_p = \frac{GD_{ом}^2 n_m}{375 (M_{max} - M'_{mp} - M'_{вет} - M'_{кр})} \text{ сек},$$

где n_m — скорость вращения вала муфты в об/мин;

$GD_{ом}^2$ — общий маховой момент, приведенный к валу муфты;

$$GD_{ом}^2 = GD_m^2 + \frac{GD_o^2}{i_m^2 \eta} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

GD_m^2 — маховой момент деталей вала муфты;

GD_o^2 — общий маховой момент относительно оси вращения крана;

$$GD_o^2 = 4 (Q'R^2 + G_1R_1^2 + G_2R_2^2 + G_3R_3^2 + G_4R_4^2 + G_5R_5^2 + G_6R_6^2 + G_7R_7^2 + G_8R_8^2 + \dots + G_nR_n^2) \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

i_m — передаточное число соответствующих звеньев механизма;

η — к. п. д. соответствующих звеньев механизма;

M_{max} — максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой предельного момента или фрикционной муфтой включения механизма вращения;

M'_{mp} , $M'_{вет}$ и $M'_{кр}$ — соответственно моменты сопротивления вращению крана, создаваемые силами трения, ветром и уклоном, приведенные к валу муфты.

Время торможения при проверочных расчетах определяется по формуле

$$t_T = \frac{GD_{ом}^2 n_T}{375 (M_T + M'_{mp} - M'_{вет} - M'_{кр})},$$

где $GD_{ом}^2$ — общий маховой момент, приведенный к валу тормоза, в $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$GD_{ом}^2 = (GD_o^2 + GD_i^2) k + \frac{GD_o^2}{i_m^2} \eta \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

GD_0^2 — маховой момент ротора двигателя в $кг \cdot м^2$;

GD_1^2 — маховой момент деталей первого вала (моторный) механизма вращения в $кг \cdot м^2$;

$k = 1,15$ — коэффициент, учитывающий маховые моменты последующих звеньев механизма вращения;

n_T — скорость вращения тормозного вала в *об/мин*.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА, ПЕРЕДАВАЕМОГО ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТОЙ

Расчет приведен для случая установки муфты в кинематической цепи механизма вращения между тормозом и зубчатым венцом опорно-поворотного устройства, предназначенной для ограничения максимального момента при пуске и при наезде стрелы на упор:

$$M_m = \frac{1}{i_1 \eta_1} (M_u + M_{кр} + M_{вет} + M_{тр}) \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где i_1 — передаточное число между осью вращения крана и валом предохранительной муфты;

η_1 — общий к. п. д. соответствующих звеньев механизма.

Расчетный крутящий момент фрикционной муфты включения механизма вращения крана принимается

$$M_p = k_m M_m,$$

где $k_m = 1,15$ — коэффициент запаса.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНОГО МОМЕНТА

Выбор тормозного момента производится для трех различных конструктивных схем по следующим формулам:

1) Тормоз установлен на первом (моторном) валу, предохранительная муфта отсутствует:

$$M_T = k_T (M_u + M_{кр} + M_{вет} - M_{тр}) \frac{\eta_T}{i_0} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где $k_T = 1,15$ — коэффициент, учитывающий инерцию ротора двигателя механизма вращения крана, грузового каната и т. п.;

η_T — к. п. д. механизма; в этом случае принимается максимально возможным.

2) Тормоз установлен на первом валу (между тормозом и осью вращения крана установлена предохранительная муфта):

$$M_T = k_T M_m \frac{\eta_T}{i_2} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где i_2 — передаточное число между валом тормоза и валом предохранительной муфты.

3) Тормоз установлен между валом фрикционной муфты включения механизма вращения крана и осью вращения крана:

$$M_T = (M_u + M_{кр} + M_{вет} - M_{тр}) \frac{\eta_T}{i_3} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где i_3 — передаточное число между валом тормоза и осью вращения крана.

5. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОК

Элементы механизмов вращения рассчитываются на нормальные нагрузки рабочего состояния крана (расчетный случай А) и на максимальные нагрузки рабочего состояния (расчетный случай Б).

Выбор расчетных нагрузок и запасов прочности при расчете деталей производится в соответствии с методическими указаниями, приведенными в гл. I «Внешние нагрузки» и гл. II «Выбор запасов прочности и допускаемых напряжений».

В табл. 35 приведены нагрузки для различных случаев расчета механизмов поворота.

Таблица 35

Нагрузки для расчета элементов механизмов поворота

Расчетный случай	Расчет производится	Расчетная нагрузка на все элементы механизма
Нормальные нагрузки рабочего состояния. Расчетный случай А	На выносливость и на прочность — для деталей, не рассчитываемых на выносливость	$k_g M_{сум}$
Максимальные нагрузки рабочего состояния. Расчетный случай Б	На прочность	$M_{сум}$

В данном случае $M_{сум}$ определяется при действии эквивалентного ветра, равного 3 кг/м^2 .

Коэффициент k_g определяется с учетом графика загрузки механизма в соответствии с рекомендациями гл. I.

ГЛАВА VII

МЕХАНИЗМЫ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА СТРЕЛЫ

Настоящая методика расчета механизмов изменения вылета стрелы распространяется на порталные, плавучие и стреловые краны.

1. ОСНОВНЫЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

Для расчета механизма изменения вылета стрелы должны быть установлены следующие исходные данные:

- 1) геометрическая схема стрелового устройства со всеми необходимыми для расчета размерами и кинематическая схема механизма изменения вылета стрелы;
- 2) грузоподъемности крана при соответствующих вылетах стрелы;
- 3) вес узлов стрелового устройства: стрелы, хобота, оттяжки, тяг, подвижного противовеса и других частей, расположенных на стреле и подвижном противовесе;
- 4) вес грузозахватного приспособления;
- 5) скорость вращения поворотной части крана;
- 6) время полного изменения вылета стрелы (от максимального до минимального);
- 7) угол крена крана α ;
- 8) амплитуда качки плавучего крана θ ;
- 9) период бортовой качки плавучего крана T ;
- 10) режим работы механизма.

Выбор комбинации нагрузок для расчета на выносливость и прочность производится в соответствии с рекомендациями гл. I.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЭЛЕМЕНТЫ СТРЕЛОВОГО УСТРОЙСТВА ПОРТАЛЬНОГО КРАНА С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ГРУЗА И С ГИБКОЙ ОТТЯЖКОЙ ХОБОТА

Для определения расчетного усилия, действующего на элементы стрелового устройства, необходимо произвести соответствующий расчет для 5—6 положений стрелы.

При изменении вылета стрелы возможно совпадение периода разгона или торможения стрелового устройства с операцией вра-

щения крана. Поэтому при расчете должны быть учтены центробежные силы и силы инерции, возникающие в периоды разгона и торможения вращения.

Суммарное усилие S_T , возникающее в стреловой тяге, равно: при подъеме стрелы

$$S_T = S_T^I + S_T^{II} + S_T^{III} + S_T^{IV} + S_f \text{ кг};$$

при опускании стрелы

$$S_T = S_T^I + S_T^{II} + S_T^{III} - S_f \text{ кг},$$

где S_T^I — усилие от статических нагрузок;

S_T^{II} — усилие от ветровой нагрузки;

S_T^{III} — усилие от центробежных сил груза, хобота и стрелы;

S_T^{IV} — усилие от сил инерции в период разгона и торможения механизма изменения вылета;

S_f — усилие сопротивления от трения в шарнирах стрелового устройства.

Усилия S_T^I , возникающие в стреловой тяге от статических нагрузок, определяются по следующим формулам (рис. 15).

В общем случае (горизонтальное перемещение груза не обеспечено — $Q'l_1 \neq S_{om}l_3$) с грузом на крюке

$$S_T^I = \frac{Q'l_1 + (G_x + G_2)l_8 + G_{cm}l_7 \pm G_1l_5 - S_{om}l_3 - S_{ep}l_{ep}}{l_2};$$

без груза на крюке

$$S_T^I = \frac{(G_x + G_2)l_8 + G_{cm}l_7 \pm G_1l_5}{l_2} \text{ кг}.$$

В частном случае (горизонтальное перемещение груза обеспечено — $Q'l_1 = S_{om}l_3$):

с грузом на крюке

$$S_T^I = \frac{(G_x + G_2)l_8 + G_{cm}l_7 \pm G_1l_5 - S_{ep}l_{ep}}{l_2} \text{ кг};$$

без груза на крюке усилие S_T^I определяется по формуле (см. стр. 63).

Знак + или — перед членом определяется в зависимости от вылета стрелы.

В формуле S_{ep} — натяжение грузоподъемного каната.

При грузоподъемном канате, расположенном параллельно оси стрелы, S_{ep} в расчете можно не учитывать: $Q' = Q + q' + G'_x$ кг;

Q — вес номинального груза;

q' — вес грузозахватного устройства;

G'_x — вес механических деталей, расположенных на оси головки хобота;

G_x — вес металлоконструкции хобота;

G_1 — вес механических деталей, расположенных в узле крепления стреловой тяги, и вес части тяги, отнесенной к этому узлу;

G_2 — вес механических деталей, расположенных на оси головки стрелы;

G_{cm} — вес металлоконструкции стрелы;

S_{om} — усилие в оттяжке хобота от статических нагрузок;

$$S_{om}^I = \frac{Q'l_4}{l_6} \text{ кг.}$$

Усилие S_T^{II} , возникающее в стреловой тяге от ветровой нагрузки (см. рис. 15), равно

$$S_T^{\text{II}} = \pm \frac{W_1 H_1 + W_2 H_4 + W_3 H_3 \pm S_{om}^{\text{II}} l_3}{l_2} \text{ кг.}$$

Знак $+$ или $-$ перед членом определяется в зависимости от положения оси головки стрелы относительно оси головки хобота.

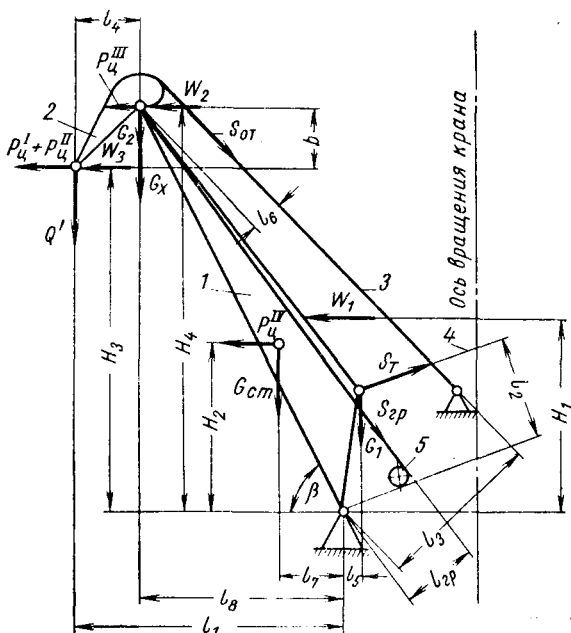


Рис. 15. Схема для определения усилий, возникающих в стреловой тяге и оттяжке хобота от статических и центробежных нагрузок

В этой формуле W_1 — давление ветра на подветренную площадь стрелы:

$$W_1 = F_1 q \sin \beta, \text{ кг},$$

где F_1 — полная подветренная площадь стрелы;

q — расчетное давление ветра рабочего состояния (принимается по ГОСТу 1451—65, см. также гл. I «Внешние нагрузки»);

β — угол наклона стрелы к горизонту;

W_2 — давление ветра на подветренную площадь хобота;

$$W_2 = F_2 q \text{ кг};$$

W_3 — давление ветра на подветренную площадь груза:

$$W_3 = F_3 q \text{ кг};$$

S_{om}^{II} — усилие в оттяжке от давления ветра на груз;

$$S_{om}^{II} = \frac{W_3 b}{l_6} \text{ кг}.$$

Усилие S_T^{III} , возникающее в стреловой тяге от центробежных сил груза, хобота и стрелы:

$$S_T^{III} = \frac{(P_u^I + P_u^{II}) H_3 + P_u^{III} H_4 + P_u^{IV} H_2 \pm S_{om}^{III} l_3}{l_2} \text{ кг},$$

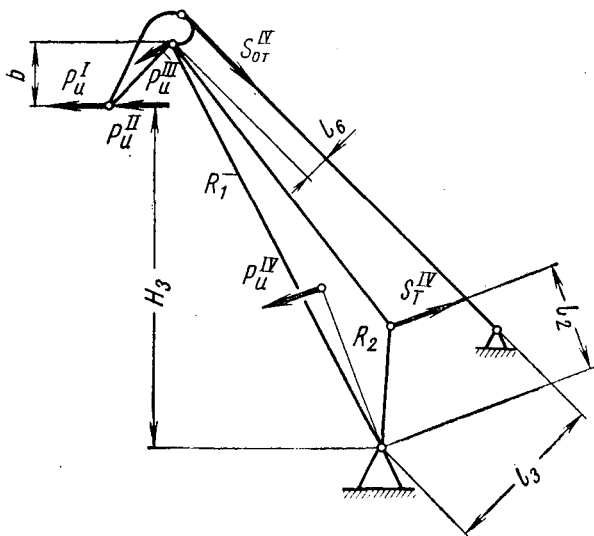


Рис. 16. Усилыя, возникающие в стреловой тяге от сил инерции в периоды разгона и торможения

где P_u^I — центробежная сила груза и грузозахватного устройства;

$$P_u^I = \frac{(Q + q) R' n^2}{900 - H_c n^2} \text{ кг};$$

R' — вылет стрелы от оси вращения крана в м;

n — скорость вращения поворотной части крана в об/мин;

H_c — максимальная длина подвески груза в м.

Данная формула дает удовлетворительные результаты для кранов со скоростью вращения не более 3 об/мин и длиной подвески груза $H_c \leq 40$ м.

Центробежная сила P_u^{II} деталей (без элементов металлоконструкций), расположенных на оси головки хобота:

$$P_u^{II} = \frac{G_x R' n^2}{900} \text{ кг}.$$

Центробежная сила R_u^{III} металлоконструкций хобота и механических деталей, расположенных на оси головки стрелы:

$$P_u^{III} = \frac{(G_2 + G_x) R^{II} n^2}{900} \text{ кг},$$

R^{II} — радиус вращения оси головки стрелы в м.

Центробежная сила P_u^{IV} металлоконструкции стрелы:

$$P_u^{IV} = \frac{G_{cm} R''' n^2}{900} \text{ кг};$$

R''' — радиус вращения центра тяжести металлоконструкции стрелы в м.

Усилие S_{om}^{III} в оттяжке от центробежных сил груза, грузозахватного устройства и механических деталей, расположенных на головке хобота:

$$S_{om}^{III} = \frac{(P_u^I + P_u^{II}) b}{l_6} \text{ кг}.$$

Усилие S_T^{IV} , возникающее в стреловой тяге от сил инерции в периоды разгона и торможения механизма изменения вылета (рис. 16):

$$S_T^{IV} = \frac{(P_u^I + P_u^{II}) H_3 + P_u^{III} R_1 + R_u^{IV} R_2 \pm S_{om}^{III} l_3}{l_2} \text{ кг},$$

где P_u^I — сила инерции груза и грузозахватного устройства;

$$P_u^I = \frac{Q + q'}{g} j_{зр} \text{ кг};$$

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести;

$j_{зр}$ — горизонтальное ускорение груза в периоды разгона и торможения;

P_u^{II} — сила инерции механических деталей, расположенных на головке хобота;

$$P_u^{II} = \frac{G_x'}{g} j_{ep} \text{ кг};$$

P_u^{III} — сила инерции металлоконструкции хобота и механических деталей, расположенных на оси головки стрелы:

$$P_u^{III} = \frac{G_x + G_2}{g} j_1 \text{ кг};$$

j_1 — ускорение центра тяжести деталей, расположенных на оси головки стрелы;

P_u^{IV} — сила инерции металлоконструкции стрелы:

$$P_u^{IV} = \frac{G_{cm}}{g} j_2 \text{ кг};$$

j_2 — ускорение центра тяжести стрелы в периоды разгона и торможения стрелового устройства.

Усилие S_u^{IV} в оттяжке от сил инерции груза, грузозахватного устройства и деталей, расположенных на оси головки хобота:

$$S_{om}^{IV} = \frac{(P_u^I + P_u^{II}) b}{l_6} \text{ кг}.$$

Усилие S_f для преодоления сопротивлений трения, возникающих при изменении вылета стрелы в шарнирах стрелового устройства (рис. 17):

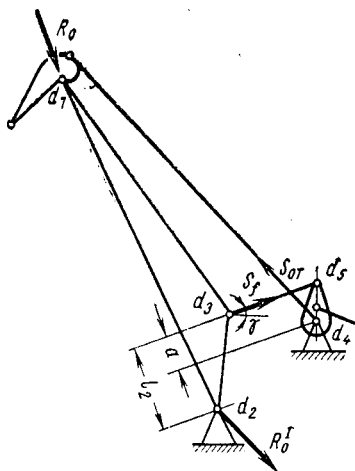


Рис. 17. Схема для определения усилия в стреловой тяге от сил трения

$$S_f = \frac{f}{2} \left[S_T \frac{d_3 + d_5}{a} + \frac{S_{om} d_4 + R_0' d_2 + R_0 d_1}{l_2} \right] \text{ кг},$$

где f — коэффициент трения в подшипниках шарниров стрелового устройства.

Усилие S_f можно принимать с достаточной для практики точностью равным:

$$S_f = 0,01 S_T \text{ кг}.$$

Суммарное усилие в оттяжке хобота

$$S_{om} = S_{om}^I \pm S_{om}^{II} \pm S_{om}^{III} \pm S_{om}^{IV} \text{ кг}.$$

Знак (+) или (-) перед S_{om}^{II} , S_{om}^{III} и S_{om}^{IV} принимается в зависимости от направления действия указанных сил и от положения оси головки стрелы относительно оси головки хобота.

Максимальное значение усилия для оттяжки хобота на прочность также возможно при максимальном вылете стрелы с учетом действия ветра и сил инерции груза, возникающих при совмещении операции подъема (опускания) груза с изменением вылета стрелы (рис. 18):

$$S_{om} = \frac{(Q' + P_u) l_4 + (P_u^I + P_u^{II} + W_3) b}{I_6} \text{ кг},$$

где P_u — сила инерции груза, возникающая в периоды разгона и торможения механизма подъема груза.

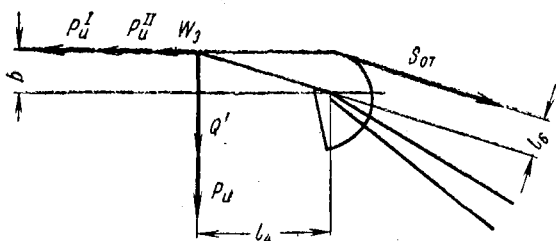


Рис. 18. График усилий для расчета оттяжки хобота

Расчет оттяжки производится по наибольшему усилию, определяемому по вышеуказанным формулам.

Суммарная R_0 нагрузка на шарнир d_1 (рис. 19 и 20):

$$R_0 = \sqrt{R_z^2 + R_s^2} \text{ кг.}$$

Горизонтальная составляющая суммарной нагрузки R_z на шарнир d_1 :

$$R_z = S_{om} \cos \psi \pm W_2 \pm W_3 - P_u^I - P_u^{II} - P_u^{III} \pm P_u^I \pm \pm P_u^{II} \pm P_u^{III} \cos \gamma_2 + S_{zp} \cos \psi_1 - S_{zp} \sin \psi_2 \text{ кг.}$$

Вертикальная составляющая суммарной нагрузки R_s на шарнир d_1 :

$$R_s = Q' + G_2 + G_x + S_{om} \sin \psi + P_u^{III} \sin \gamma_2 + S_{zp} \sin \psi_1 + S_{zp} \cos \psi_2 \text{ кг.}$$

Суммарная нагрузка на шарнир d_2 :

$$R_0' = \sqrt{R_n^2 + R_v^2} \text{ кг.}$$

Горизонтальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_2 :

$$R_n = S_T \cos \gamma + R_z \pm W_1 - P_u^{IV} \pm P_u^{IV} \cos \gamma_1 \text{ кг.}$$

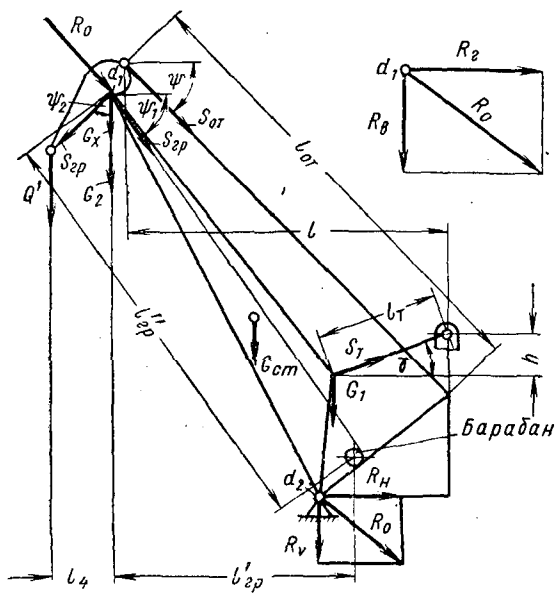


Рис. 19. Усилия в шарнирах от статических нагрузок

Знак (+) или (—) перед W_1, W_2, W_3 принимается в зависимости от направления давления ветра, перед P_u^I, P_u^{II} и т. д. — в зависимости от производимой операции (подъем, опускание, разгон или торможение).

ψ определяется из уравнения

$$\cos \psi = \frac{l}{l_{om}};$$

γ определяется из уравнения

$$\sin \gamma = \frac{h}{l_r};$$

γ_1 определяется из уравнения

$$\cos \gamma_1 = \frac{H_2}{R_2};$$

γ_2 определяется из уравнения

$$\cos \gamma_2 = \frac{H_4}{R_1};$$

ψ_1 и ψ_2 определяются из уравнений

$$\cos \psi_1 = \frac{l_{gp}^I}{l_{gp}^{II}}; \quad \sin \psi_2 = \frac{l_4}{R_3};$$

R_s — длина хобота.

Вертикальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир (см. рис. 19 и 20)

$$R_v = R_s \pm P_u^{IV} \sin \gamma \pm S_T \sin \gamma + G_{cm} + G_1 \text{ кг.}$$

Знак + или — перед членом $S_T \sin \gamma$ определяется в зависимости от расположения стреловой тяги, а перед членом P_u^{IV} — от направления действия сил инерции.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА ПОДВИЖНОГО ПРОТИВОВЕСА, УСИЛИЙ И КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА МЕХАНИЗМ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА

Привод секторного типа

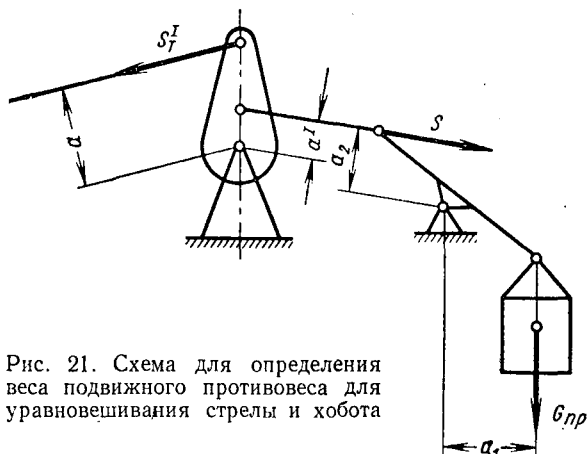
Определение веса подвижного противовеса для уравновешивания стрелы и хобота производится в соответствии с рис. 21.

Предварительно вес подвижного противовеса определяется по формуле

$$G_{np} = \frac{S_T^{Iaa_2}}{a'a_1} k \text{ кг,}$$

где S_T^I — усилие в стреловой тяге при максимальном вылете стрелы (определяется по формуле на стр. 63);
 k — коэффициент, корректирующий вес подвижного противовеса в сторону сближения кривых моментов уравновешивания стрелового устройства.

С целью проверки степени уравновешенности стрелы для различных вылетов следует построить графики изменения приведен-



ных к валу электродвигателя моментов M_1 и M_2 , создаваемых усилием S_T^I и весом S_{np}^I подвижного противовеса:

$$M_1 = S_T^I a \frac{1}{i_m} \text{ кгм};$$

$$M_2 = G_{np} \frac{a_1 a'}{a_2 i_m} \text{ кгм},$$

где i_m — передаточное число механизма изменения вылета.

Ниже приведен пример определения веса подвижного противовеса механизма изменения вылета стрелы портального крана (см. рис. 22, 23).

Расчет по определению веса подвижного противовеса и данные для построения графиков изменения моментов, создаваемых весом стрелового устройства M_1 , M_1^I и M_1^{II} и противовесным устройством M_2 , M_2^I и M_2^{II} , сведен в табл. 36.

Кривые моментов M_1 и M_2 , приведены на рис. 22 и 23, показывают степень уравновешенности стрелы в состоянии покоя без учета потерь на преодоление сил трения в механизме изменения вылета и шарнирах стрелового и противовесного устройств.

Кривые моментов M_1^I и M_2^I , а также M_1^{II} и M_2^{II} , приведенные на рис. 22 и 23, показывают степень уравновешенности стрелы, но при подъеме и опускании последней. В данном случае учтены

потери на преодоление сил трения как в механизме, так и в шарнирах стрелового и противовесного устройств.

Положение кривых моментов M_1 и M_2 в зоне, ограниченной кривыми моментов M_2^I и M_2 на рис. 22 и кривыми моментов M_1^{II}

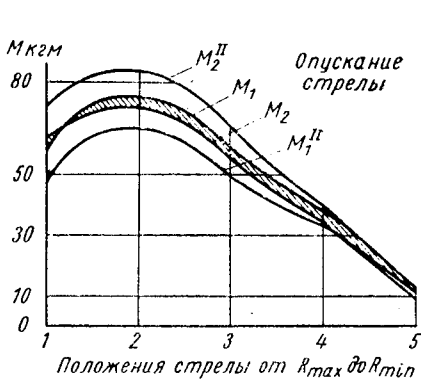


Рис. 22. Кривые моментов при подъеме стрелы для определения веса подвижного противовеса

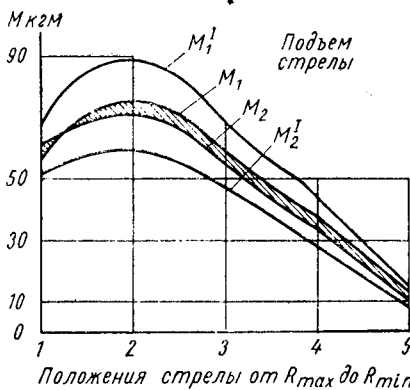


Рис. 23. Кривые моментов при опускании стрелы для определения веса подвижного противовеса

и M_2^{II} на рис. 23, показывает, что стреловое устройство в целом будет находиться в состоянии равновесия, т. е. ни стрела, ни противовес не в состоянии привести стреловое устройство в движение без соответствующего усилия, приложенного извне.

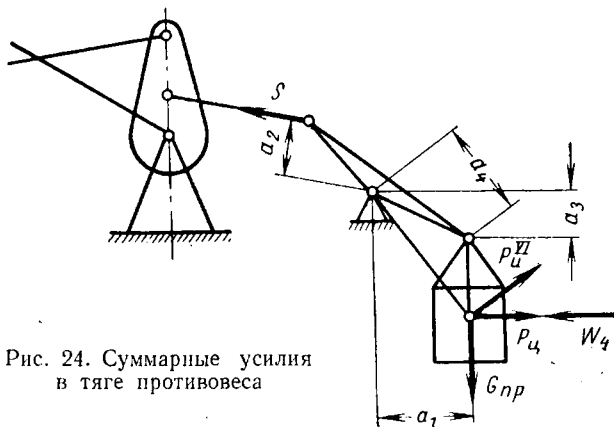


Рис. 24. Суммарные усилия в тяге противовеса

Вес противовеса, если это необходимо, должен быть дополнительно скорректирован в направлении сближения графиков моментов M_1 и M_2 .

Суммарное усилие S в тяге противовеса (рис. 24) при подъеме стрелы с совмещением операции вращения крана

$$S = S^I + S^{II} - S^{III} \pm S^{IV} - S_f \text{ кг};$$

Пример. Данные для определения веса подвижного противовеса

Опера-ция	Иско-мое	Формула	Размер-ность	Положение стрелы				
				1	2	3	4	5
—	G_{np}	$\frac{S'_T a a_2}{a' a_1} k$	m	30,7				
Состояние покоя	S'_T	По данным проекта 10 т-портального крана ВНИИПТМАШ	m	29,4	23,4	16,7	11,5	5,0
	a		m	1,5	2,5	2,7	2,55	1,9
	a_1		»	2,75	2,5	2,05	1,5	0,85
	a_2		»	0,88	1,03	1,1	1,05	0,9
	a'	»	0,5	0,73	0,75	0,6	0,25	
	M_1	$S'_T a \frac{1}{i_M}$	$кг \cdot м$	57,0	75,5	58,1	38,0	12,4
	M_2	$G_{np} \frac{a a'}{a_2 i_M}$	$кг \cdot м$	61,2	70,1	55,3	33,8	9,3
	M_K	$M_1 - M_2$	$кг \cdot м$	4,2	5,4	2,8	4,2	3,1
Подъем стрелы	M_1^I	$M_1 \frac{1}{\eta_0}$	$кг \cdot м$	67,0	89,0	68,5	44,7	14,6
	M_2^I	$M_2 \eta_0$	$кг \cdot м$	52,0	59,6	47,0	28,7	7,9
	M_K^I	$M_1^I - M_2^I$	$кг \cdot м$	15,0	29,4	21,5	16,0	6,7
Опускание стрелы	M_1^{II}	$M_1 \eta_0$	$кг \cdot м$	48,5	64,2	49,4	32,3	10,5
	M_2^{II}	$M_2 \frac{1}{\eta_0}$	$кг \cdot м$	72,0	83,5	65,0	39,8	11,0
	M_K^{II}	$M_1^{II} - M_2^{II}$	$кг \cdot м$	-23,5	-19,3	-15,6	-7,5	-0,5
	k	Принято	—	1,08				
	η_0	$\eta_M \eta'_M \eta_{np}$	—		0,97 ²	0,95 ²	0,99=0,85	
	η_{np}	Учитывает потери в шарнирах противовесного устройства	—	—	—	0,99		

при опускании стрелы с совмещением вращения крана

$$S = S^I + S^{II} - S^{III} \pm S^{IV} + S_f \text{ кг},$$

где S^I — усилие от веса противовеса;

$$S^I = \frac{G_{np} a_1}{a_2} \text{ кг};$$

G_{np} — вес подвижного противовеса.

Знак (+) или (−) перед членом S^{IV} определяется в зависимости от операции и периода движения — подъема, опускания, торможения и разгона.

S^{II} — усилие от давления ветра на подветренную площадь противовеса;

$$S^{II} = \frac{W_4 a_3}{a_2} \text{ кг};$$

S^{III} — усилие от центробежных сил подвижного противовеса;

$$S^{III} = \frac{P_u a_3}{a_2} \text{ кг};$$

S^{IV} — усилие от сил инерции подвижного противовеса, возникающих в периоды разгона и торможения стрелового механизма;

$$S^{IV} = \frac{P_u a_4}{a_2} \text{ кг};$$

S_f — усилие для преодоления сил трения в шарнирах при изменении вылета противовеса (рис. 25);

$$S_f = \frac{f}{2} \left[S \frac{d_6 + d_7}{a'} + R_0'' \frac{d_8}{a_2} \right] \text{ кг}.$$

Усилие S_f также можно принимать с достаточной для расчетов точностью равным $S_f = 0,01S$ кг,

где S — усилие, передаваемое шарниром d_6 и d_7 , в данном случае равно:

$$S = S^I + S^{II} - S^{III} \pm S^{IV} \text{ кг}.$$

Суммарная нагрузка R_0^{II} на шарнир d_8 (рис. 26):

$$R_0^{II} = \sqrt{R_n^2 + R_v^2} \text{ кг}.$$

Горизонтальная составляющая нагрузки, воспринимаемой шарниром d_8 :

$$R_n = S \cos \gamma_3 + W_4 - P_u^V \pm P_u^{VI} \sin \gamma_4 \text{ кг}.$$

Вертикальная составляющая нагрузки, воспринимаемой шарниром d_8 :

$$P_v = G_{np} - S \sin \gamma_3 \pm P_u^{VI} \cos \gamma_4 \text{ кг};$$

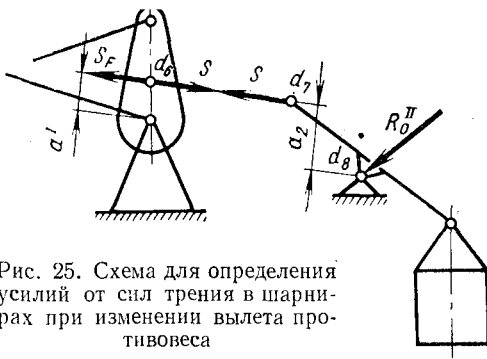


Рис. 25. Схема для определения усилий от сил трения в шарнирах при изменении вылета противовеса

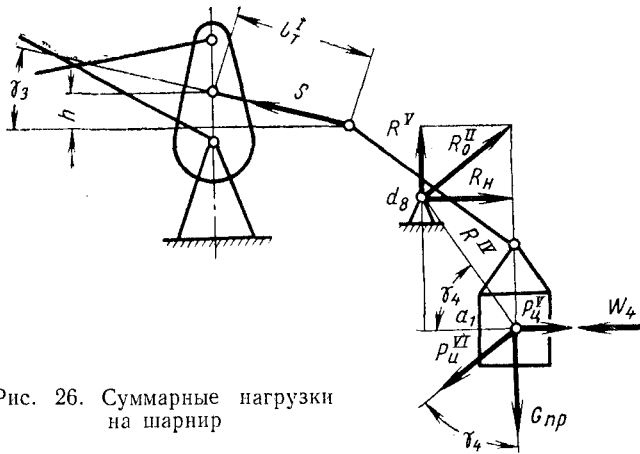


Рис. 26. Суммарные нагрузки на шарнир

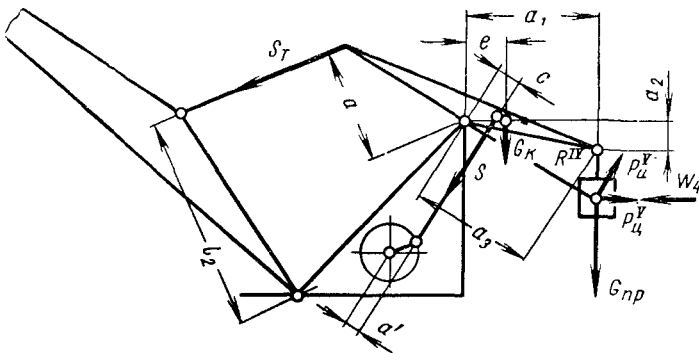


Рис. 27. График для определения веса подвижного противовеса и суммарного усилия в шатуне

γ_3 определяется из уравнения

$$\sin \gamma_3 = \frac{h'}{l'_T};$$

γ_4 определяется из уравнения

$$\cos \gamma_4 = \frac{a'}{R^{IV}}.$$

Суммарный крутящий момент, создаваемый нагрузками, действующими на стреловое устройство, приведенный к валу электродвигателя (см. рис. 21):

$$M_0 = \frac{S_T a - S a'}{i_m \eta_m} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где усилия S_T и S соответственно определяются в зависимости от комбинации действующих нагрузок, производимых краном операций и назначения расчета.

При определении M_0 для расчета мощности электродвигателя не следует учитывать ветровой нагрузки, центробежных сил и сил инерции, возникающих в периоды разгона и торможения механизма изменения вылета стрелы.

Предварительный выбор мощности электродвигателя производится по статической нагрузке S_T^I и S^I , определенной для максимального вылета.

Достаточность двигателя по нагреву и времени разгона проверяется по методике, изложенной в гл. XXXI.

Тормозной момент определяется по следующим формулам:

Т о р м о з н а в а л у э л е к т р о д в и г а т е л я

$$M_T = k \eta_m' \frac{S_T^I a - S^I a'}{i_m} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где усилия S_T^I и S^I определяются при максимальном вылете стрелы;
Т о р м о з н а п р о м е ж у т о ч н о м в а л у

$$M_T = k \eta_m'' \frac{S_T^I a - S^I a'}{i_T} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где k — коэффициент запаса торможения, принимаемый: для легкого режима работы 1,5; для среднего режима работы 1,75; для тяжелого режима работы 2,0 и для весьма тяжелого режима 2,5;
 i_m — передаточное число механизма от оси сектора до вала электродвигателя;
 i_T — передаточное число от оси сектора до вала тормоза;
 η_m , η_m' и η_m'' — общие коэффициенты полезного действия соответствующих звеньев механизма (принимать по данным гл. I «Внешние нагрузки»).

Привод кривошипного типа (рис. 27)

В данном случае для определения веса подвижного противовеса (для состояния покоя) предварительно необходимо построить график изменения момента M_1 , создаваемого на валу электродвигателя усилием S_T^1 :

$$M_1 = \frac{S_T^1 l_2}{i_0} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где S_T^1 — усилие, определяемое по формуле (см. стр. 63);
 i_0 — передаточное число между осью качания стрелы и валом электродвигателя:

$$i_0 = i_m \frac{cl_2}{a'a};$$

здесь i_m — передаточное число между валом электродвигателя и кривошипом.

Приведенный вес подвижного противовеса определяется по наибольшему значению момента M_1 :

$$G_{np} = \frac{M_1 i}{a_1} \text{ кг},$$

где i — передаточное число между валом электродвигателя и осью качания коромысла противовеса:

$$i = i_m \frac{c}{a'}.$$

Вес подвижного противовеса (только груза) без устройства равен:

$$G'_{np} = G_{np} - \frac{G_{\kappa} l}{a_1} \text{ кг}.$$

Значения плеч a_1 , a' и c принимаются соответственно положению стрелы с наибольшим значением момента M_1 ; G_{κ} — вес подвижного противовесного устройства (без груза), создающего момент относительно оси качания противовеса.

Момент, создаваемый противовесом на валу электродвигателя, определяется по формуле

$$M_2 = \frac{G'_{np} a_1 + G_{\kappa} l}{i} \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

С целью проверки степени уравновешенности стрелы необходимо для различных ее вылетов построить графики изменения моментов M_1 и M_2 , создаваемых усилием S_T^1 и подвижным противовесом на валу электродвигателя. В случае необходимости вес подвижного противовеса должен быть скорректирован в направлении сближения графиков моментов M_1 и M_2 .

Суммарное усилие S , возникающее в шатуне при подъеме и опускании стрелы с совмещением операции вращения крана, равно

$$S = S^I + S^{II} - S^{III} \pm S^{IV} \pm S_f \text{ кг},$$

где S^I — усилие в шатуне от статических нагрузок (см. рис. 27);

$$S^I = \frac{S_T^I a - G'_{np} a_1 - G_{\kappa} l}{c} \text{ кг};$$

S^{II} — усилие в шатуне от ветровой нагрузки;

$$S^{II} = \frac{S_T^{II} a - W_4 a_2}{c} \text{ кг};$$

W_4 — суммарное давление ветра на подветренную площадь противовесного устройства;

S^{III} — усилие в шатуне от центробежных сил подвижного противовеса;

$$S^{III} = \frac{S_T^{III} a + P_u^V a_2}{c};$$

P_u^V — центробежная сила подвижного противовеса;

$$P_u^V = \frac{G_{np}}{900} n^2 R^m \text{ кг};$$

R^{III} — радиус вращения противовеса относительно оси вращения крана в m ;

S^{IV} — усилие в шатуне от сил инерции при разгоне и торможении стрелового устройства;

$$S^{IV} = \frac{S_T^{IV} a + P_u^V a_3}{c} \text{ кг};$$

P_u^V — сила инерции противовеса при разгоне и торможении стрелового устройства;

$$P_u^{IV} = \frac{G_{np}}{g} j_{np} \text{ кг};$$

j_{np} — ускорение противовеса в период разгона и торможения;

S_f — усилие от преодоления сил трения при изменении вылета противовеса:

$$S_f = \frac{f}{2} \left(S \frac{d_8 + d_7}{a'} + R_0^{II} \frac{d_8}{c} \right) \text{ кг},$$

где d_6 , d_7 и d_8 — соответственно диаметры шарниров кривошипного механизма и крепления коромысла к двуперной стойке;

R_0^{II} — суммарная нагрузка на шарнир d_8 (рис. 28);

$$R_0^{II} = \sqrt{R_u^2 + R_v^2} \text{ кг},$$

где

$$R_u = S_T \cos \gamma + S \sin \gamma_5 \pm P_u^V \sin \gamma_4 + W_4 - P_u^V \text{ кг};$$

$$R_v = S_T \sin \gamma + S \cos \gamma_5 \pm P_u^V \cos \gamma_5 + G_{np} \text{ кг}.$$

Знак (+) или (−) перед членами P_u^V и W_4 принимается в зависимости от направления действия упомянутых выше усилий, углы

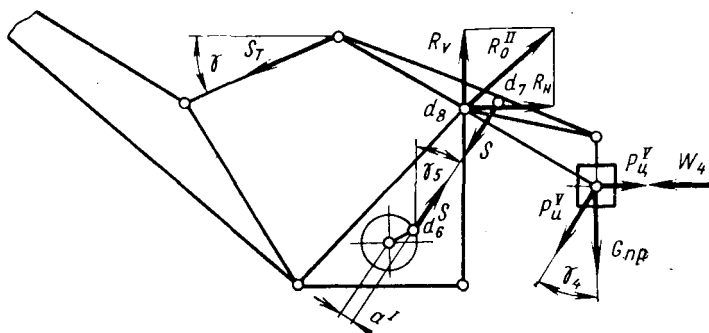


Рис. 28. Определение усилий от сил трения в шарнирах при изменении вылета противовеса

γ и γ_4 определяются из уравнений на стр. 70 и 76), а γ_5 — из уравнения

$$\cos \gamma_5 = \frac{h''}{l_u};$$

здесь h'' — расстояние между осями шарниров шатуна по вертикали;

l_u — длина шатуна по осям шарниров.

Суммарный крутящий момент, создаваемый нагрузками (действующими на стреловое устройство) приведенный к валу электродвигателя,

$$M_0 = \frac{Sa'}{i_m \eta_m} \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Усилие S определяется в зависимости от комбинации действующих нагрузок, производимой операции и назначения M_0 . При определении момента M_0 для расчета мощности электродвигателя не следует учитывать силы инерции, ветровую нагрузку и центробежные силы.

Предварительный выбор мощности электродвигателя производится по статической нагрузке S^I , определяемой для второго положения стрелы, считая от максимального вылета.

Тормозной момент определяется по формуле

$$M_T = \frac{(S^I - S_f) a' \eta_{mk}}{i_m} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где усилие S^I находится по формуле на стр. 78.

Привод реечного типа (рис. 29)

Для определения веса подвижного противовеса необходимо предварительно построить график изменения момента M_3 , создаваемого усилием S_T^I относительно оси крепления коромысла:

$$M_3 = S_T^I a \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Вес подвижного противовеса определяется по наибольшему значению момента M_3 :

$$G_{np} = \frac{M_3}{a_1} \text{ кг}.$$

С целью проверки степени уравновешенности стрелы для различных вылетов поступают так же, как и при выборе веса противовеса при кривошипном приводе.

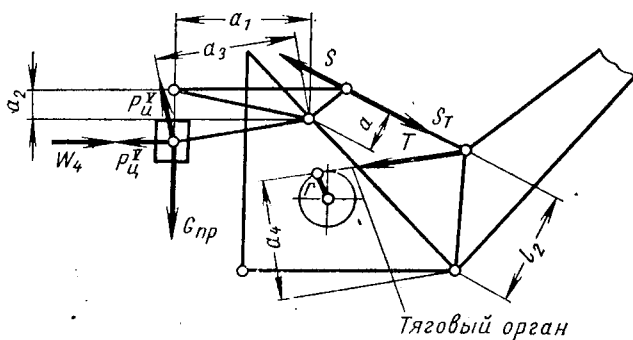


Рис. 29. Определение веса подвижного противовеса и суммарного усилия в тяге противовеса

Суммарное усилие в тяге противовеса:
при подъеме стрелы

$$S = S^I \pm S^{II} \pm S^{III} \pm S^{IV} - S_f \text{ кг};$$

при опускании стрелы

$$S = S^I \pm S^{II} \pm S^{III} \pm S^{IV} + S_f \text{ кг}.$$

Знак (+) или (-) определяется в зависимости от направления действия нагрузки и расположения оси подвески противовеса относительно оси крепления коромысла к двуногой стойке.

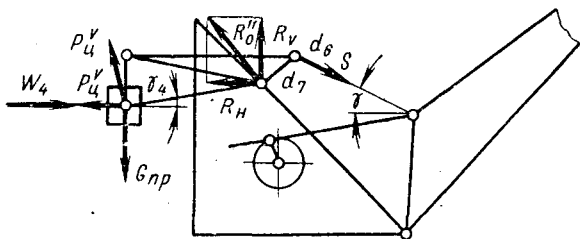


Рис. 30. Определение усилия от сил трения в шарнирах при изменении вылета противовеса

S^I — усилие от веса противовеса;

$$S^I = \frac{G_{np} a_1}{a} \text{ кг};$$

S^{II} — усилие от ветровой нагрузки на противовес;

$$S^{II} = \frac{W_4 a_2}{a} \text{ кг};$$

S^{III} — усилие от центробежных сил противовеса;

$$S^{III} = \frac{P_u^V a_2}{a} \text{ кг};$$

S^{IV} — усилие от сил инерции противовеса;

$$S^{IV} = \frac{P_u^V a_3}{a};$$

P_u^V и P_u^V — определяются по формулам на стр. 78;

S_f — усилие для преодоления сил трения, возникающих при изменении вылета стрелы (рис. 30);

$$S_f = \frac{f}{2a} (S d_6 + R_0'' d_7) \text{ кг}.$$

Суммарная нагрузка R_0'' на шарнир d_7 :

$$R_0'' = \sqrt{R_n^2 + R_v^2} \text{ кг}; \quad R_n = S \cos \gamma \pm W_4 - P_u^V \pm P_u^V \sin \gamma_4 \text{ кг};$$

$$R_v = S \sin \gamma + G_{np} \pm P_u^V \cos \gamma_4 \text{ кг};$$

γ и γ_4 — определяются из уравнений на стр. 70 и стр. 76.

Суммарное усилие, передаваемое тяговым органом (см. рис. 27):

$$T = \frac{(S_T - S) l_2}{a_4} \text{ кг}.$$

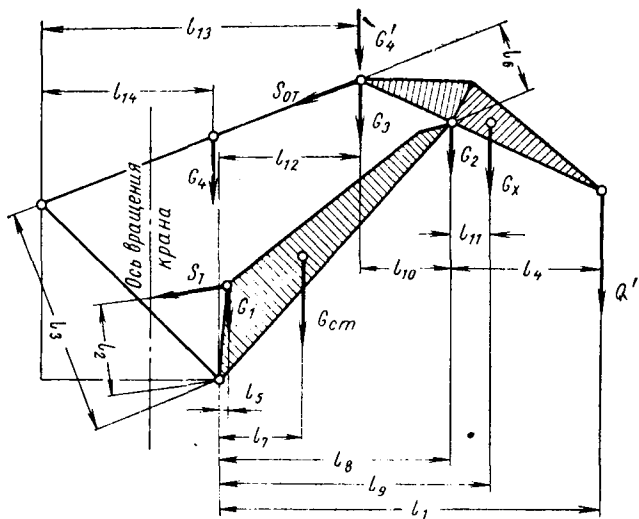


Рис. 31. Определение усилий в стреловой тяге от статических нагрузок

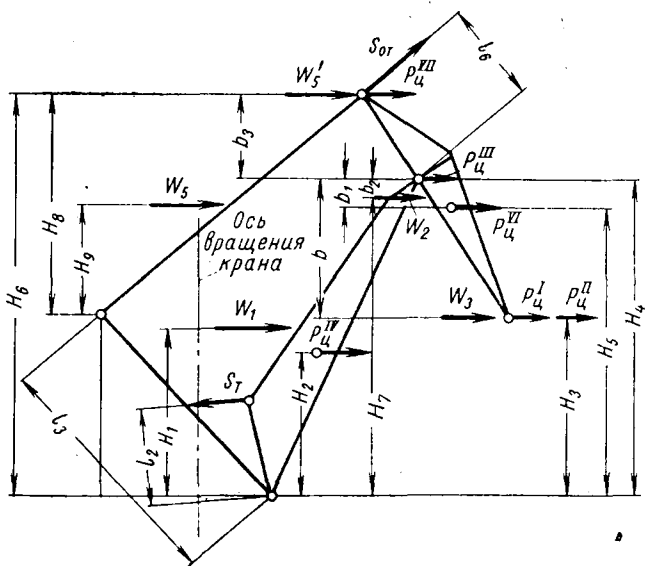


Рис. 32. Определение усилий в стреловой тяге от центробежных и ветровых нагрузок

Крутящий момент, приведенный к валу электродвигателя

$$M_0 = \frac{Tr}{i_M \eta_M} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

r — радиус начальной окружности шестерни рейки.
Тормозной момент определяется по формуле

$$M_T = k \eta'_M \frac{Tr}{i_M} \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Усилие T определяется с учетом комбинации действующих нагрузок S_T и S , производимой операции, а также расчетного назначения усилий T .

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЭЛЕМЕНТЫ СТРЕЛОВОГО УСТРОЙСТВА ПОРТАЛЬНОГО КРАНА С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ГРУЗА И ЖЕСТКОЙ ОТТЯЖКОЙ ХОБОТА

Суммарное усилие S_T , возникающее в стреловой тяге, равно: при подъеме стрелы с совмещением операции вращения крана

$$S_T = S_T^I + S_T^{II} + S_T^{III} + S_T^{IV} + S_f \text{ кг};$$

при опускании стрелы с совмещением операции вращения крана

$$S_T = S_T^I + S_T^{II} + S_T^{III} + S_T^{IV} - S_f \text{ кг},$$

где S_T^I — усилие в стреловой тяге от статических нагрузок; с грузом на крюке (рис. 31)

$$S_T^I = \frac{Q'l_1 + G_x l_9 + G_2 l_8 + (G_3 + G'_4) l_{12} + G_{cm} l_7 \pm G_1 l_5 - S_{om}^I l_3 - S_{2p} l_{2p}}{l_2} \text{ кг};$$

без груза на крюке

$$S_T^I = \frac{G_x l_9 + G_2 l_8 + (G_3 + G'_4) l_{12} + G_{cm} l_7 \pm G_1 l_5 - S_{om}^I l_3}{l_2} \text{ кг}.$$

Здесь G_3 — вес механических деталей, расположенных на оси сочленения хобота с оттяжкой;

G'_4 — вес металлоконструкции оттяжки, отнесенный к оси сочленения хобота с оттяжкой:

$$G'_4 = \frac{G_4 l_{14}}{l_{13}} \text{ кг}.$$

Усилие S'_{om} в оттяжке хобота от статических нагрузок: с грузом на крюке

$$S'_{om} = \frac{Q'l_4 + G_x l_{11} - (G_3 + G'_4) l_{10}}{l_6} \text{ кг};$$

без груза на крюке

$$S_{om}^I = \frac{(G'_x + q') l_4 + G_x l_{11} - (G_3 + G'_4) l_{10}}{l_6} \text{ кг.}$$

Усилие S_T^{II} в стреловой тяге от ветровой нагрузки (рис. 32):

$$S_T^{II} = \frac{W_1 H_1 + W_2 H_7 + W_3 H_3 + W'_5 H_6 + S_{om}^{II} l_3}{l_2} \text{ кг.}$$

Здесь W'_5 — давление ветра на подветренную площадь оттяжки, приведенное к оси сочленения хобота с оттяжкой;

$$W'_5 = \frac{W_5 H_9}{H_8} \text{ кг;}$$

S_{om}^{II} — усилие в оттяжке от ветровой нагрузки;

$$S_{om}^{II} = \frac{W_2 b_2 + W_3 b - W'_5 b_3}{l_6} \text{ кг.}$$

Усилие S_T^{III} в стреловой тяге от центробежных сил (см рис. 32):

$$S_T^{III} = \frac{(P_u^I + P_u^{II}) H_3 + P_u^{III} H_4 + P_u^{IV} H_2 + P_u^{VI} H_5 + P_u^{VII} H_6 + S_{om}^{III} l_3}{l_2} \text{ кг.}$$

Здесь P_u^{III} — центробежная сила механических деталей, расположенных на оси головки стрелы;

$$P_u^{III} = \frac{G_2 n^2 R'}{900} \text{ кг;}$$

P_u^{VI} — центробежная сила металлоконструкции хобота;

P_u^{VII} — центробежная сила механических деталей, расположенных на оси сочленения хобота с оттяжкой;

P_u^{VI} и P_u^{VII} определяются по этой формуле с соответствующей подстановкой вместо G_2 значений G_3 и G_x , а также соответствующих радиусов.

Центробежные силы оттяжки и узла крепления стреловой тяги не учитываем ввиду их весьма незначительной величины.

Усилие S_{om}^{III} в оттяжке хобота от центробежных сил (рис. 32):

$$S_{om}^{III} = \frac{(P_u^I + P_u^{II}) b + P_u^{VI} b_1 - P_u^{III} b_3}{l_6} \text{ кг.}$$

Усилие S_T^{IV} в стреловой тяге от сил инерции в периоды разгона и торможения стрелового устройства (рис. 33):

$$S_T^{IV} = \frac{(P_u^I + P_u^{II}) H_3 + P_u^{III} R_1 + P_u^{IV} R_2 + P_u^{VI} R_x + P_u^{VII} R_4 - P_u^{VII} l_{15} + S_{om} l_3}{l_2} \text{ кг,}$$

где P_u^{III} — сила инерции механических деталей, расположенных на оси головки стрелы;

$$P_u^{III} = \frac{G_2}{g} j_1 \text{ кг};$$

P_u^{VI} — сила инерции металлоконструкции хобота;

$$P_u^{VI} = \frac{G_x}{g} j_x \text{ кг};$$

P_{u1}^{VII} и P_{u2}^{VII} — силы инерции механических деталей и оттяжки, приведенные к оси сочленения хобота с оттяжкой;

$$P_{u1}^{VII} = \frac{G_3 + G_4''}{g} j_3 \text{ кг};$$

$$P_{u2}^{VII} = \frac{G_3 + G_4''}{-g} j_3 \text{ кг};$$

G_4'' — вес оттяжки, приведенный к оси сочленения хобота с оттяжкой;

$$G_4'' = G_4 \frac{R_3^2}{R_4^2} \text{ кг}.$$

Усилие S_{om}^{IV} в оттяжке хобота от сил инерции, действующих в периоды разгона и торможения стрелового устройства (рис. 33):

$$S_{om}^{IV} = \frac{(P_u^I + P_u^{II}) b + P_u^{VI} b_4 - P_{u1}^{VII} b_5 + P_{u2}^{VII} b_6}{l_0} \text{ кг}.$$

Усилие S_f на преодоление сил трения при изменении вылета стрелы (рис. 32):

$$S_f = \frac{f}{2} \left[\frac{R_0 d_1 + R_0' d_2 + S_{om} (d_4 + d_5)}{l_2} + S_T \frac{d_3}{a} \right] \text{ кг}.$$

Значение плеча a принимается в зависимости от типа привода. Суммарная нагрузка R_0 на шарнир d_1 (рис. 34, 35, 36):

$$R_0 = \sqrt{R_z^2 + R_\theta^2} \text{ кг}.$$

Горизонтальная составляющая R_z суммарной нагрузки на шарнир d_1 :

$$R_z = S_{om} \cos \psi - P_u \pm P_{u1} \pm W + S_{ep} \cos \psi_1 - S_{ep} \sin \psi_2 \text{ кг},$$

где P_u — суммарная центробежная сила, действующая на шарнир d_1 ;

$$P_u = P_u^I + P_u^{II} + P_u^{III} + P_u^{VI} + P_u^{VII} \text{ кг};$$

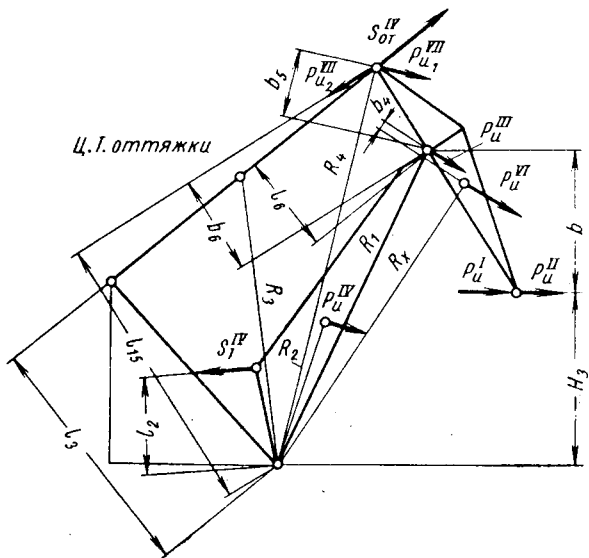


Рис. 33. Определение усилий в стреловой тяге от сил инерции в периоды разгона и торможения

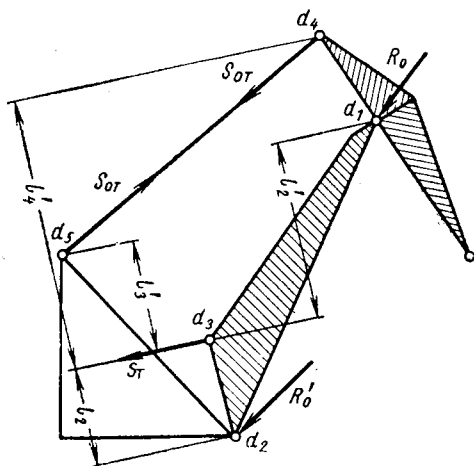


Рис. 34. Определение усилия от сил трения при изменении вылета стрелы

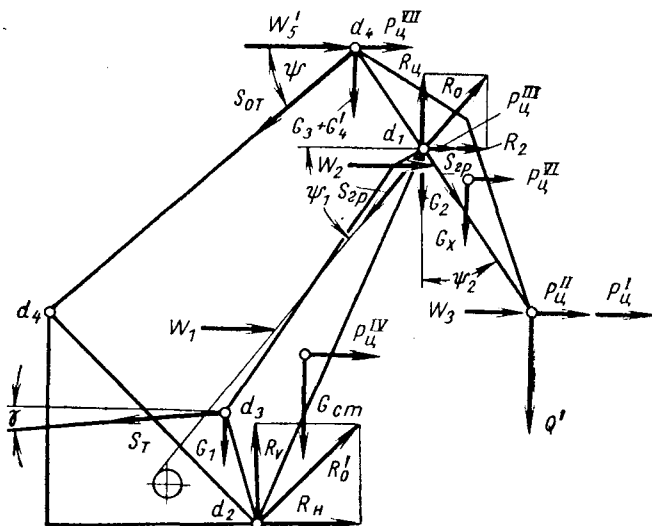


Рис. 35. Определение усилий на шарниры от статических и центробежных нагрузок

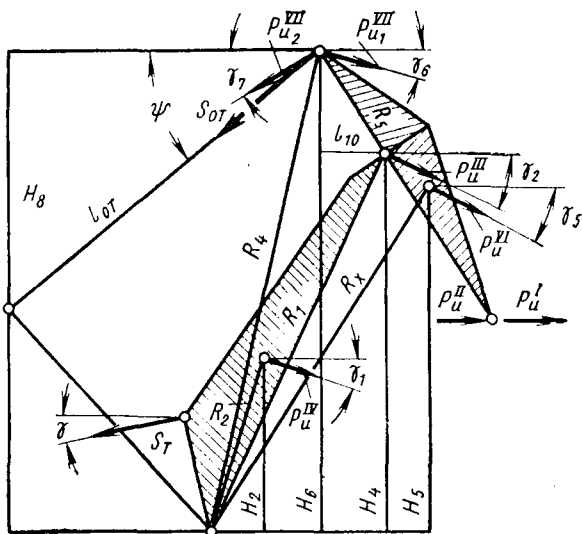


Рис. 36. Определение усилий на шарниры от инерционных нагрузок в периоды разгона и торможения

W — суммарная ветровая нагрузка на шарнир d_1 ;

$$W = W_2 + W_3 + W'_5 \text{ кг};$$

ψ определяется из уравнения

$$\sin \psi = \frac{H_8}{l_{om}};$$

P_{u1} — горизонтальная составляющая суммарной инерционной нагрузки на шарнир d_1 ;

$$P_{u1} = P_u^I + P_u^{II} + P_u^{III} \cos \gamma_2 + P_u^{VI} \cos \gamma_5 + \\ + P_{u1}^{VII} \cos \gamma_6 - P_{u2}^{VII} \cos \gamma_7 \text{ кг};$$

ψ_1 , γ_2 и ψ_2 определяются из уравнений на стр. 70;

γ_5 , γ_6 и γ_7 соответственно определяются из следующих уравнений:

$$\cos \gamma_5 = \frac{H_5}{R_x}; \quad \cos \gamma_6 = \frac{H_6}{R_4}; \quad \sin \gamma_7 = \frac{l_{10}}{R_5}.$$

Вертикальная составляющая R_0 суммарной нагрузки на шарнир d_1 :

$$R_0 = S_{om} \sin \psi + G_2 + G_x + G_3 + G'_4 + Q' + P_{u2} + \\ + S_{ep} \sin \psi_1 + S_{ep} \cos \psi_2 \text{ кг}.$$

Вертикальная составляющая суммарной инерционной нагрузки на шарнир d_1 :

$$P_{u2} = P_u^{VI} \sin \gamma_5 + P_u^{III} \sin \gamma_2 + P_{u1}^{VII} \sin \gamma_6 + P_{u2}^{VII} \sin \gamma_7 \text{ кг}.$$

Суммарная нагрузка R'_0 на шарнир d_2 (см. рис. 35, 36):

$$R'_0 = \sqrt{R_n^2 + R_v^2} \text{ кг};$$

R_n — горизонтальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_2 ;

$$R_n = S_T \cos \gamma + R_e - P_u^{IV} \pm P_u^{IV} \cos \gamma_1 \pm W_1 \text{ кг};$$

γ и γ_1 — определяются из уравнений на стр. 70;

R_v — вертикальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_2 .

В этих уравнениях знаки (+) или (—) перед величинами P_u и W принимаются в зависимости от направления действия сил инерции (P_u) или ветра (W), а в последнем уравнении перед величиной $S_T \sin \gamma$ — в зависимости от положения стреловой тяги относительно оси ее крепления к стреле.

Суммарное усилие в оттяжке хобота под влиянием нагрузок, действующих на стреловое устройство:

$$S_{om} = S_o^I \pm S_{om}^{II} - S_{om}^{III} \pm S_{om}^{IV} \text{ кг}.$$

Знак (+) или (—) перед членами S_{om}^{II} и S_{om}^{IV} принимается в зависимости от направления действия ветра и сил инерции.

Максимальное значение нагрузки (для расчета на прочность) на оттяжку хобота может оказаться при совмещении операции изменения вылета стрелы с операцией подъема или опускания груза при следующем сочетании нагрузок: ветровом давлении со стороны стрелы и одновременном разгоне или торможении механизмов подъема груза и изменении вылета:

$$S_{om} = S_{om}^I + S_{om}^{II} + S_{om}^{IV} + S_{om}^V \text{ кг};$$

S_{om}^V — усилие в оттяжке под влиянием сил инерции груза, действующих в периоды разгона и торможения механизма подъема груза:

$$S_{om}^V = \frac{P_u^V l_4}{l_6} \text{ кг}.$$

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СТРЕЛОВОЕ УСТРОЙСТВО ПЛАВУЧИХ КРАНОВ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ГРУЗА И ГИБКОЙ ОТТЯЖКОЙ ХОБОТА

Суммарное усилие S_T , возникающее в стреловой тяге при подъеме стрелы:

$$S_T = S_T^I + S_T^{II} + S_T^{III} + S_T^{IV} + S_T^{VI} + S_T^{VII} + S_T^{VIII} + S_f \text{ кг};$$

при опускании стрелы

$$S_T = S_T^I + S_T^{II} + S_T^{III} + S_T^{IV} + S_T^{VI} + S_T^{VII} + S_T^{VIII} - S_f \text{ кг},$$

где усилия S_T^I , S_T^{II} , S_T^{III} , S_T^{IV} и S_f определяются по вышеуказанным формулам.

Учитывая, что задаваемые техническими условиями на проектирование кранов расчетные углы крена понтона с учетом качки ($\alpha + \theta$) не превышают обычно 7° , а $\cos 7^\circ = 0,9925$ практически близок к единице; допустимо определять усилие S_T^I без учета $\cos(\alpha + \theta)$.

Усилие в стреловой тяге от крена понтона (рис. 37)

$$S_T^{VI} = \frac{[Q'H_3 + (G_x + Q_2)H_4 + G_{cm}H_2 + G_1H_{10}] \sin \alpha + S_{om}^{VIII} l_3}{l_2} \text{ кг}.$$

Усилие в оттяжке хобота от крена понтона

$$S_{cm}^{VI} = \frac{Q' \sin \alpha b}{l_6} \text{ кг},$$

где α — угол крена понтона — задается техническими условиями на проектирование верхнего строения крана.

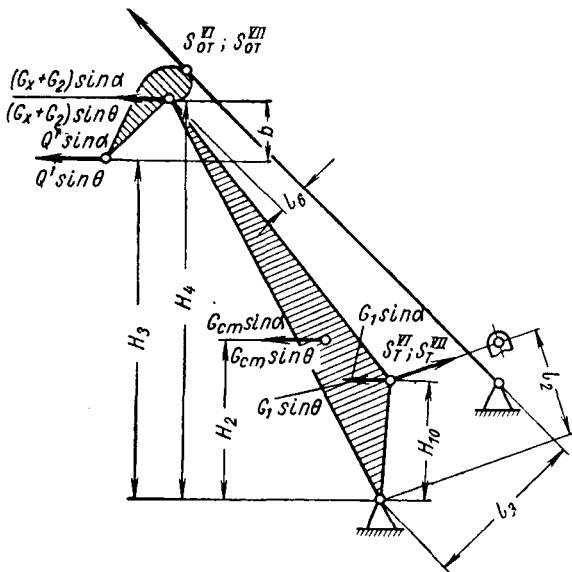


Рис. 37. Определение усилия в стреловой тяге от крена понтона

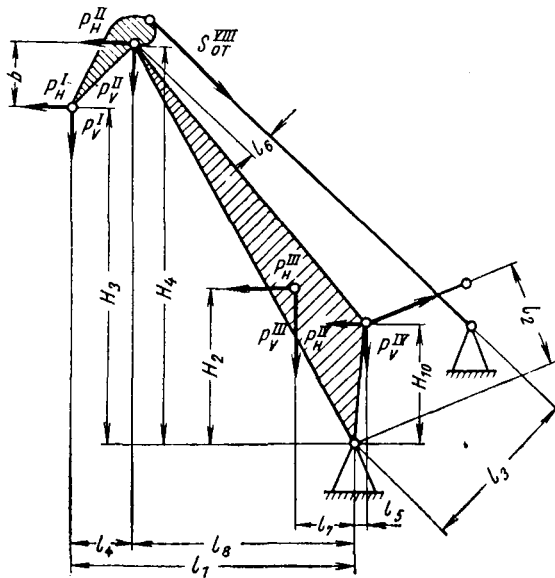


Рис. 38. Определение усилия в стреловой тяге от сил инерции при качке понтона

Усилие в стреловой тяге от дополнительного крена крана, создаваемого качкой понтона (рис. 37),

$$S_T^{VII} = \frac{[Q'H_3 + (G_x + G_2)H_4 + G_{cm}H_2 + G_1H_{10}] \sin \theta + S_{om}^{VII}l_3}{l_2} \text{ кг};$$

S_{om}^{VII} — усилие в оттяжке хобота от дополнительного крена крана, создаваемого качкой,

$$S_{om}^{VII} = \frac{Q' \sin \theta b}{l_6} \text{ кг},$$

где θ — угол дополнительного крена крана, обусловленного качкой; этот угол задается техническим заданием на проектирование крана.

Усилие в стреловой тяге от сил инерции, действующих на стреловое устройство во время качки понтона (рис. 38),

$$S_T^{VIII} = \frac{P_n^I H_3 + P_v^I l_1 + P_n^{II} H_4 + P_v^{II} l_3 + P_n^{III} H_2 + P_v^{III} l_7 \pm \pm P_v^{IV} l_5 + P_n^{IV} H_{10} + S_{om}^{VIII} l_3}{l_2} \text{ кг},$$

где P_n^I и P_v^I — составляющие силы инерции деталей, находящихся на оси головки хобота;

P_n^{II} и P_v^{II} — составляющие силы инерции металлоконструкции хобота и механических деталей, расположенных на оси головки стрелы;

P_n^{III} и P_v^{III} — составляющие силы инерции металлоконструкции стрелы;

P_n^{IV} и P_v^{IV} — составляющие силы инерции механических деталей, находящихся на оси, сочленяющей стреловую тягу со стрелой.

Усилие в оттяжке хобота от сил инерции, возникающих во время качки,

$$S_{om}^{VIII} = \frac{P_n^I b - P_v^I l_4}{l_6}.$$

Расчетные силы инерции от бортовой качки определяются по приводимым ниже формулам.

Качка понтона на тихой воде (см. рис. 39)

Составляющие силы инерции P_n^I ; P_v^I ; P_n^{II} ; P_v^{II} и т. д. определяются по формулам

$$P_n = \frac{G}{g} \cdot \frac{4\pi^2}{T_1^2} \theta_y \text{ кг};$$

$$P_v = \frac{G}{g} \cdot \frac{4\pi^2}{T_1^2} \theta_x \text{ кг}.$$

В эти формулы вместо G , y и x подставляются данные соответствующего узла, например:

$$P_n^{III} = \frac{G_{cm}}{g} \cdot \frac{4\pi^2}{T_1^2} \theta y_3 \text{ кг,}$$

где G_{cm} — вес металлоконструкции стрелы в кг;

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести; $\pi = 3,14$;

T_1 — период качки понтона по техническому заданию на проектирование крана в сек;

y_3 — вертикальное расстояние от центра тяжести металлоконструкции стрелы до центра тяжести водоизмещения понтона в м;

θ — максимальный угол качки понтона по техническому заданию на проектирование крана в рад.; аналогично

$$P_v^{III} = \frac{G_{cm}}{g} \cdot \frac{\pi^2}{T_1^2} \theta x_3 \text{ кг,}$$

где x_3 — горизонтальное расстояние от центра тяжести металлоконструкции стрелы до центра тяжести водоизмещения понтона в м, измеренное при горизонтальном положении понтона.

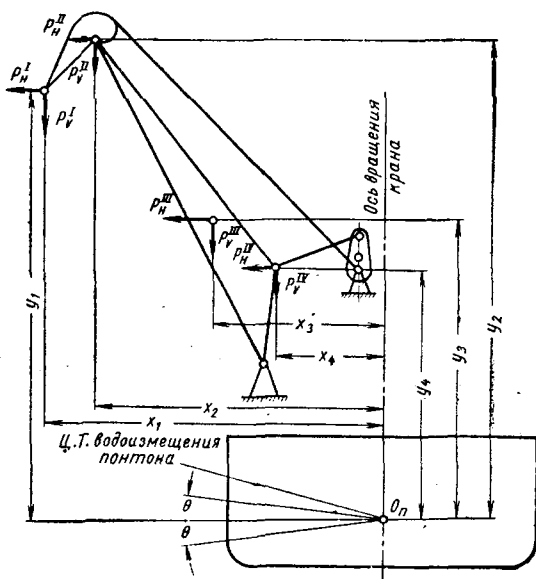


Рис. 39. Определение сил инерции при качке понтона

Качка понтона при волнении

Составляющие равнодействующей силы инерции и т. д. определяются по формулам:
при $B \leq 0,5 \lambda$

$$P_H = \frac{G}{g} \cdot \frac{4\pi^2}{T_1^2} (\theta y + r \cos \theta) \text{ кг};$$

$$P_V = \frac{G}{g} \cdot \frac{4\pi^2}{T_1^2} (\theta x + r \sin \theta) \text{ кг};$$

при $B > 0,5 \lambda$

$$P_H = \frac{G}{g} \cdot \frac{4\pi^2}{T_1^2} (\theta y + r \sin \theta) \text{ кг};$$

$$P_V = \frac{G}{g} \cdot \frac{4\pi^2}{T_1^2} (\theta x + r \cos \theta) \text{ кг};$$

где B — ширина понтона или дока, на котором установлен кран;
 λ — длина волны, принимаемая по техническому заданию на проектирование или по табл. 37 в зависимости от места работы крана;

r — радиус вращения центра тяжести понтона или дока, принимаемый по табл. 37 равным половине высоты волны.

Таблица 37

Значение высоты и длины волны

Наименование бассейна	Высота волны 2 ч в м	Наименьшая длина волны λ (соответствующая высоте 2 ч), в м	Наименование бассейна	Высота волны 2 ч в м	Наименьшая длина волны λ (соответствующая высоте 2 ч), в м
Белое море	3	43	Ладожское озеро Низовья больших рек: Волги, Днепра, С. Двины, Печоры, Оби, Енисея, Лены, Амура в половодье	3	40
Балтийское море	3	43		1,5	15
Финский залив	2,5	35			
Черное море	3	43			
Каспийское море	3	43			
Японское море	5	85			
Охотское море	6	109			

Усилие для преодоления сил трения в шарнирах при изменении вылета стрелы (см. рис. 16, 17)

$$S_f = \frac{f}{2} \left(S_T \frac{d_3 + a_5}{a} + \frac{S_{om} d_4 + R_0 d_1 + R'_0 d_2}{l_2} \right) \text{ кг.}$$

Суммарное усилие в оттяжке хобота:

$$S_{om} = S_{om}^I \pm S_{om}^{II} - S_{om}^{III} \pm S_{nm}^{IV} + S_{om}^{VI} \pm S_{om}^{VII} \pm S_{om}^{VIII} \text{ кг.}$$

Суммарная нагрузка на шарнир d_1 :

$$R_0 = \sqrt{R_z^2 + R_\sigma^2} \text{ кг.}$$

Горизонтальная составляющая суммарной нагрузки, воспринимаемой шарниром d_1 (см. рис. 34, 35 и 36):

$$R_z = S_{om} \cos \psi \pm W - P_u \pm P_u \pm P_n \pm P_\alpha + \\ + S_{zp} \cos \psi_1 - S_{zp} \sin \psi_2 \text{ кг,}$$

где

$$W = W_2 + W_3 \text{ кг;}$$

$$P_n = P_n^I + P_n^{II} \text{ кг;}$$

$$P_u = P_u^I + P_u^{II} + P_u^{III} \text{ кг;}$$

$$P_u = P_u^I + P_u^{II} + P_u^{III} \cos \gamma_2 \text{ кг; } P_\alpha = (Q' + G_2 + G_x) \sin(\alpha + \theta) \text{ кг.}$$

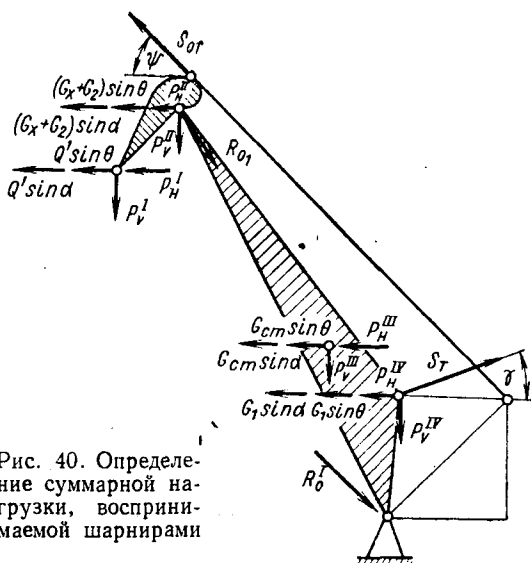


Рис. 40. Определе-
ние суммарной на-
грузки, восприни-
маемой шарнирами

Вертикальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_1 :

$$R_\sigma = Q' + G_2 + G_x + S_{om} \sin \psi + P_u^{III} \sin \gamma_2 + P_v + S_{zp} \sin \psi_1 + \\ + S_{zp} \cos \psi_2 \text{ кг,}$$

где

$$P_v = P_v^I + P_v^{II} \text{ кг.}$$

Суммарная нагрузка на шарнир d_2 (рис. 40):

$$R_0' = \sqrt{R_n^2 + R_v^2} \text{ кг.}$$

Горизонтальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_2 :

$$R_n = S_T \cos \gamma + R_z \pm W_1 - P_u^{IV} \pm P_u^{IV} \cos \gamma_1 \pm P_n \pm P_\alpha \text{ кг,}$$

где

$$P_n = P_n^{III} + P_n^{IV} \text{ кг;}$$

$$P_\alpha = (G_{cm} + G) \sin (\alpha + \theta) \text{ кг.}$$

Вертикальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_2 :

$$R_v = R_\sigma \pm P_u^{IV} \sin \gamma_1 \pm S_T \sin \gamma + G_{cm} + G_1 \pm P_v \text{ кг,}$$

где

$$P_v = P_v^{III} + P_v^{IV} \text{ кг.}$$

Суммарное усилие в оттяжке хобота:

$$S_{om} = S_{om}^I \pm S_{om}^{II} - S_{om}^{III} \pm S_{om}^{IV} \pm S_{om}^{VI} \pm S_{om}^{VII} \pm S_{om}^{VIII} \text{ кг.}$$

Усилия $S_{om}^I, S_{om}^{II}, S_{om}^{III}, S_{om}^{IV}, S_{om}^{VI}, S_{om}^{VII}, S_{om}^{VIII}$ определяются по формулам на стр. 64—67; 89 и 91.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА УСТРОЙСТВО ПОДВИЖНОГО ПРОТИВОВОСА ПЛАВУЧИХ КРАНОВ

Привод секторного типа

Усилие S , возникающее в тяге противовеса (см. рис. 24): при подъеме стрелы с совмещением операции вращения крана

$$S = S^I + S^{II} - S^{III} \pm S^{IV} + S^{VI} + S^{VIII} - S_f \text{ кг;}$$

при опускании стрелы с совмещением операции вращения крана

$$S = S^I + S^{II} - S^{III} \pm S^{IV} + S^{VI} + S^{VII} + S_f \text{ кг.}$$

Усилия S^I, S^{II}, S^{III} и S^{IV} определяются по формулам на стр. 74. Усилие в тяге противовеса от крана понтона (рис. 41)

$$S^{VI} = \frac{G_{np} \sin \alpha a_3}{a_2} \text{ кг;}$$

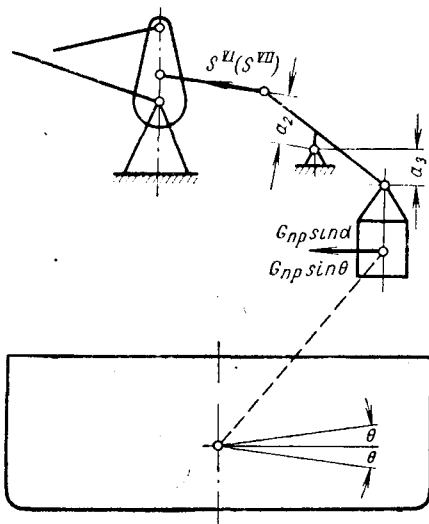
S^{VII} — усилие в тяге противовеса от крана понтона при качке;

$$S^{VII} = \frac{G_{np} \sin \theta a_3}{a_2} \text{ кг;}$$

S_f — усилие на преодоление сил трения при изменении вылета противовеса (см. рис. 25) определяется по формуле на стр. 74;

R_0^{II} — суммарная нагрузка на шарнир d_8 ;

R_n — горизонтальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_8 (см. рис. 26 и 41);



$$R_n = S \cos \gamma_3 + W_4 - P_u^V \pm \pm P_u^V \cos \gamma + G_{np} \sin (\alpha + \theta) \text{ кг};$$

R_v — вертикальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_8 .

Вес подвижного противовеса определяется по формулам на стр. 70, в которые подставляются значения S_T и S , определяемые по формулам на стр. 63 и стр. 72.

Привод кривошипного типа

Суммарное усилие S , возникающее в шатуне (см. рис. 27, 42), при подъеме и опускании стрелы с совмещением операции вращения крана:

Рис. 41. Определение усилий в тяге противовеса от крена понтона

$$S = S^I + S^{II} - S^{III} \pm S^{IV} + S^{VI} + S^{VII} \pm S_f \text{ кг.}$$

Усилия S^I , S^{II} , S^{III} и S^{IV} определяются по формулам на стр. 74.

Усилие в шатуне — от крена понтона (см. рис. 40):

$$S^{VI} = \frac{S_T^{VI} a - G_{np} \sin \alpha a_2}{c} \text{ кг.}$$

Усилие в шатуне от дополнительного крена понтона, обусловленного качкой:

$$S^{VII} = \frac{S_T^{VII} a - G_{np} \sin \theta a_2}{c} \text{ кг.}$$

Усилие S_f на преодоление трения, возникающего при изменении вылета (см. рис. 28), определяется по формуле на стр. 78. Суммарная нагрузка на шарнир d_8 (см. рис. 28)

$$R_0^{II} = \sqrt{R_n^2 + R_v^2} \text{ кг.}$$

Горизонтальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_8 (см. рис. 28 и 42):

$$R_H = S_T \cos \gamma + S \sin \gamma_5 \pm P_u^V \sin \gamma_4 + W_4 - P_u^V + G_{np} \sin(\alpha + \theta) \text{ кг.}$$

Вертикальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир определяется по формуле на стр. 79.

Расчет веса подвижного противовеса производится по формулам на стр. 77.

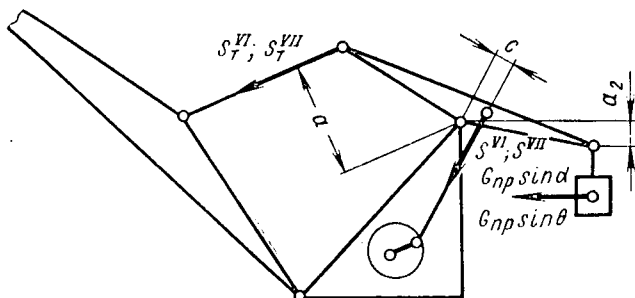


Рис. 42. Определение усилий в шатуне от крена понтона

Привод реечного типа

Определение веса подвижного противовеса производится по формулам на стр. 80.

Суммарное усилие S в тяге противовеса (см. рис. 29 и 43): при подъеме стрелы

$$S = S^I \pm S^{II} \pm S^{III} \pm S^{IV} \pm S^{VI} \pm S^{VIII} - S_f \text{ кг.};$$

при опускании стрелы

$$S = S^I \pm S^{II} \pm S^{III} \pm S^{IV} \pm S^{VI} \pm S^{VIII} \pm S_f \text{ кг.}$$

Знак (+) или (-) определяется в зависимости от направления действия нагрузки и расположения оси подвески противовеса относительно оси крепления коромысла к двуногой стойке.

Усилия S^I , S^{II} , S^{III} и S^{IV} определяются по формулам на стр. 81.

Усилие S^{VI} от крена понтона (см. рис. 41):

$$S^{VI} = \frac{G_{np} \sin \alpha a_2}{a} \text{ кг.}$$

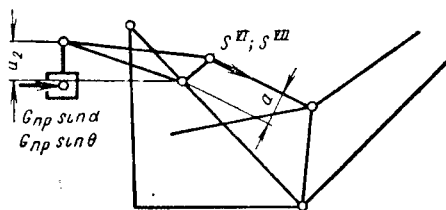


Рис. 43. Определение усилий в тяге противовеса при крене понтона

Усилие S^{VII} от крена понтона, обусловленного качкой:

$$S^{VII} = \frac{G_{np} \sin \theta a_2}{a} \text{ кг.}$$

Усилие S_f на преодоление сил трения при изменении вылета противовеса (см. рис. 30 и 43) определяется по формуле на стр. 81. Суммарная нагрузка R_0'' на шарнир d_7 (см. рис. 30):

$$R_0'' = \sqrt{R_n^2 + R_v^2} \text{ кг.}$$

Горизонтальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_7 (см. рис. 30, 43)

$$R_n = S \cos \gamma + W_4 - P_u^V + P_u^V \sin \gamma_4 \pm G_{np} \sin (\alpha + \theta) \text{ кг.}$$

Вертикальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_7 определяется по формуле на стр. 81.

Моменты на валу электромотора и тормоза определяются по формулам на стр. 83.

7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СТРЕЛОВОЕ УСТРОЙСТВО ПЛАВУЧИХ КРАНОВ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ГРУЗА И С ЖЕСТКОЙ ОТЯЖКОЙ ХОБОТА

Суммарное усилие S_T , возникающее в тяге стрелы: при подъеме стрелы

$$S_T = S_T^I + S_T^{II} + S_T^{III} + S_T^{IV} + S_T^{VI} + S_T^{VII} + S_T^{VIII} + S_f \text{ кг;}$$

при опускании стрелы S_T''

$$S_T = S_T^I + S_T^{II} + S_T^{III} + S_T^{IV} + S_T^{VI} + S_T^{VII} + S_T^{VIII} - S_f \text{ кг.}$$

Усилия S_T^I , S_T^{II} , S_T^{III} и S^{IV} определяются по формулам стр. 83.

Усилие от крена крана (см. рис. 44):

$$S_T^{VI} = \frac{(G_1 H_{10} + G_{cm} H_2 + G_x H_5 + G_2 H_4 + G_3 H_6) \sin \alpha + Q' H_3 \sin \alpha + G_\alpha H_6 + S_{om}^{VI} l_3}{l_2} \text{ кг.}$$

Здесь

$$G_\alpha = \frac{G_4 \sin \alpha H_9}{H_8} \text{ кг.}$$

Усилие в оттяжке хобота (см. рис. 42):

$$S_{om}^{VI} = \frac{(C_3 \sin \alpha + G_\alpha) b_3 - (G_x b_2 + Q' b) \sin \alpha}{l_6} \text{ кг.}$$

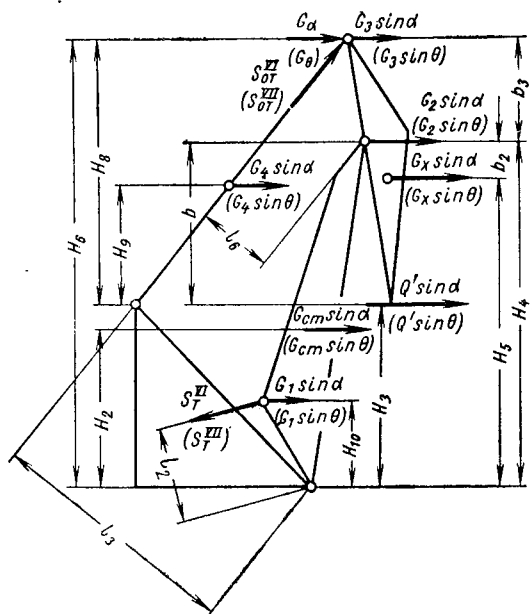


Рис. 44. Определение усилий в оттяжке хобота и стреловой тяге при крене крана

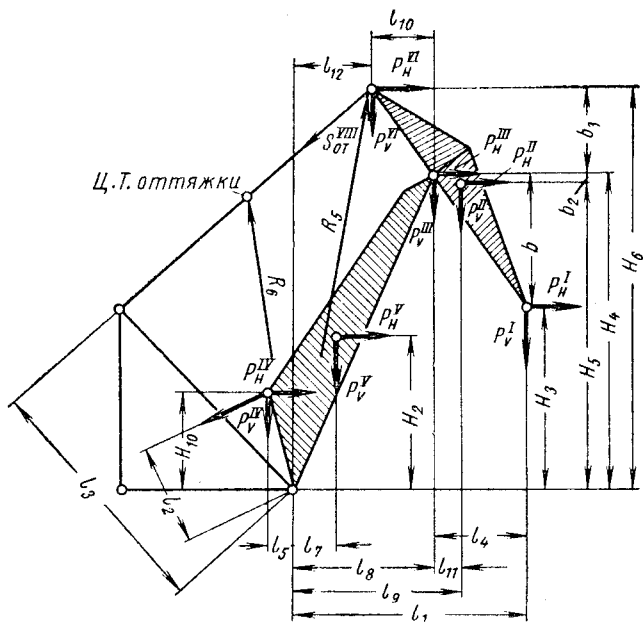


Рис. 45. Определение усилий в стреловой тяге и оттяжке хобота от понтона

Усилие в тяге стрелы от дополнительного крена крана, вызываемого качкой понтона (см. рис. 31 и 44):

$$S_T^{VII} = \frac{(G_1 H_{10} + G_{cm} H_2 + G_x H_5 + G_2 H_4 + G_3 H_6) \sin \theta + G_\theta H_6 + \theta' H_3 \sin \theta + S_{om}^{VII} l_3}{l_2} \text{ кг,}$$

где

$$G_\theta = \frac{G_4 H_9 \sin \theta}{H_8} \text{ кг.}$$

Усилие S_{om}^{VII} в оттяжке хобота (см. рис. 44):

$$S_{om}^{VII} = \frac{(G_3 \sin \theta + G_\theta) b_3 - (G_x b_2 + Q' b) \sin \theta}{l_6} \text{ кг.}$$

Усилие в стреловой тяге от сил инерции, действующих во время качки понтона (см. рис. 45):

$$S_T^{VIII} = \frac{P_n^I H_3 + P_v^I l_1 + P_n^{II} H_5 + P_v^{II} l_9 + P_n^{III} H_4 + P_v^{III} l_8 + P_n^{IV} H_{10} \pm P_v^{IV} l_5 + P_n^V H_2 + P_v^V l_7 + C_n^V H_6 + P_v^{VI} l_{12} - S_{om}^{VIII} l_3}{l_2} \text{ кг,}$$

где значения усилий $P_n^I, P_v^I, P_n^{II}, P_v^{II}, P_n^{III}, P_v^{III}, P_n^{IV}, P_v^{IV}, P_n^V, P_v^V$ определяются по формулам на стр. 91;

P_n^{VI} и P_v^{VI} — составляющие силы инерции механических деталей узла сочленения хобота с оттяжкой и металлоконструкции оттяжки, приведенной к этому узлу.

Усилия P_n^{VI} и P_v^{VI} определяются по формулам на стр. 91, причем в указанные формулы вместо G следует подставить $\left(G_3 + \frac{G_4 R_5^2}{R_6^2}\right)$, где $\frac{G_4 R_5^2}{R_6^2}$ — приведенный вес металлоконструкции оттяжки. Здесь R_5 и R_6 — соответственно радиусы качания центра тяжести узла сочленения хобота с оттяжкой и центра тяжести металлоконструкции оттяжки относительно центра тяжести водоизмещения понтона.

Усилие в оттяжке хобота от сил инерции, возникающих при качке понтона:

$$S_{om}^{III} = \frac{P_n^{VI} b_3 - P_v^{VI} l_{10} + P_v^{II} l_{11} - P_n^{II} b_2 + P_v^I l_4 - P_n^I b}{l_6} \text{ кг.}$$

Усилие S_f на преодоление сил трения, возникающих при изменении вылета стрелы (см. рис. 34).

Суммарная нагрузка на шарнир d_1 :

$$R_0 = \sqrt{R_2^2 + R_6^2} \text{ кг,}$$

где R_z — горизонтальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_1 ;

$$R_z = S_{om} \cos \psi - P_u \pm P_{u1} \pm W \pm P_\alpha \pm P_n + S_{ep} \cos \psi_1 - S_{ep} \sin \psi_2 \text{ кг.}$$

Величины P_u , P_{u1} , W и $\sin \psi$ определяются по формулам на стр. 85 и 88.

$$P_\alpha = (Q' + G_x + G_2 + G_3 + G_4') \sin (\alpha + \theta) \text{ кг};$$

$$P_n = P_n^I + P_n^{II} + P_n^{III} + P_n^{IV} \text{ кг.}$$

Вертикальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_1 :

$$R_\theta = S_{om} \sin \psi + G_2 + G_x + G_3 + G_4' + Q' \pm P_{u2} \pm P_v + S_{ep} \sin \psi_1 - S_{ep} \cos \psi_2 \text{ кг.}$$

Усилие P_{u2} определяется по формуле на стр. 88:

$$P_v = P_v^I + P_v^{II} + P_v^{III} + P_v^{IV} \text{ кг.}$$

Суммарная нагрузка на шарнир d_2 :

$$R_0 = \sqrt{R_n^2 + R_v^2} \text{ кг,}$$

где R_n — горизонтальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир;

$$R_n = S_T \cos \gamma + P_z - P_u^{IV} \pm P_u^{IV} \cos \gamma_1 \pm W_1 - P_n^{IV} - P_n^V - G_{cm} \sin (\alpha + \theta) \text{ кг};$$

R_v — вертикальная составляющая суммарной нагрузки на шарнир d_2 ;

$$R_v = R_\theta + G_1 + G_{cm} + P_u^{IV} \sin \gamma_1 \pm S_T \sin \gamma + P_v^{IV} + P_v^V.$$

Суммарное усилие в оттяжке хобота:

$$S_{om} = S_{om}^I \pm S_{om}^{II} - S_{om}^{III} \pm S_{om}^{IV} - S_{om}^{IV} \pm S_{om}^{VII} \pm S_{om}^{VIII} \text{ кг.}$$

Усилия S_{om}^I , S_{om}^{II} , S_{om}^{III} , S_{om}^{IV} , S_{om}^{VI} , S_{om}^{VII} , S_{om}^{VIII} определяются по формулам на стр. 83—85 и 89.

8. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СТРЕЛОВОГО УСТРОЙСТВА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТЕЙ

Средняя скорость горизонтального перемещения груза за время полного изменения вылета стрелы (рис. 46):

$$v_{cp} = \frac{L}{t_1} \text{ м/сек,}$$

-где L — горизонтальное расстояние между крайними положениями оси концевого блока хобота;

$$L = R_{\max} - R_{\min} \text{ м};$$

R_{\max} , R_{\min} — соответственно максимальный и минимальный вылеты стрелы от оси вращения крана;

t_1 — время полного изменения вылета стрелы в сек.

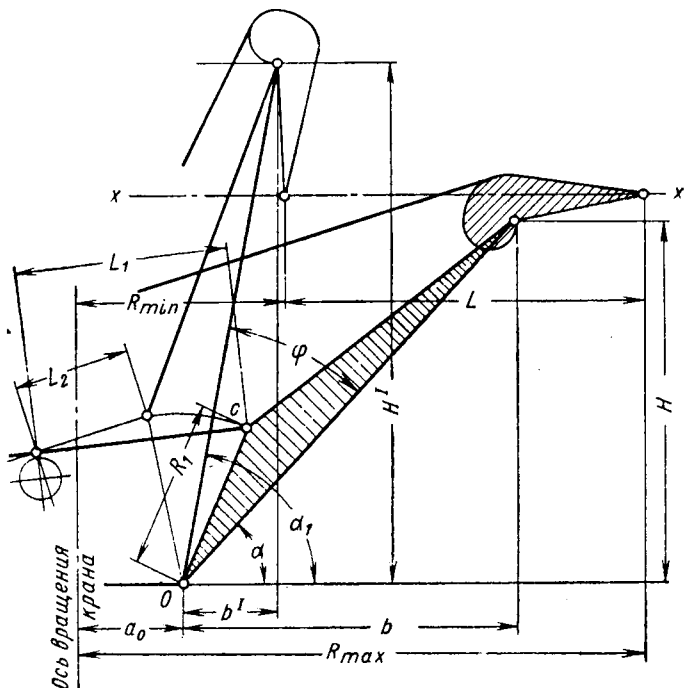


Рис. 46. Определение средней скорости горизонтального перемещения груза за время полного изменения вылета стрелы

При канатном приводе

$$t_1 = \frac{30i_n (L_1 - L_2)}{\pi r_b n_b} \text{ сек},$$

где $(L_1 - L_2)$ — рабочий ход полиспаста в м;

i_n — кратность полиспаста;

r_b — расчетный радиус навивки каната на барабан в м;

n_b — скорость вращения барабана в об/мин.

При секторном или кривошипном типе привода

$$t_1 = \frac{\Phi_{кр}}{6n_{кр}} \text{ сек},$$

где $\varphi_{кр}^\circ$ — угол (в град) качания сектора или кривошипа за время полного изменения вылета стрелы.

Для секторного привода угол $\varphi_{кр}^\circ$ обычно принимается в пределах 110—120°, а для кривошипного 160—170°; $n_{кр}$ — скорость вращения сектора или кривошипа в об/мин.

При реечном приводе (см. рис. 46)

$$t_1 = \frac{30(L_1 - L_2)}{\pi r_{ш} n_{ш}} \text{ сек},$$

где $(L_1 - L_2)$ — рабочий ход рейки в м;

$r_{ш}$ — радиус начальной окружности реечной шестерни в м;

$n_{ш}$ — скорость вращения шестерни в об/мин.

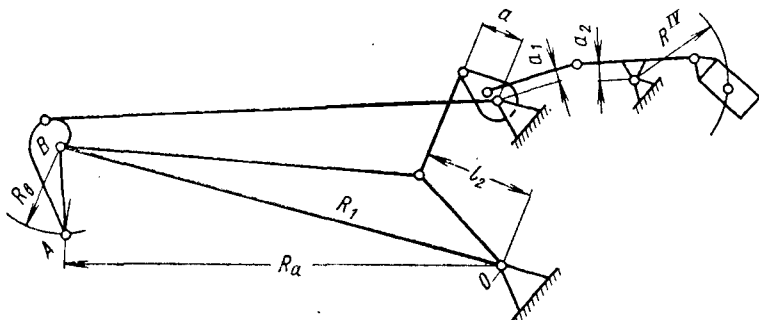


Рис. 47. Определение скорости горизонтального перемещения оси блока хобота при секторном приводе

Угол полного качания стрелы в град (см. рис. 46)

$$\varphi = \alpha_1 - \alpha;$$

α_1 — угол максимального отклонения стрелы от горизонтали;

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{H'}{b'};$$

α — угол минимального отклонения стрелы от горизонтали;

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{b}.$$

Скорость ($v_{зр}$) горизонтального перемещения оси концевой блока хобота (точка А) или груза для любого расчетного положения стрелы определяется графо-аналитическим методом.

Скорость горизонтального перемещения точки А хобота равна геометрической сумме окружных скоростей v_a и v_b одновременного вращения точки А хобота относительно оси качания стрелы (точки О) и оси качания хобота (точка В, см. рис. 47 и 48).

Для того чтобы определить горизонтальную скорость перемещения точки А хобота (груза), нужно:

1. Определить для заданного положения стрелы угловую скорость стрелы:

$$\omega_{cm} = \frac{\pi n}{30 i_{cm}} \text{ 1/сек};$$

$$\omega_{cm} = \frac{\omega_{кр}}{i_{cm}} \text{ 1/сек};$$

где n — скорость вращения сектора, вала кривошипа, шестерни или барабана в *об/мин*;

i_{cm} — передаточное число между осью качания стрелы и осью сектора, валом кривошипа, шестерней рейки или барабаном;

$\omega_{кр}$ — угловая скорость вращения сектора, кривошипа, шестерни или барабана.

При секторном приводе (см. рис. 47)

$$i_{cm} = \frac{l_2}{a}.$$

При кривошипном приводе (см. рис. 48 и 49)

$$i_{cm} = \frac{cl_2}{a'r}.$$

При приводе реечного или канатного типа (рис. 50)

$$i_{cm} = \frac{l_2}{r},$$

где r — расчетный радиус шестерни рейки или радиус навивки каната на барабан в *м*.

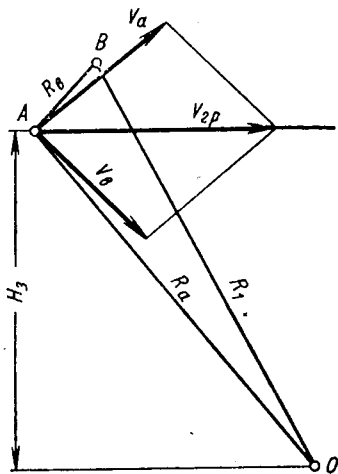


Рис. 48. Определение скорости горизонтального перемещения хобота

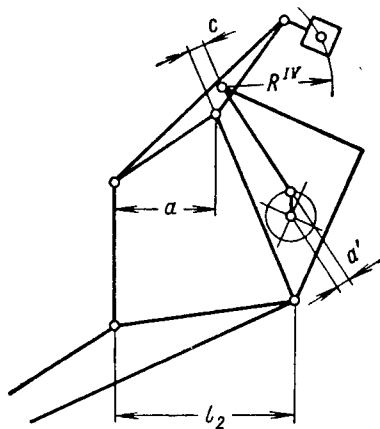


Рис. 49. Определение скорости горизонтального перемещения стрелы при кривошипном приводе

2. Определить окружную скорость v_a точки A хобота относительно оси качания стрелы (точка O , см. рис. 47 и 48):

$$v_a = \omega_{cm} R_a \text{ м/сек},$$

где R_a — мгновенный радиус вращения точки A в м.

3. Начертить в масштабе схему стрелы и хобота, полностью отвечающую заданному вылету стрелы.

Для построения схемы (см. рис. 48) следует пользоваться чертежом построения кривой хобота рассчитываемого крана.

4. Скорость горизонтального перемещения точки A хобота (груза) определяется графически посредством построения параллелограмма скоростей, как это указано на рис. 48. Для построения параллелограмма скоростей известны величина и направление скорости v_a ($v_a \perp R_a$), а также направление скоростей v_s ($v_s \perp R_s$) и v_{cp} (горизонтальное).

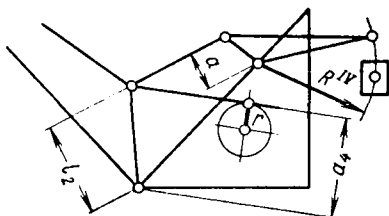


Рис. 50. Определение скорости горизонтального перемещения груза при приводе реечного или канатного типа

Определение ускорений, возникающих в периоды разгона и торможения механизма изменения вылета стрелы

Максимальное угловое ускорение (замедление), возникающее на валу электродвигателя или тормоза в периоды разгона и торможения:

$$\epsilon = \frac{M_{\max} - M_{cm}}{I_{np}} \text{ 1/сек}^2,$$

где M_{\max} — максимальный крутящий момент, передаваемый электродвигателем, или тормозной момент, развиваемый тормозом, в кг·м;

M_{cm} — приведенный к валу электродвигателя или тормоза крутящий момент, создаваемый нагрузками, действующими на стреловое устройство (в данном случае при любой комбинации нагрузок не следует учитывать инерционные нагрузки);

I_{np} — суммарный момент инерции стрелового устройства (с учетом ротора электродвигателя и всех звеньев механизма, а также груза), приведенный к валу электродвигателя или тормоза.

Максимальное угловое ускорение, сообщаемое стреле:

$$\epsilon_{cm} = \frac{\epsilon}{i_{мiст}} \text{ 1/сек}^2 \text{ или } \epsilon_{cm} = \frac{M_{\max} - M_{cm}}{I_{np} i_0} \text{ 1/сек}^2,$$

где i_m — передаточное число между валом электродвигателя (тормоза) и осью сектора или валом кривошипа, шестерней рейки и барабаном;

i_{cm} — определяется по формулам, приведенным на стр. 104;

$$i_0 = i_m i_{cm}.$$

Горизонтальное ускорение, сообщаемое точке A хобота (груза) в период разгона и торможения, может быть определено графо-аналитическим методом.

Горизонтальное ускорение точки A хобота (груза) j_{ep} в тех случаях, когда определена скорость горизонтального перемещения груза v_{ep} , может быть определено аналитически по формуле

$$j_{ep} = j_a \frac{v_{ep}}{v_a} \text{ м/сек}^2,$$

где j_a — ускорение, сообщаемое точке A хобота при вращении точки A относительно оси качания стрелы (точка O) (рис. 51);

$$j_a = \varepsilon_{cm} R_{1a} \text{ м/сек}^2;$$

v_a определяется по формуле, приведенной на стр. 105;

v_{ep} определяется графически (см. рис. 45 и 46).

Ускорение, сообщаемое оси головки стрелы (рис. 51):

$$j_1 = \varepsilon_{cm} R_1 \text{ м/сек}^2.$$

Ускорение центра тяжести металлоконструкции стрелы:

$$j_2 = \varepsilon_{cm} R_2 \text{ м/сек}^2.$$

Ускорение центра тяжести металлоконструкции хобота можно с достаточной для практики точностью принимать равным

$$j_x = \varepsilon_{cm} R_x \text{ м/сек}^2.$$

Точное значение j_x с учетом вращения хобота относительно головки стрелы определяется графически аналогично j_{ep} (рис. 52).

Ускорение оси сочленения хобота с оттяжкой (см. рис. 50).

Ускорение при вращении хобота относительно точки O :

$$j_3 = \varepsilon_{cm} R_4 \text{ м/сек}^2.$$

Ускорение при вращении хобота относительно точки B (см. рис. 50 и 51):

$$j'_3 = j_3 \frac{R_c}{R_b} \text{ м/сек}^2,$$

где j_3 — ускорение точки A хобота при вращении относительно точки B ;

$$j_b = j_{ep} \frac{b}{R_b} \text{ м/сек}^2.$$

Ускорение центра тяжести подвижного противовеса:

$$j_{np} = \varepsilon_{np} R^{IV} \text{ м/сек}^2,$$

где ε_{np} — угловое ускорение центра тяжести противовеса (см. рис. 46 и 48);

$$\varepsilon_{np} = \frac{\delta}{i_m i_{np}} \text{ 1/сек}^2$$

или

$$\varepsilon_{np} = \frac{M_{\max} - M_{cm}}{i j_{np}} \text{ 1/сек}^2;$$

здесь i — передаточное число между осью коромысла противовеса и осью сектора или валом кривошипа.

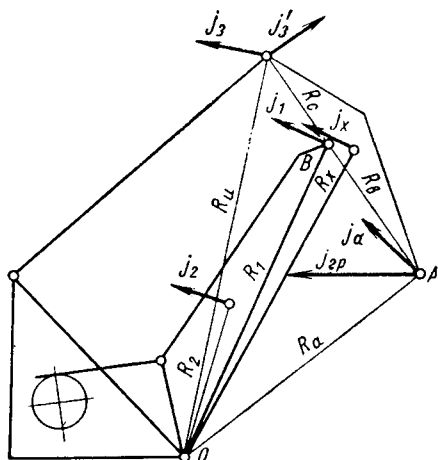


Рис. 51. Схема для определения ускорения хобота

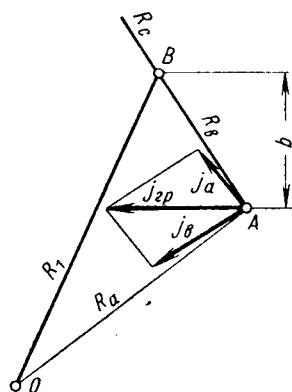


Рис. 52. Схема для определения ускорения оси хобота

При секторном приводе (см. рис. 47)

$$i_{np} = \frac{a_2}{a_1}.$$

При кривошипном приводе (см. рис. 49)

$$i_{np} = \frac{c}{a'}.$$

При речном и канатном приводе (см. рис. 50)

$$\varepsilon_{np} = \frac{\varepsilon_{cm} l_2}{a} \text{ 1/сек}^2,$$

где ε_{cm} определяется по формуле на стр. 105.

Определение момента инерции стрелового устройства, приведенного к валу электродвигателя

Суммарный момент инерции стрелового устройства:

$$I_{np} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_6 + I_7 + I_8 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2,$$

где I_1 — момент инерции ротора электродвигателя и механизма изменения вылета стрелы;

$$I_1 = \frac{(GD_{\partial s}^2 + GD_1^2) k}{4g} \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2;$$

$GD_{\partial s}^2$ — маховой момент электродвигателя в кгм^2 ;

GD_1^2 — маховой момент деталей, вращающихся на первом валу механизма, сочленяемом с валом электродвигателя, в кгм^2 ;

$k = 1,15$ — коэффициент, учитывающий момент инерции последующих звеньев механизма;

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести;

I_2 — момент инерции поступательно движущегося груза;

$$I_2 = \frac{375Q' v_{\partial p}^2}{4gn_{\partial s}^2 \eta_0} \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2;$$

Q' — определяется по формуле на стр. 63;

$v_{\partial p}$ — скорость горизонтального перемещения груза в м/сек , определяется графически;

$n_{\partial s}$ — число оборотов двигателя в минуту;

η_0 — к. п. д. стрелового устройства;

I_3 — момент инерции металлоконструкции стрелы (рис. 53);

$$I_3 = \frac{G'_{cm} z_1^2 + G''_{cm} z_2^2 + G'''_{cm} z_3^2}{i_m^2 i_{cm}^2 g \eta_0} \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2;$$

G'_{cm} , G''_{cm} и G'''_{cm} — соответственно вес секций металлоконструкции стрелы;

I_4 — момент инерции металлоконструкции хобота;

$$I_4 = \frac{G_x R_1^2}{g i_m^2 i_{cm}^2 \eta_0} \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2;$$

I_5 — момент инерции механических деталей, расположенных на оси головки стрелы;

$$I_5 = \frac{G_2 R_1^2}{g i_m^2 i_{cm}^2 \eta_0} \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2;$$

I_6 — момент инерции механических деталей и части стреловой тяги, отнесенной к оси сочленения стреловой тяги со стрелой;

$$I_6 = \frac{G_1 R_5^2}{g i_m'^2 i_{cm}^2 \eta_0} \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2;$$

I_7 — момент инерции механических деталей и части стреловой тяги, отнесенной к оси сочленения стреловой тяги с коромыслом;

$$I_7 = \frac{G_5 R_6^2}{g i_m'^2 i_{np}^2 \eta_0} \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2;$$

I_8 — момент инерции подвижного противовеса, включая вес коромысла, приведенный к центру тяжести противовеса;

$$I_8 = \frac{G_{np} R_4^2}{g i_m'^2 i_{np}^2 \eta_0} \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2.$$

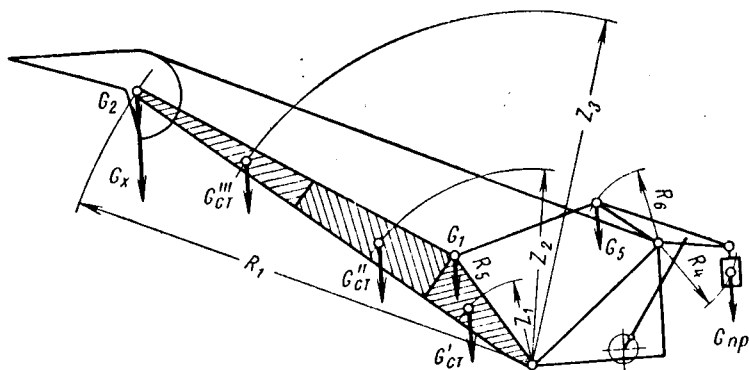


Рис. 53. Определение момента инерции металлоконструкции стрелы

9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЭЛЕМЕНТЫ СТРЕЛОВОГО УСТРОЙСТВА КРАНОВ, ОБОРУДОВАННЫХ ОБЫЧНОЙ СТРЕЛОЙ (рис. 54)

Наземные краны

Усилие, возникающее в полиспасте подъема стрелы при совмещении операций подъема груза с вращением крана (рис. 52) (потерями в шарнире крепления стрелы ввиду их малости пренебрегаем):

$$S = S^I + S^{II} + S^{III} + S^{IV} - S^V \text{ кг.}$$

Усилие S' в стреловом полиспасте от статических нагрузок и силы инерции груза равно:

$$S' = \frac{1}{b} [(Q' + Q_u) a_2 + G' a_1] \text{ кг};$$

Q' — вес груза и грузозахватного устройства;

P_u — сила инерции груза и грузозахватного устройства, возникающая в периоды разгона и торможения механизма подъема груза;

$a_2 = R - a$ — расстояние по горизонтали от оси крепления стрелы до центра тяжести груза;

R — вылет стрелы от оси вращения крана в м;

a — расстояние по горизонтали от оси вращения крана до оси крепления стрелы в м;

a_1 — расстояние по горизонтали от центра тяжести стрелы до оси ее крепления;

$$a_1 = L_1 \cos \beta \text{ м}; \quad \cos \beta = \frac{a_2}{L} \text{ м};$$

L_1 — расстояние по оси стрелы от центра тяжести стрелы до оси ее крепления в м;

L — длина стрелы в м; или $a_1 = \frac{R - a}{2}$ в том случае, если центр тяжести стрелы находится по середине длины стрелы;

b — плечо действия усилия относительно оси опоры стрелы, определяется по чертежу, схеме стрелового устройства или аналитически по формуле на стр. 115.

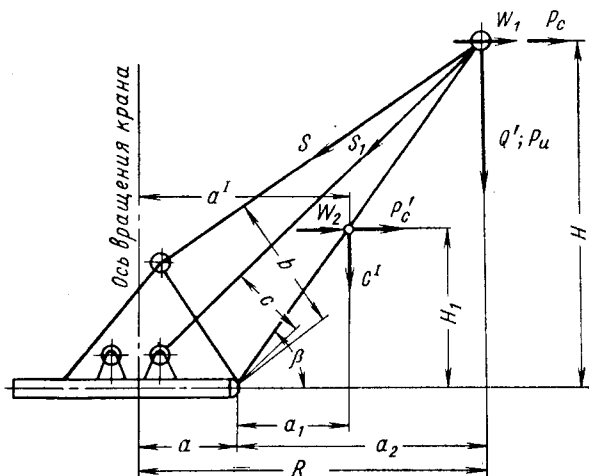


Рис. 54. Усилия в полиспасте подъема стрелы

Усилие S^{II} в стреловом полиспасте от ветровой нагрузки:

$$S^{II} = \frac{1}{b} (W_1 H + W_2 H_1) \text{ кг,}$$

где W_1 и W_2 — давление ветра на подветренные площади груза и стрелы;

$$H = L \sin \beta \text{ м;}$$

$$H_1 = L_2 \sin \beta \text{ м.}$$

Усилие S^{III} в стреловом полиспасте от крена крана:

$$S^{III} = \frac{1}{b} (Q'H + G'H_1) \sin \alpha \text{ кг;}$$

α — угол уклона рабочей площадки с учетом просадки грунта под опорами крана (или крена понтона плавучего крана).

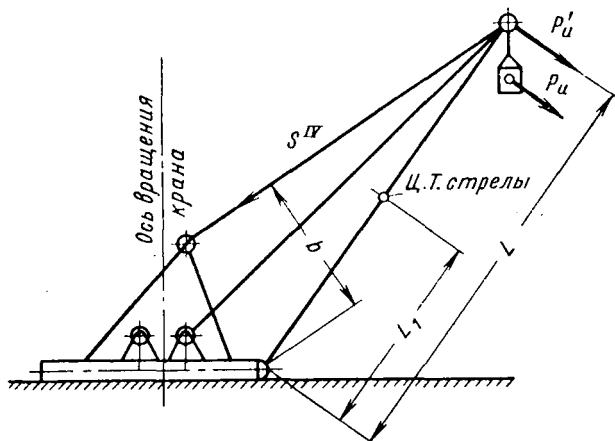


Рис. 55. Усилие в полиспасте подъема стрелы при подъеме стрелы с грузом

Усилие S^{IV} в стреловом полиспасте от центробежных сил:

$$S^{IV} = \frac{1}{b} (P_c H + P'_c H_1) \text{ кг,}$$

где $P_c = \frac{Q'Rn^2}{900 - n^2 H}$ — центробежная сила груза;

$P_c = \frac{G'}{900} n^2 a_1$ — центробежная сила стрелы;

n — скорость вращения поворотной платформы крана в об/мин;

H_c — длина подвески груза, принимается равной высоте подъема груза в м.

Усилие S^V в стреловом полиспасте от натяжения в грузовом канате:

$$S^V = S_1 \frac{c}{b} \text{ кг};$$

S_1 — расчетное усилие каната подъема груза в кг;
 c — плечо усилия S_1 относительно оси крепления стрелы в м;
 определяется по чертежу, схеме стрелового устройства или аналитически по формуле на стр. 116.

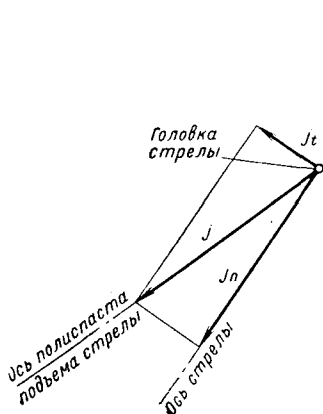


Рис. 56. Определение ускорения, сообщаемого головке стрелы стреловым полиспастом

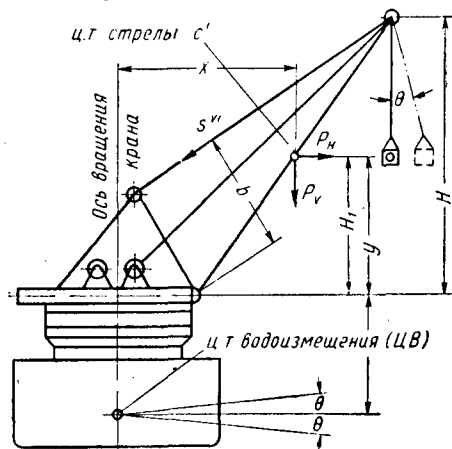


Рис. 57. Усилия в полиспасте подъема стрелы при совмещении операций подъема груза с вращением крана

Усилие в полиспасте подъема стрелы при подъеме стрелы с грузом (рис. 54 и 55):

$$S_n = S^I + S^{II} + S^{III} + S_1^{IV} - S^V \text{ кг},$$

где S^I — усилие в стреловом полиспасте от статических нагрузок;

$$S^I = \frac{1}{b} (Q'a_2 + G'a_1) \text{ кг};$$

S_1^{IV} — усилие в стреловом полиспасте от сил инерции груза, грузозахватного устройства и стрелы;

$$S_1^{IV} = \frac{P'_u L}{b} \text{ кг};$$

P'_u — сила инерции груза, грузозахватного устройства и стрелы, возникающая в периоды разгона и торможения стрелового механизма;

$$P'_u = \left(Q' + \frac{G' L_1^2}{L^2} \right) \frac{j_t}{g}$$

(в данном случае принято, что груз находится в верхнем положении у головки стрелы);

j_t — касательное ускорение, сообщаемое головке стрелы стреловым полиспастом; определяется графическим методом (рис. 56);

$\frac{G'L_1^2}{L^2}$ — вес стрелы, приведенной к его головке;

j — ускорение, сообщаемое головке стрелы в периоды разгона или торможения;

$$j = \frac{\varepsilon R_6}{i_m i_n} \text{ м/сек}^2,$$

здесь ε — угловое ускорение вала электродвигателя или вала фрикционной муфты включения или тормоза стрелового механизма в $1/\text{сек}^2$;

R_6 — радиус барабана стрелового каната в m ;

i_m — передаточное число механизма;

i_n — передаточное число полиспаста.

Плавучие краны

Усилие в полиспасте подъема стрелы при совмещении операций подъема груза с вращением крана (см. рис. 53 и 57):

$$S = S^I + S^{II} + S^{III} + S^{IV} - S^V + S^{VI} + S^{VII} \text{ кг},$$

где усилия $S^I, S^{II}, S^{III}, S^{IV}, S^V$ определяются по формулам, приведенным на стр. 110—111;

S^{VI} — усилие в стреловом полиспасте от сил инерции, возникающих во время качки понтона;

$$S^{VI} = \frac{1}{b} (P_n H_1 + P_v \alpha) \text{ кг};$$

x и y — координаты центра тяжести стрелы относительно центра тяжести водоизмещения понтона в m ;

P_n и P_v — составляющие силы инерции стрелы при качке понтона; определяются по формулам, приведенным на стр. 91—93;

S^{VII} — усилие в стреловом полиспасте от крена понтона, вызываемого качкой;

$$S^{VII} = \frac{1}{b} (Q'H + G'H) \sin \theta \text{ кг};$$

θ — угол бортовой качки понтона; принимается по техническому заданию на проектирование крана.

Усилие в стреловом полиспасте при подъеме стрелы с грузом (совмещение операций исключается):

$$S_n = S^I + S^{II} + S^{III} + S_1^{IV} - S^V + S^{VI} + S^{VII} \text{ кг}$$

(расчетные формулы см. на стр. 110—111 и 113).

Общие данные для расчета стреловой лебедки кранов, оборудованных обычной стрелой

Расчетный крутящий момент на валу барабана:

$$M = \frac{S_p}{\eta_n} \left[\frac{D}{2} + (n - 0,5) d_k \right] \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где η_n — к. п. д. полиспаста подъема стрелы;

D — диаметр барабана механизма подъема стрелы в m ;

n — количество слоев каната (навиваемого на барабан) соответствующее расчетному значению;

d_k — диаметр каната подъема стрелы в m ;

S_p — расчетное усилие в канате подъема стрелы в $кг$;

$$S_p = \frac{S}{i_n} \text{ кг};$$

$$S_p = \frac{S_n}{i_n} \text{ кг}.$$

При определении запаса прочности каната принимается наибольшее значение S_p .

Крутящий момент, приведенный к валу электродвигателя:

$$M_1 = M \frac{1}{i_m \eta_m} \text{ кг}.$$

При определении момента M_1 для расчета мощности электродвигателя не следует учитывать сил инерции, возникающих при подъеме или опускании стрелы.

Расчетный крутящий момент на тормозном валу:

$$M_T = k S_p \frac{\eta_T}{i_T} \left[\frac{D}{2} + (n - 0,5) d_k \right] \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где k — коэффициент запаса тормозного момента (см. стр. 76);

η_T — к. п. д. механизма подъема стрелы (включая полиспаст).

В данном случае не учитываются силы инерции при подъеме и опускании стрелы.

Тормозной момент, кроме того, должен быть определен из условия обеспечения удержания стрелы при действии ветра нерабочего состояния. Запас торможения в этом случае должен быть не менее 1,4.

Длина каната, навиваемого на барабан при подъеме стрелы из положения максимального вылета в положение минимального вылета:

$$L_{\kappa} = (x_{\max} - x_{\min}) i_n \text{ м,}$$

где x_{\max} , x_{\min} — максимальное и минимальное расстояния между осью блоков двуноги и осью крепления стрелового полиспаста к стреле.

Время подъема стрелы из положения максимального вылета в положение минимального вылета стрелы:

$$t = \frac{L_{\kappa}}{v} \text{ сек,}$$

где v — скорость навивки каната на барабан в м/сек.

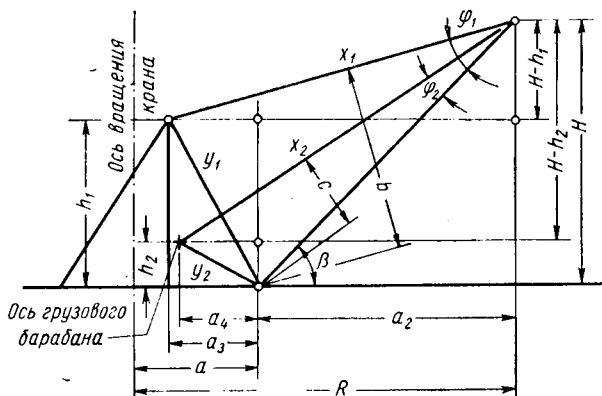


Рис. 58. Определение плеча действия усилий относительно оси опоры стрелы

Необходимая скорость навивки каната на барабан при заданном времени на полное изменение вылета стрелы:

$$v = \frac{L_{\kappa}}{t_{\text{зад}}} \text{ м/сек,}$$

где $t_{\text{зад}}$ — заданное время изменения вылета стрелы в сек.

Аналитическое определение плеча b действия усилия S и плеча c действия усилия S_1 относительно оси опоры стрелы (см. рис. 53 и 58):

$$b = L \sin \varphi_1 \text{ м,}$$

где φ_1 — угол, составляемый пересечением продольных осей полиспаста стрелы и стрелы; определяется из уравнения

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2} = \sqrt{\frac{(x_1 + y_1 - L)(L + y_1 - x_1)}{(L + y_1 + x_1)(L + x_1 - y_1)}}; \quad y = \sqrt{a_3^2 + h_1^2} \text{ м;}$$

L — длина стрелы в m ;

a_3 — расстояние от оси блоков портала до оси крепления стрелы по горизонтали в m ;

h_1 — расстояние от оси крепления стрелы до оси блоков портала по вертикали в m ;

$$x_1 \sqrt{(a_2 + a_3)^2 + (H - h_1)^2} \text{ м};$$

x_1 — расстояние (по оси полиспаста подъема стрелы) от оси блоков портала до оси блоков головки стрелы в m ;

$$c = L \sin \varphi_2 \text{ м};$$

где φ_2 — угол, составляемый пересечением продольных осей грузового каната и стрелы;

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} = \sqrt{\frac{(L + y_2 - x_2)(x_2 + y_2 - L)}{(L + x_2 + y_2)(L + x_2 - y_2)}}; \quad y_2 = \sqrt{a_4^2 + h^2} \text{ м};$$

$$x_2 = \sqrt{(a_2 + a_4)^2 + (H - h_2)^2} \text{ м};$$

x_2 — расстояние (по оси грузового каната) от оси грузового барабана до оси блоков головки стрелы.

ГЛАВА VIII

УСТОЙЧИВОСТЬ СТРЕЛОВЫХ КРАНОВ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

По правилам Госгортехнадзора СССР все передвижные стреловые краны (железнодорожного типа, гусеничные, автомобильные, порталные, башенные и пр.) должны быть построены с надлежащей устойчивостью, гарантирующей их от опрокидывания.

Ниже приводится методика расчета устойчивости стреловых кранов, разработанная ВНИИПТМАШем в соответствии с правилами Госгортехнадзора, детально учитывающая действие различных нагрузок (инерционных сил, времени разгона и торможения, касательных сил инерции, центробежных и т. д.).

При расчете как грузовой, так и собственной устойчивости крана баки для топлива и воды, бункера для топлива, а также паровой котел следует принимать предельно заполненными, если от их расположения зависит устойчивость крана; в противном случае их следует считать пустыми, за исключением парового котла, в котором уровень воды принимать наименьшим. При расчете устойчивости не следует учитывать действие рельсовых захватов.

2. РАСЧЕТ ГРУЗОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

Коэффициент устойчивости в сторону подъема груза или коэффициента грузовой устойчивости, т. е. отношение момента относительно ребра (линии) опрокидывания создаваемого от веса всех частей крана, с учетом всех дополнительных нагрузок (ветра, инерционных сил и влияния наибольшего допустимого уклона пути) к моменту, создаваемому рабочим грузом, относительно того же ребра должен быть не менее 1,15.

Коэффициент грузовой устойчивости при действии лишь одной предельной рабочей нагрузки (без учета всех дополнительных нагрузок) должен быть не менее 1,4.

Проверка устойчивости крана должна быть произведена для обоих расчетных случаев. В первую очередь следует произвести расчет грузовой устойчивости крана с учетом всех действующих нагрузок, а затем составить проверочный расчет устойчивости

крана при действии одной предельной рабочей нагрузки, соответствующей вылету стрелы.

При стечении всех неблагоприятных условий на кран действуют в плоскости подъема груза следующие нагрузки (рис. 59):

Q — вес поднимаемого груза в кг;

q — вес крюковой обоймы (или какого-либо другого грузозахватного устройства) в кг;

G' — вес стрелы в кг;

P_u — сила инерции массы груза, возникающая в периоды пуска и торможения механизма подъема груза, в кг;

P_c — центробежные силы груза, возникающие при вращении крана, в кг;

G_n — вес поворотной части крана в кг;

W_1, W_2, W_3 — соответственно давление ветра на подветренную площадь груза, стрелы и крана (без стрелы) в кг.

Коэффициент грузовой устойчивости крана с учетом всех дополнительных нагрузок:

$$k = \frac{M_e - M_{cm} - M_{кр} - M_u - M_c - M'_c - M_{вет}}{M_{зр}} \geq 1,15,$$

где $M_{зр}$ — опрокидывающий момент, создаваемый грузом;

$$M_{зр} = Q(R - l_1) \text{ кг} \cdot \text{м};$$

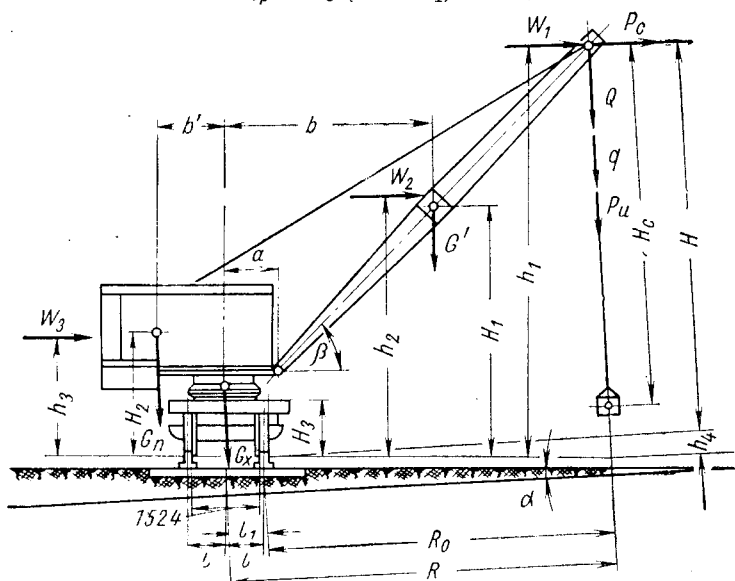


Рис. 59. Нагрузки, действующие на кран в плоскости подъема груза

R — вылет стрелы, замеренный по горизонтали от оси вращения крана до оси симметрии грузозахватного приспособления, в m ;

M_{cm} — опрокидывающий момент, создаваемый весом стрелы.

В уравнении $l_1 = l \cos \alpha$, но так как значение угла α для устойчивости по нормам Госгортехнадзора принимается равным 3° , а $\cos 3^\circ$ практически равен единице ($\cos 3^\circ = 0,99863$), то вместо l_1 вполне допустимо подставлять в это уравнение значение l .

В общем виде (для любого положения центра тяжести стрелы) выражение M_{cm} имеет следующий вид:

$$M_{cm} = G' (b-l) \text{ кг}\cdot\text{м}.$$

Если центр тяжести стрелы находится по середине ее длины, то выражение M_{cm} имеет вид

$$M_{cm} = \frac{G'}{2} (2a + R - 2l) \text{ кг}\cdot\text{м},$$

$M_{кр}$ — опрокидывающий момент, создаваемый грузозахватным устройством;

$$M_{кр} = q (R-l) \text{ кг}\cdot\text{м};$$

M_u — опрокидывающий момент, создаваемый силой инерции груза и грузозахватного приспособления;

$$M_u = P_u (R-l) \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где P_u — сила инерции груза;

$$P_u = \frac{Q+q}{g} \cdot \frac{v_{он}}{t} \text{ кг};$$

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести;

$v_{он}$ — скорость опускания груза (при свободном опускании груза скорость опускания груза принимается равной $1,5v$ скорости подъема груза);

t — время разгона или торможения механизма подъема груза в сек , полученное соответствующим расчетом механизма с учетом особенностей привода, действительной характеристики тормозного устройства или фрикционной муфты;

M_c — опрокидывающий момент, создаваемый центробежными силами груза;

$$M_c = P_c H \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где P_c — центробежная сила груза;

$$P_c = \frac{(Q+q) R n^2}{900 - H_c n^2} \text{ кг},$$

где H_c — длина подвески груза, принимаемая равной высоте подъема груза, в м;

n — число оборотов поворотной платформы крана в минуту.

Эта формула дает удовлетворительные результаты при $n \leq 3$ об/мин и длине подвески груза $H_c \leq 40$ м.

Опрокидывающий момент M_c , создаваемый центробежными силами стрелы с учетом восстанавливающего момента, создаваемого центробежными силами поворотной платформы, определяем из выражения

$$M'_c = \frac{G'n^2b}{900} H_1 - \frac{G_n n^2 b'}{900} H_2 \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где b — расстояние от центра тяжести стрелы до оси вращения крана в м;

b' — расстояние от центра тяжести поворотной платформы до оси вращения крана в м;

H_1 и H_2 — расстояния от опорной плоскости до центра тяжести стрелы и до центра тяжести поворотной платформы в м;

$M_{вет}$ — суммарный опрокидывающий момент, создаваемый ветром;

$$M_{вет} = W_1 h_1 + W_2 h_2 + W_3 h_3 \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где h_1 — расстояние от опорной плоскости крана до оси головки стрелы в м;

h_2 — расстояние от опорной плоскости крана до точки приложения равнодействующей силы давления ветра на стреле в м. Точку приложения силы давления ветра допустимо принимать по середине стрелы;

h_3 — расстояние от опорной плоскости крана до точки приложения равнодействующей силы давления ветра на кабину в м.

Сила давления ветра на подветренную площадь груза определяется:

$$W_1 = F_{зр} P_в \text{ кг},$$

где $P_в$ — сила давления ветра в $\text{кг}/\text{м}^2$ — принимается по ГОСТу 1451—65;

$F_{зр}$ — подветренная площадь груза, определяемая по фактической контуре грузов, для работы с которыми предназначен кран.

Для предварительных определений подветренной площади груза в зависимости от его величины можно пользоваться данными, приведенными в гл. I «Внешние нагрузки».

Принято, что сила давления ветра направлена параллельно опорной плоскости крана.

Сила давления ветра на подветренную площадь стрелы

$$W_2 = F_{\text{стр}} P_v \text{ кг};$$

определяется в соответствии с ГОСТом 1451—65.

Восстанавливающий момент крана M_0 на горизонтальной площадке находим из формулы

$$M_0 = G_n (b' + l) + G_x l \text{ кг}\cdot\text{м};$$

на площадке с уклоном

$$M_0 = G_n (l + b' - H_2 \sin \alpha) + G_x (l - H_3 \sin \alpha) \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где H_2 , H_3 — расстояния от опорной поверхности до центра тяжести поворотной части крана и ходовой части крана в м.

В формуле $\cos \alpha$ принят равным единице.

Коэффициент устойчивости крана без учета дополнительных нагрузок определяется из неравенства

$$k_1 = \frac{M_0 - M_{\text{см}} - M_{\text{кр}}}{M_{\text{зр}}} \geq 1,4.$$

В тех случаях, когда кран используют для перемещения с грузом на крюке, и если возможно совмещение операций (подъем груза, вращение поворотной платформы и передвижение крана), то дополнительно проверяется грузовая устойчивость в направлении движения крана (продольная ось ходовой тележки). При указанной проверке, кроме нагрузок, указанных в формуле выше, должен быть учтен опрокидывающий момент от сил инерции, возникающих в периоды разгона и торможения механизма передвижения крана.

Опрокидывающий момент M_u определяется по формуле

$$M_u = P_u^I H + P_u^{II} H_1 + P_u^{III} H_2 + P_u^{IV} H_3 \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где P_u^I — сила инерции груза и грузозахватного устройства;

$$P_u^I = \frac{Q + g}{g} \cdot \frac{v_k}{t_1} \text{ кг};$$

v_k — скорость передвижения крана в м/сек;

t_1 — время разгона или торможения механизма передвижения крана в сек;

P_u^{II} — сила инерции стрелы;

$$P_u^{II} = \frac{G'}{g} \cdot \frac{v_k}{t_1} \text{ кг};$$

P_u^{III} — сила инерции поворотной части крана;

$$P_u^{III} = \frac{G_n}{g} \cdot \frac{v_k}{t_1} \text{ кг};$$

P_u^{IV} — сила инерции ходовой части крана;

$$P_u^{IV} = \frac{G_x}{g} \cdot \frac{v_x}{t_1} \text{ кг};$$

при этом коэффициент грузовой устойчивости также должен быть $k \geq 1,15$.

3. РАСЧЕТ СОБСТВЕННОЙ УСТОЙЧИВОСТИ СТРЕЛОВЫХ ПЕРЕДВИЖНЫХ КРАНОВ

Коэффициентом собственной устойчивости крана называется отношение момента, создаваемого весом крана, к моменту опрокидывания, создаваемого ветром, с учетом влияния наибольшего

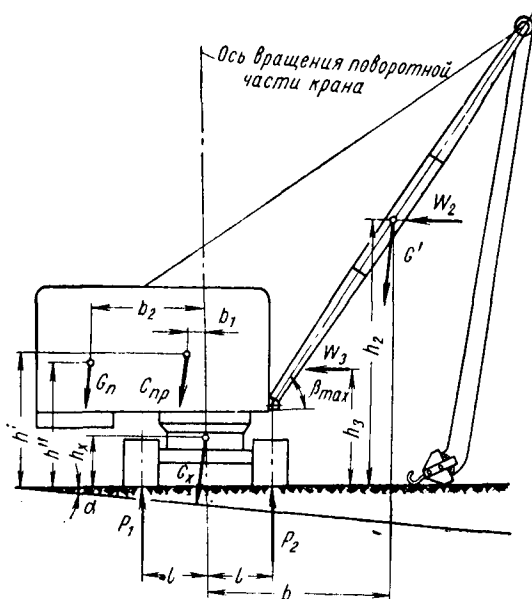


Рис. 60. Схема нагрузки при определении собственной устойчивости крана

допустимого уклона пути. Согласно Правилам Госгортехнадзора СССР коэффициент собственной устойчивости должен быть не менее 1,15. Рекомендуется проверять, чтобы равнодействующая всех сил, действующих на кран при расчете собственной его устойчивости, находилась внутри опорного контура на расстоянии от ребра опрокидывания, расположенного в сторону, противоположную стреле, не менее 0,15 минимального расстояния между опорными точками контура.

При определении коэффициента собственной устойчивости крана стрела принимается установленной в положение, соответ-

ствующее наименьшему вылету, и перпендикулярно ребру опрокидывания; имеющиеся на кране аутригеры, стабилизаторы, рельсовые захваты и другие подобные им устройства не должны учитываться.

Коэффициент собственной устойчивости крана определяется следующим отношением:

$$k_1 = \frac{M_s}{M_{opr}} \geq 1,15,$$

где M_{opr} — опрокидывающий момент, создаваемый давлением ветра на подветренные площади стрелы и крана (рис. 60);

$$M_{opr} = W_2 h_2 + W_3 h_3 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

M_s — восстанавливающий момент, создаваемый весом крана;

$$M_s = G_{np} (l - b_1 - h' \sin \alpha) - G_l (b_2 - l + h'' \sin \alpha) + G_x (l - h_x \sin \alpha) + G' (b + l - h_2 \sin \alpha) \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где G_l — вес узлов вращающейся части крана, центры тяжести которых расположены слева от ребра опрокидывания, в кг;

G_{np} — вес узлов вращающейся части крана, центры тяжести которых расположены справа от ребра опрокидывания, в кг;

b_2 — расстояние от оси вращения крана до центра тяжести узлов крана, расположенных слева от ребра опрокидывания, в м;

h'' — расстояние от опорной плоскости до центра тяжести узлов крана, расположенных слева от ребра опрокидывания, в м;

h_2 и h_3 — расстояния от опорной плоскости до точки приложения равнодействующей соответствующего ветрового давления в м;

α — угол уклона рабочей площадки;

b_1 — расстояние от оси вращения крана до центра тяжести узлов, расположенных справа от ребра опрокидывания, в м;

h' и h_x — расстояния от опорной плоскости до центра тяжести узлов, расположенных справа от ребра опрокидывания, в м.

У кранов, по условиям эксплуатации которых требуется опускание ненагруженной стрелы в горизонтальное положение, должна быть обеспечена устойчивость при горизонтальном положении стрелы.

4. РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ СТРЕЛОВЫХ ПЕРЕДВИЖНЫХ КРАНОВ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ КАСАТЕЛЬНЫХ СИЛ ИНЕРЦИИ ГРУЗА

В целях исключения возможности опрокидывания стреловых кранов, особенно оборудованных удлиненными стрелами, под действием касательных сил инерции, возникающих в процессе разгона и торможения поворотной части крана, необходимо проверять устойчивость этих кранов при различных положениях стрелы.

Коэффициент устойчивости крана определяется следующей зависимостью:

$$k = \frac{M_s}{M_t + M_a + M_{вем}} \geq 1,15,$$

где M_s — восстанавливающий момент крана (рис. 61);

$$M_s = (Q + G + G_{cm} + q) l \text{ кг} \cdot \text{м};$$

G — вес крана без стрелы в кг;

M_t — опрокидывающий момент, создаваемый касательной силой инерции груза и крюковой обоймы;

$$M_t = P_t h \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где P_t — касательная сила инерции груза и крюковой обоймы (см. рис. 59 и 61);

Рис. 61. Схема нагрузок к расчету устойчивости стрелового крана на действие касательной силы инерции

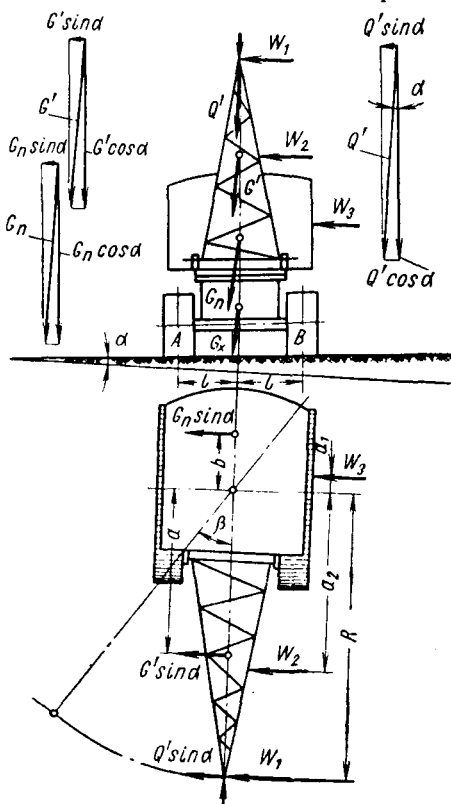
$$P_t = \frac{Q + q}{g} \cdot \frac{v}{t} \text{ кг},$$

где v — скорость вращения груза при разгоне поворотной части крана, определяется по формуле

$$v = \frac{\pi R n}{30} \text{ м/сек},$$

а при торможении — по формуле

$$v_c = \frac{\pi R_c n}{30} \text{ м/сек},$$



где R_c — радиус вращения груза, создающийся под влиянием центробежных сил груза;

$$R_c = \frac{900R}{900 - H_c n^2} \text{ м};$$

t — время разгона или торможения механизма вращения крана в *сек.*

Величину t необходимо определить в соответствии со следующими указаниями:

а) время разгона и торможения определяется соответствующим расчетом механизма с учетом действительной характеристики электропривода, фрикционной муфты включения или муфты предельного момента, а также тормоза;

б) при определении тормозного момента или крутящего момента, передаваемого фрикционной муфтой включения, следует принимать усилие на педали тормоза равным 30 кг и на рукояти 25 кг.

M_α — опрокидывающий момент, создаваемый составляющими веса груза крюковой обоймы, стрелы, поворотной платформы и ходовой части крана;

$$M_\alpha = (Q + q) h_1 \sin \alpha + G_{стр} h_2 \sin \alpha + G h_3 \sin \alpha \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$M_{вет}$ — опрокидывающий момент, создаваемый давлением ветра на груз, стрелу и кабину крана;

$$M_{вет} = W_1 h_1 + W_2 h_2 + W_3 h_3 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

W_1 , W_2 и W_3 — сила давления ветра на подветренные плоскости груза, стрелы и крана.

ГЛАВА IX

РУЧНОЙ ПРИВОД И РУЧНОЕ УПРАВЛЕНИЕ МЕХАНИЗМАМИ

1. РУЧНОЙ ПРИВОД

В ручных приводах лебедок, домкратов и тому подобных механизмов при определении рабочих крутящих моментов максимальное расчетное усилие рабочего принимается в зависимости от продолжительности работы и не выше следующих величин:

а) при длительной работе: на рукоятке 10 кг и на тяговой цепи 16 кг;

б) при кратковременной работе (продолжительностью не более 5 мин): на рукоятке 16 кг и на тяговой цепи 30 кг.

При проверке рукояток, педалей и элементов ручного привода на прочность расчет ведется на возможное случайно прилагаемое усилие, равное 80 кг. При ручном механизме с тяговой цепью это расчетное усилие принимается равным 120 кг. В этих случаях запасы прочности относительно предела текучести для деталей всех механизмов принимаются согласно указаниям гл. II «Выбор запасов прочности и допускаемых напряжений» для расчетной комбинации нагрузок Б.

При расчете ручного привода рекомендуется принимать следующие размеры:

а) плечо (радиус) вращения рукояток должно быть не более 400 мм;

б) центр вращения рукоятки располагается на высоте 900—1100 мм от уровня пола;

в) ручка рукоятки принимается длиной 300—350 мм при работе одного рабочего; в случае одновременной совместной работы двух рабочих на одной рукоятке длина ручки принимается 450—500 мм.

Плечи приводных рукояток домкратов принимаются в пределах 200—250 мм при высоте вращения их от уровня опорной поверхности домкрата около 500 мм. При качающейся рукоятке домкрата длину рукоятки принимают не более 800 мм.

Средняя рабочая скорость движения руки рабочего $v_{\text{раб}}$ при ручном приводе не должна превосходить:

- а) на рукоятке 1 м/сек (60 м/мин);
 б) на тяговой цепи 0,6 м/сек (36 м/мин).

При совместной работе нескольких человек следует учесть неодновременность приложения их усилий коэффициентом φ , уменьшающим величину расчетного усилия: для двух человек $\varphi = 0,8$, для четырех $\varphi = 0,7$.

Момент на входном (входном) валу механизма с ручным приводом определяется:

$$M_p = t\varphi Pl \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где t — число рабочих;

P — усилие рабочего в кг;

l — плечо рукоятки (радиус цепного колеса) в м.

Момент на выходном валу

$$M_o = M_p i \eta \text{ кг}\cdot\text{м},$$

где i — передаточное число между входным и выходным валами лебедки;

η — к. п. д. всех элементов привода.

Скорость подъема груза определяется по формуле

$$v_{\text{гр}} = \frac{v_{\text{раб}} D_0}{2ail} \text{ м/мин},$$

где $v_{\text{раб}}$ — скорость движения руки рабочего на рукоятке или тяговой цепи в м/мин;

D_0 — диаметр барабана в м;

l — плечо рукоятки (радиус цепного колеса) в м;

a — кратность полиспаста;

i — передаточное число.

2. РАСЧЕТ РЫЧАЖНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Примерная расчетная схема рычажной системы управления приведена на рис. 62. Максимальные усилия, ход рукояток и педалей принимаются по табл. 38.

Расчетная величина угла поворота педали должна быть не более 60° , а рукоятки — не более 30° .

Передаточное число рычажной системы при управлении рукояткой равно

$$i = \frac{b}{a} \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot \frac{b_2}{a_2}.$$

При управлении педалью выражение передаточного числа принимает вид

$$i = \frac{l}{a} \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot \frac{b_2}{a_2}.$$

Усилие на исполнительном элементе механизма будет таким:

$$P_2 = P_1 i \eta_0 \text{ кг,}$$

где η_0 — к. п. д. рычажной передачи системы (величину к. п. д. см. в гл. I «Внешние нагрузки»).

Расчет элементов системы управления на прочность ведется на возможное случайное прилагаемое усилие при управлении ру-

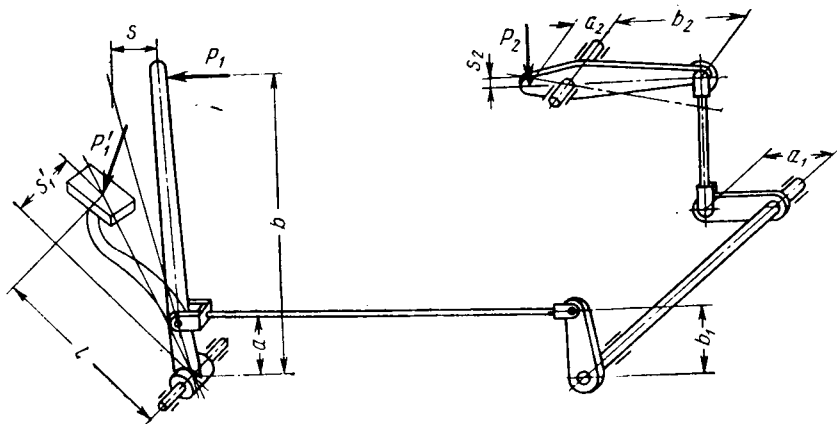


Рис. 62. Расчетная схема рычажной системы управления

котьёю, равное 60 кг, и при управлении педалью, равное 80 кг. Запас прочности относительно предела текучести принимается согласно указаниям гл. II «Выбор запасов прочности и допускаемых напряжений» для расчетного случая Б.

Таблица 38

Назначение рукояток и педалей	Усилие в кг		Ход в мм	
	на рукоятке	на педали	рукоятки	педали
Основные или часто включаемые	8	12	400	250
Вспомогательные или редко включаемые	16	25	400	250

При расчете системы управления следует учитывать, что полный ход рукоятки или педали должен использоваться не более чем на 75—80%. При этом 20—25% хода резервируется на износ рабочих элементов механизма и на мертвый ход системы управления.

Действительный суммарный ход системы определяется исходя из существующих зазоров в шарнирах и упругой деформации эле-

ментов рычажной системы от рабочих усилий. Мертвый ход не должен превышать 10% рабочего хода.

Расчет подшипников качения и подшипников скольжения системы управления ведется на статическую нагрузку, возникающую в системе при приложении к рукоятке управления усилия, равного 16 кг, и к педали — 25 кг. Методику расчета подшипников качения, установленных в шарнирах, см. в гл. XXIV «Подшипники качения». При расчете подшипников скольжения удельные давления не должны превышать значений, указанных в табл. 39.

Таблица 39

Максимальные значения удельных давлений в кг/см²
в подшипниках скольжения шарниров системы управления

Материал трущейся пары	При сухом трении (без смазки)	При полусухом трении (недостаточная смазка)	При полужидкостном трении
Сталь некаленная по стали	—	20	30
» » » чугуна	—	30	50
» » » бронзе	40	60	100
» каленная по стали	30	60	80
» » » чугуна	40	80	100
» » » бронзе	50	80	120

ГЛАВА X

ОСТАНОВЫ И ТОРМОЗА

1. ХРАПОВЫЕ ОСТАНОВЫ

Диаметр окружности наружных кромок зубьев храпового колеса определяется из формулы (рис. 63)

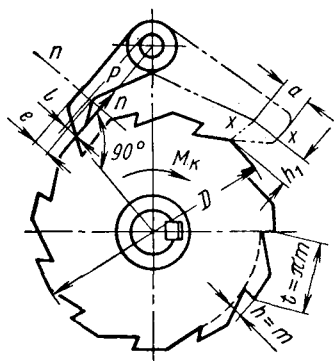


Рис. 63. Схема храпового остано-
ва

$$D = zm \text{ см.}$$

Шаг зубьев храпового колеса

$$t = \pi m \text{ см.}$$

Окружное усилие

$$P = \frac{2M_k}{D} = \frac{2M_k}{zm} \text{ кг,}$$

где z — количество зубьев храпового колеса;

m — модуль храпового зацепления в см;

M_k — момент, действующий на оси храпового колеса, в кг/см.

Модуль храпового колеса определяется либо по допускаемой величине линейного удельного давления, либо по допустимому напряжению изгиба зуба храпового колеса.

Определение модуля по линейному удельному давлению:

$$m = \frac{P}{p\psi},$$

где p — допускаемое линейное удельное давление в кг/см, принимаемое в зависимости от материала храпового колеса по табл. 40;

ψ — коэффициент, характеризующий относительную ширину зуба, принимается в зависимости от материала храпового колеса по табл. 40;

$$\psi = \frac{b}{m}.$$

**Допускаемые значения линейных удельных давлений,
коэффициента ψ и напряжения изгиба зубьев храпового колеса**

Материал храпового колеса	Чугун СЧ 12-28, СЧ 15-32 (по ГОСТу 1412-54)	Сталь литая Ст. 45-5516 (по ГОСТу 977-65)	Ст. 3 (по ГОСТу 380-60*)	Сталь 45 (по ГОСТу 1050-60*)
Допускаемое линейное давление p в кг/см	150	300	350	400
$\psi = \frac{b}{m}$	1,5—6,0	1,5—4,0	1,0—2,0	1,0—2,0
Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]$ в кг/см ²	300	800	1000	1200

**Определение модуля и проверка напряжений в зубе
храпового соединения по заданному крутящему
моменту M_k на валу храпового колеса**

Модуль храпового колеса при внешнем зацеплении находим по формуле

$$m = 1,75 \sqrt[3]{\frac{M_k}{\psi z [\sigma]_u}} \text{ см};$$

при внутреннем зацеплении

$$m = 1,1 \sqrt[3]{\frac{M_k}{\psi z [\sigma]_u}} \text{ см},$$

где z — количество зубьев храпового колеса;

$[\sigma]_u$ — допускаемое напряжение изгиба, принимаемое по табл. 40.

Проверка напряжений в зубе храпового колеса проводится по формулам:

для внешнего зацепления

$$\sigma_u = \frac{5,35 M_k}{m^3 z \psi} \leq [\sigma]_u \text{ кг/см}^2;$$

для внутреннего зацепления

$$\sigma_u = \frac{1,33 M_k}{m^3 z \psi} \leq [\sigma]_u \text{ кг/см}^2.$$

Расчет собачки храпового останова. В зависимости от конструкции собачка останова может работать на изгиб и сжатие или на изгиб и растяжение (см. рис. 63). Материалом собачки может быть только сталь.

Независимо от числа собачек в храповом устройстве каждая собачка рассчитывается на полное усилие P .

Напряжение в сечении $n-n$:

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{P}{F} \leq [\sigma]_u \text{ кг/см}^2;$$

здесь $M = Pl$ кгсм;

$$W = \frac{b_1 l^2}{6},$$

где b_1 — ширина тела собачки в сечении $n-n$ в см;

l — высота сечения $n-n$ в см;

$F = b_1 l$ см² — площадь сечения собачки.

Кроме того, собачка, работающая на растяжение и изгиб, должна быть проверена на изгиб по сечению $x-x$:

$$\sigma_u = 6 \frac{Ph_1}{b_1 a^2} \leq [\sigma]_u \text{ кг/см}^2;$$

$[\sigma]_u$ принимается по табл. 40.

Ось собачки проверяется на изгиб (рис. 64) по формуле

$$\sigma_u = \frac{Pc}{0,1d^3} \leq [\sigma]_u \text{ кг/см}^2.$$

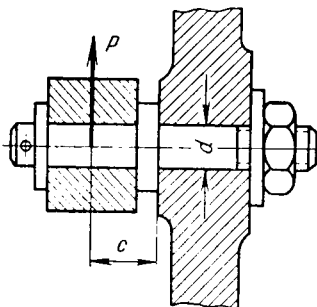


Рис. 64. К расчету оси собачки

Материал оси — сталь 35 или сталь 45. Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_u$ принимается не более 500 кг/см².

При проверочном расчете храпового устройства литейных кранов на случай аварийной работы обоих барабанов от одного двигателя при подъеме полного груза все величины допускаемых напряжений и удельных линейных давлений могут быть удвоены.

2. РОЛИКОВЫЕ ОСТАНОВЫ

Расчет ведется по заданному крутящему моменту M_k в кгсм, действующему на валу роликового останова (рис. 65).

Нормальное давление на ролик

$$N = \frac{2M_k}{fzD} \text{ кг},$$

где f — коэффициент трения скольжения ролика по шлифованным поверхностям корпуса и втулки; величина коэффициента трения обычно принимается равной 0,06;

z — количество роликов;

D — внутренний диаметр корпуса в см. Размер диаметра выбирается по конструктивным соображениям.

Угол α выбирается из следующего соотношения:

$$\text{tg } \frac{\alpha}{2} < \text{tg } \rho = f,$$

где $f = 0,06$; угол трения $\rho = 3^\circ 30'$.

Угол α роликового останова определяется из соотношения

$$\cos \alpha = \frac{2a + d}{D - d},$$

где a — расстояние от оси до плоскости втулки в см;

d — диаметр роликов в см.

Длина ролика принимается в пределах: $l = (1 \div 2) \cdot d$ см, чаще всего принимают $l = 1,5d$.

Напряжения смятия корпуса в месте контакта с роликом определяется по формуле

$$\sigma_{\max \text{ корп}} = 0,59 \sqrt{\frac{N}{l} E \frac{D - d}{Dd}}.$$

Напряжение смятия ролика в месте соприкосновения с гранью втулки

$$\sigma_{\max \text{ рол}} = 0,59 \sqrt{\frac{N}{l} E \frac{l}{d}},$$

где N — нормальное давление в кг;

l — длина ролика в см;

E — модуль упругости материала рассчитываемого элемента в кг/см^2 .

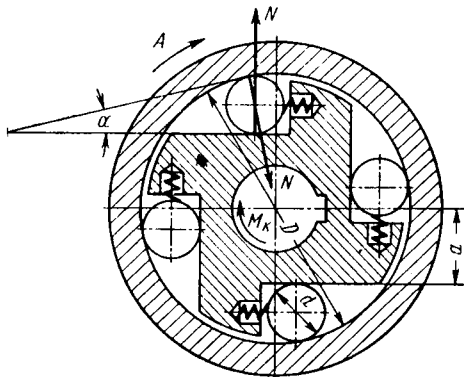


Рис. 65. Схема роликового останова

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_{\text{см}}$ для случая линейного контакта роликов из стали 40X, корпуса и втулки из стали 15X или стали 20X (с последующей цементацией и закалкой до твердости 58—61R_c) принимается равным 20 000 кг/см^2 .

Длину ролика можно приближенно определить по формуле

$$l = \frac{N}{p} \text{ см},$$

где p — допускаемое линейное удельное давление, принимаемое равным 450 кг/см .

3. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТРЕНИЯ ТРУЩИХСЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ, РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ И ДОПУСКАЕМОЕ УДЕЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ

Величины коэффициентов трения при расчете тормозов для различных трущихся пар при отсутствии смазки принимаются по табл. 41. Величины коэффициентов для трущихся пар при работе их в масляной ванне принимаются по табл. 42.

Допускаемые удельные давления между трущимися поверхностями колодочных тормозов принимаются в зависимости от назначения тормоза. Эти давления не должны превышать величин, указанных в табл. 43.

Коэффициенты трения трущихся поверхностей различных материалов (при отсутствии смазки)

Наименование трущихся материалов	Коэффициент трения
Чугун по чугуну	0,15
Сталь по чугуну	0,15
Лента тормозная асбестовая типа А по чугуну и стали	0,37
Лента тормозная асбестовая типа Б по чугуну и стали	0,35
Лента вальцованная по чугуну и стали	0,42
Бронза по чугуну	0,17
» » стали	0,16
» » бронзе	0,18
Сталь по текстолиту	0,15
» » фибре	0,17

Таблица 42

Коэффициенты трения при работе в масляной ванне

Наименование трущихся материалов	Коэффициент трения
Сталь по стали и чугун по стали	0,06
Прессованный и вальцованный материал по металлу	0,12
Тканый и плетеный материал по металлу	0,16

Таблица 43

Допускаемые удельные давления p

Материалы трущихся поверхностей	p в $г/см^2$		Допускаемая температура на поверхности трения в $^{\circ}C$
	Стопорный тормоз	Спускной тормоз	
Чугун по чугуну	20	15	150
Сталь по чугуну	20	15	150
» » стали	4	2	150
Тормозная асбестовая лента (типа А и Б) по металлу	6	3	215—175
Вальцованная лента по металлу	6	4	220
Бронза по стали (в масляной ванне)	6	4	150

Примечание. Вальцованная лента должна работать в паре со стальным тормозным шкивом, имеющим твердость поверхности трения не меньше 280 единиц по Бринеллю, или в паре с чугунным шкивом.

4. КОЛОДОЧНЫЕ ТОРМОЗА

Расчет тормозов ведется по заданному тормозному моменту M_m .

При расчете хода рычажной системы тормозов не рекомендуется принимать величины установочных зазоров между рабочими поверхностями колодок тормозов и шкивов в разомкнутом положении большими, чем приведенные в табл. 44. Наименьшая величина отхода принимается равной $1/2$ наибольшей.

Таблица 44

Рекомендуемые наибольшие величины отхода колодок от шкива ϵ

Диаметр тормозного шкива в мм	100	120—160	200—250	300—350	400—500	600—1000
ϵ в мм	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,5

Тормозные рычаги. Расчет тормозных рычагов ведется на изгибающий момент M в опасном сечении рычага:

$$\sigma = \alpha \frac{M}{W} \text{ кг/см}^2,$$

где W — момент сопротивления изгибу в см^3 ;

α — динамический коэффициент, учитывающий характер приложения силы при замыкании тормоза.

Для тормозов с короткоходовыми электромагнитами переменного тока динамический коэффициент будет равен $\alpha = 2,5$ и постоянного тока $\alpha = 1,5$; для тормозов с электрогидравлическими толкателями и для управляемых тормозов коэффициент динамичности $\alpha = 1,0$. Для тормозов с длинноходовыми электромагнитами переменного тока и замыканием пружиной сжатия коэффициент динамичности $\alpha = 2,0$.

Материал рычагов — сталь. Допускаемые напряжения на изгиб не должны превышать $0,4\sigma_s$. При расчете осей запас прочности относительно предела текучести не должен быть (с учетом динамики) менее 1,5.

Удельные давления в шарнирах не должны превышать 30 кг/см^2 для следующих материалов осей: стали 45 и 50 с закалкой до твер-

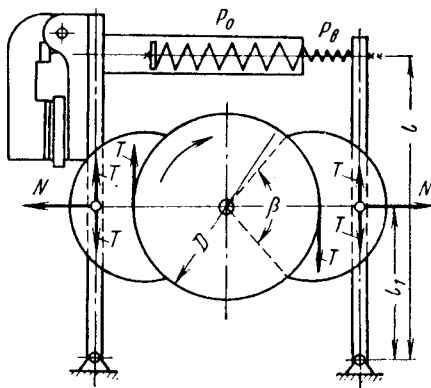


Рис. 66. Схема тормоза типа ТКТ

дости $HRC = 45 \div 50$ (при особо стесненных условиях допускается принимать 50 кг/см^2).

Напряжения смятия не должны превышать 150 кг/см^2 ; напряжения вычисляются с учетом динамического коэффициента.

Жесткость конструкции рычажной системы рекомендуется проверять расчетом, причем мертвый ход рычажной системы, обусловленный наличием зазоров и деформацией элементов, не должен быть больше 10% хода якоря.

Расчет типового тормоза с электромагнитом клапанного типа. Расчетная схема тормоза дана на рис. 66.

При заданном тормозном моменте M_m результирующая сила P основной и вспомогательной пружин, действующая одинаково на оба рычага, находится из выражения

$$P = \frac{M_m}{f\eta D} \cdot \frac{l_1}{l} \text{ кг.}$$

Здесь η — к. п. д. рычажной системы тормоза, т. е., отношение действительного давления колодок на шкив к суммарному усилию пружин, приведенному к оси качания колодок; для тормозов с закаленными пальцами шарниров при наличии смазки шарниров $\eta = 0,95$; без смазки $\eta = 0,9$.

$$P = P_o - P_s = \Delta_o K_o - \Delta_s K_s,$$

где P_o и P_s — усилия основной и вспомогательной пружин в кг;
 Δ_o и Δ_s — осадки основной и вспомогательной пружин в мм;
 K_o и K_s — соответственно жесткости основной и вспомогательной пружин в кг/мм.

При расчете пружин тормозов с электромагнитами переменного тока типа МО-Б и постоянного тока типа МП следует учитывать момент от собственного веса якоря магнита (указывается в каталоге на электромагниты), уменьшающий суммарное рабочее усилие пружин, и соответственно корректировать установку основной пружины.

Усилие вспомогательной пружины, предназначенной только для откидывания рычага без магнита при размыкании тормоза, принимается

D — диаметр тормозного шкива в мм	100	200	300
P_s — усилие вспомогательной пружины в кг	2	3—5	

Окружное тормозное усилие T между поверхностями трения каждой колодки двухколодочного тормоза с поверхностью трения шкива определяется по формуле

$$T = \frac{M_m}{D} \text{ кг.}$$

Нормальное давление колодок на шкив без учета неуравновешенного действия веса магнита

$$N = \frac{M_T}{fD} \text{ кг.}$$

Среднее удельное давление между колодкой и шкивом

$$p = \frac{N}{F} \leq p_{\text{доп}} \text{ кг/см}^2.$$

Здесь $p_{\text{доп}}$ — допускаемое удельное давление, принимаемое по табл. 43;

F — площадь соприкосновения обкладки со шкивом в см^2 :

$$F = \frac{\pi D}{360^\circ} B \beta^\circ \text{ см}^2,$$

где D — диаметр шкива в см ;

B — ширина колодки в см , обычно принимаемая на 5—10 мм меньше ширины шкива;

β° — угол обхвата колодки шкива в град. В колодочных тормозах различной конструкции угол обхвата принимается в пределах 60—120°.

Влияние неуравновешенности рычагов из-за веса электромагнита типа МП или МО-Б, укрепленного на одном из них, на величину нормального давления колодки на шкив может не учитываться ввиду незначительного его влияния на удельное давление. На суммарную величину тормозного момента, создаваемого обеими колодками тормоза, некомпенсированный вес магнита не влияет.

Усилие, действующее на ось колодки тормоза,

$$S = N \sqrt{1 + f^2} \text{ кг.}$$

Оси колодки и рычагов рассчитываются на изгиб как балка на двух опорах, нагруженная равномерно распределенной нагрузкой.

Максимально допустимый установочный зазор между колодками и шкивом в см

$$\varepsilon = \frac{hl_1}{2l}.$$

Здесь h — максимально допустимый ход штока тормоза в см (принимается по каталогу электромагнитов); при этом 50% хода магнита резервируется на компенсацию износа, деформацию обкладки и упругого прогиба рычагов;

l и l_1 — плечи рычагов в см (см. рис. 66).

Расчет тормоза с длинноходным электромагнитом при грузовой замыкании. Расчетная схема тормоза показана на рис. 67.

Усилие замыкания тормоза

$$P_1 = \frac{M_T}{fD\eta} \cdot \frac{l_1^2 - f^2 b^2}{l_1 l} \text{ кг.}$$

С достаточной степенью точности при расчете обычных крановых колодочных тормозов данного типа членом $f^2 b^2$ можно пренебречь ввиду его малости по сравнению с членом l_1^2 .

Нормальное давление на колодку левого рычага при направлении шкива, указанном на рис. 67,

$$N_1 = \frac{Pl}{l_1 - fb} = \frac{M_T(l_1 + fb)}{fDl_1\eta} \text{ кг},$$

где f — коэффициент трения, принимаемый по табл. 41.

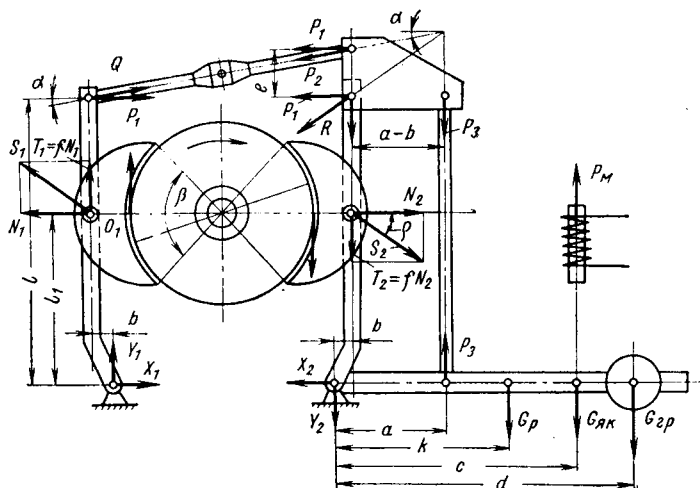


Рис. 67. Схема тормоза с длинноходовым электромагнитом при грузовом замыкании

Среднее удельное давление между колодкой левого рычага и шкивом

$$p_1 = \frac{N_1}{F} \leq p_{\text{доп}} \text{ кг/см}^2,$$

где F — площадь соприкосновения обкладки со шкивом в см^2 ; $p_{\text{доп}}$ — удельное давление между трущимися поверхностями в кг/см^2 , принимаемое по табл. 43.

Нормальное давление на колодку правого рычага

$$N_2 = \frac{P_1 l}{l_1 + fb} = \frac{M_T(l_1 - fb)}{fDl_1\eta} \text{ кг}.$$

Так как $N_2 < N_1$, то проверка удельных давлений производится по усилию N_1 .

Усилие, изгибающее тормозной вал при торможении,

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \frac{2M_T b}{Dl_1} \sqrt{1 + f^2} \text{ кг}.$$

Вертикальная составляющая изгибающего усилия

$$\Delta S_0 = T_1 - T_2 = \frac{2M_T f b}{D l_1} \text{ кг.}$$

Горизонтальная составляющая изгибающего усилия

$$\Delta S_2 = N_1 - N_2 = \frac{2M_T b}{D l_1} \text{ кг.}$$

При прямых рычагах плечо $b = 0$ и $\Delta S = 0$.

Усилия, действующие в стержнях тормозной системы,

$$P_2 = \frac{P_1}{\cos \alpha} \text{ кг;}$$

$$P_3 = P_1 \frac{e}{a-b} \text{ кг;}$$

$$R = \sqrt{P_2^2 + P_3^2 + 2P_2 P_3 \sin \alpha} \text{ кг.}$$

Усилия в опорных шарнирах тормозных рычагов:

$$Y_1 = T_1 + P_1 \operatorname{tg} \alpha \text{ кг;}$$

$$X_1 = N_1 - P_1 \text{ кг;}$$

$$X_2 = N_2 - P_1 \text{ кг;}$$

$$Y_2 = T_2 + P_1 \left(\frac{e}{a-b} + \operatorname{tg} \alpha \right) \text{ кг.}$$

Вес замыкающего груза

$$G_{zp} = \frac{P_1 \frac{ae}{\eta(a-b)} - [G_{pk} + G_{якc}] \eta}{d} \text{ кг,}$$

где G_p — вес тормозного рычага в кг;

$G_{як}$ — вес якоря магнита в кг (принимается по каталогу тормозных электромагнитов);

η — к. п. д. рычажной системы, равный 0,9—0,95.

Расчет тормоза с длинноходовым электромагнитом при замыкании усилием сжатой пружины

Для тормоза данного типа расчетные уравнения принимают следующий вид (рис. 68).

Усилие пружины, необходимое для создания расчетного тормозного момента M_m ,

$$P_{np} = \frac{M_m l}{f D \eta l_1} - \frac{G_{якd} + G_{pc}}{a} \cdot \frac{e}{b} \eta \text{ кг.}$$

Нормальное давление на колодку

$$N = \left[P_{np} + \frac{G_{як}d + G_{pc}}{a} \right] \frac{l}{l_1} \text{ кг.}$$

В остальном расчет тормоза данного типа не отличается от расчета тормоза с грузовым замыканием.

Расчет тормоза с гидроуправлением. Замыкание тормоза производится усилием на рычаг (педаль) управления, размыкание — усилием вспомогательной пружины P_0 (рис. 69).

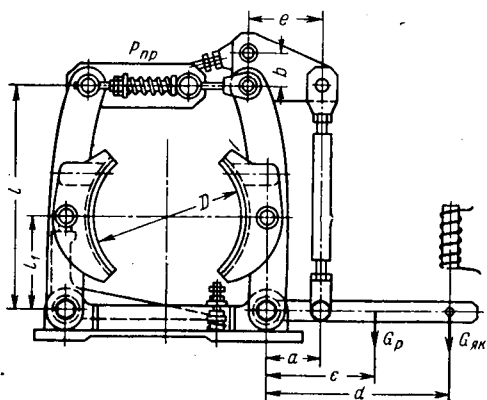


Рис. 68. Схема тормоза с длинноходовым электромагнитом при замыкании усилием сжатой пружины

Расчетные схемы комбинированных тормозов приведены на рис. 70 и 71.

При включенном электромагните комбинированный тормоз разомкнут, при обесточенном — замкнут. Торможение при включенном электромагните осуществляется гидроуправлением.

Расчет механической части тормоза аналогичен расчету нормального тормоза с электромагнитом. Последний выбирается на $PВ = 100\%$.

Расчет рычагов управления, педалей и рекомендуемые величины хода педали и рычага управления, а также усилия рабочего приведены в гл. IX. «Ручной привод и ручное управление механизмами».

Зависимость между тормозным моментом M_T и усилием на педали P_n

$$M_T = fND = \frac{P_n h f D \eta_0}{2\varepsilon} \text{ кг} \cdot \text{см.},$$

где h — ход педали в см.

Величина отхода колодки от шкива при разомкнутом тормозе

$$\varepsilon = \frac{P_n h f D \eta_0}{2M_T} \text{ см.}$$

Давление на педали P_0 , необходимое для создания расчетного тормозного момента M_T :

а) в тормозе по схеме рис. 69

$$P_n = \left(\frac{M_T}{fD} \cdot \frac{l_1}{l} + P_0 \frac{l_2}{l} \right) \frac{b}{c} \cdot \frac{n}{m} \left(\frac{D_{н.ч}}{D_{р.ч}} \right)^2 \frac{1}{\eta_0} \text{ кг};$$

б) в тормозах по схеме рис. 70 и 71

$$P_n = \left(\frac{M_T}{fD} \cdot \frac{l_1}{l} + P_s \right) \frac{a}{b} \cdot \frac{n}{m} \left(\frac{D_{н.ч}}{D_{р.ч}} \right)^2 \frac{1}{\eta} \text{ кг.}$$

В этих формулах:

M_T — тормозной момент в кг·см;

D — диаметр тормозного шкива в см;

P_s — усилие вспомогательной пружины в кг;

h — ход педали в см;

ε — отход колодки от шкива в см (см. табл. 44);

f — коэффициент трения обкладок по шкиву, принимаемый по табл. 41;

η_0 — суммарный к. п. д. гидравлического управления тормозов и рычажной системы тормоза и педали, принимаемый в пределах 0,75—0,8;

$D_{н.ч}$ — диаметр напорного цилиндра в см;

$D_{р.ч}$ — диаметр рабочего цилиндра в см;

$l_1, l_2, l, a, b, c, m, n$ — соответствующие размеры плеч рычажной системы (см. рис. 69, 70, 71).

Усилие вспомогательной пружины P_s в комбинированных и нормально открытых тормозах должно быть достаточным для преодоления остаточного давления в гидросистеме (0,5—0,8 атм) и момента трения в шарнирах рычажной системы тормоза при размыкании, а также для возвращения поршня рабочего цилиндра в исходное положение. По опытным данным усилие вспомогательной пружины рекомендуется принимать в пределах 10—15 кг.

Общее передаточное число системы тормоза

$$i_0 = \frac{h}{\varepsilon} = i_p i_2 i_n,$$

где i_0 — передаточное отношение рычажной системы тормоза; для системы, показанной на рис. 70,

$$i_0 = \frac{l}{l_1} \cdot \frac{c}{b};$$

для системы, показанной на рис. 69 и 71,

$$i_p = \frac{l}{l_1} \cdot \frac{b}{a};$$

i_2 — передаточное отношение гидравлической системы;

$$i_2 = \left(\frac{D_{р.ч}}{D_{н.ч}} \right)^2;$$

i_n — передаточное отношение плеч педали;

$$i_n = \frac{m}{n}.$$

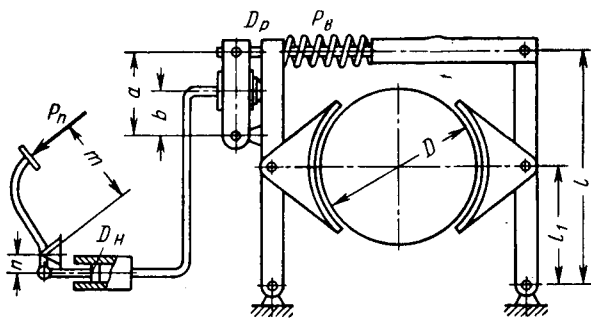


Рис. 69. Управляемый нормально открытый тормоз

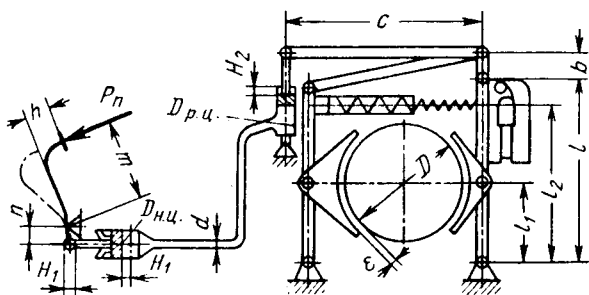


Рис. 70. Комбинированный тормоз первого типа

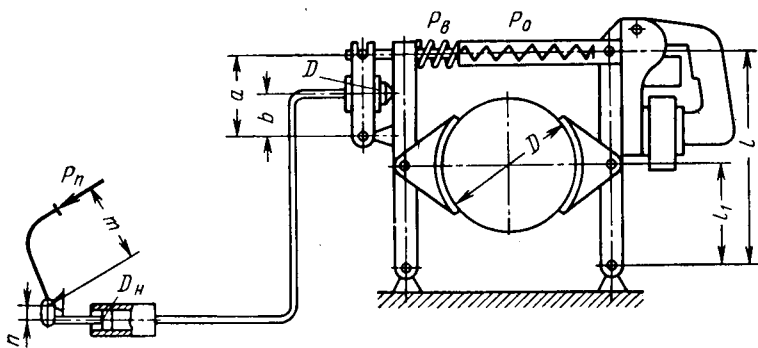


Рис. 71. Комбинированный тормоз второго типа

Тогда для схемы рис. 70

$$i_0 = \frac{l}{l_1} \cdot \frac{c}{b} \left(\frac{D_{p.ц}}{D_{н.ц}} \right)^2 \frac{m}{n}$$

и для схемы рис. 69 и рис. 71

$$i_0 = \frac{l}{l_1} \cdot \frac{b}{a} \left(\frac{D_{p.ц}}{D_{н.ц}} \right)^2 \frac{m}{n}.$$

Гидравлическая система проверяется при экстренном торможении; давление в этом случае не должно быть больше 60 кг/см^2 ; нажатие на педаль P_n при этом равно весу рабочего — 80 кг . Вес детали тормоза и элементы привода проверяются также на усилия, возникающие от максимального давления 60 кг/см^2 .

При вновь отрегулированном тормозе следует использовать не свыше 50% максимально возможного хода педали.

При выборе сечения трубопровода принимают: время замыкания тормоза равным $0,5\text{—}0,6 \text{ сек}$; скорость движения жидкости в трубопроводе не более $1\text{—}1,2 \text{ м/сек}$; в этом случае потери в трубопроводе можно не учитывать (обычно диаметр основного трубопровода принимается не менее 6 мм).

Для схемы рис. 70 соотношение между рабочим и напорным цилиндрами определяется по следующей зависимости:

$$D_{p.ц} = (1,5 \div 1,0) D_{н.ц},$$

а для схемы рис. 69 и 71

$$D_{p.ц} = (1,8 \div 3) D_{н.ц}.$$

В обоих случаях

$$D_{н.ц} = 2,5 \div 3,5 \text{ см}.$$

При распределении передаточных отношений между отдельными звеньями системы необходимо учитывать следующие рекомендации:

1. Полный ход поршня напорного цилиндра H_1 принимать не более $40\text{—}45 \text{ мм}$.

2. Полный ход поршня рабочего цилиндра не должен быть больше 40 мм .

3. $i_{n \max} = 6,5$; $i_{n \min} = 3$.

4. $i_2 = 1 \div 1,3$ для схемы рис. 70; $i_2 = 3 \div 8$ для схемы рис. 69 и 71.

5. ЛЕНТОЧНЫЕ ТОРМОЗА

Расчетное окружное усилие

$$P = \frac{2M_T}{D} \text{ кг}.$$

Натяжение ленты определяется по формуле Эйлера.

В набегающем конце ленты рис. 72

$$T = \frac{P e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \text{ кг.}$$

В сбегающем конце ленты

$$t = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1} \text{ кг.}$$

Соотношение между натяжениями концов ленты

$$T = t e^{f\alpha},$$

здесь f — коэффициент трения (см. табл. 41);
 α — угол обхвата тормозного шкива в рад.

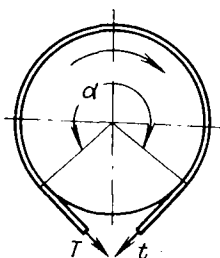
Значения $e^{f\alpha}$ приведены в табл. 45.

Указанные выше соотношения справедливы для сплошной фрикционной обкладки. При установке на стальную ленту отдельных колодок из фрикционного материала можно пользоваться соотношением

$$T = t \left(1 + 2f \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right)^n;$$

здесь β — угол между осями смежных колодок;
 n — число колодок.

Рис. 72. Схема ленточного тормоза



При расчете простого и дифференциального ленточного тормоза должно быть известно направление вращения тормозного шкива при торможении.

Ширина ленты B назначается по допускаемому удельному давлению $p_{дон}$ (табл. 46) и принимается на 5—10 мм менее ширины шкива B_1 :

$$B = \frac{2T}{p_{дон} D} \text{ см.}$$

Толщина ленты δ определяется расчетом ленты на растяжение в опасном ее сечении максимальным натяжением T :

$$\delta = \frac{T}{(B - id) [\sigma]_p} \text{ см.}$$

здесь i — количество заклепок в одном ряду;

d — диаметр заклепок, соединяющих стальную ленту с деталью крепления, в см;

$[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение растяжения, принимаемое в зависимости от материала по табл. 47.

Значения $e^{f\alpha}$

Угол α°	36	45	72	90	108	144	162	180	198	216	252	270	288	324	360
f \diagdown $\frac{\alpha}{\pi}$	0,2	0,25	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0
0,10	1,06	1,08	1,13	1,17	1,21	1,29	1,33	1,37	1,40	1,46	1,52	1,60	1,65	1,76	1,87
0,15	1,1	1,12	1,21	1,26	1,32	1,46	1,53	1,60	1,68	1,76	1,93	2,00	2,13	2,34	2,57
0,18	1,12	1,15	1,25	1,3	1,40	1,51	1,66	1,76	1,86	1,97	2,21	4,34	2,37	2,47	3,1
0,20	1,13	1,17	1,29	1,37	1,45	1,65	1,76	1,87	2,00	2,13	2,41	2,57	2,73	3,10	3,51
0,25	1,17	1,22	1,37	1,48	1,6	1,87	2,03	2,19	2,37	2,57	3,00	3,25	3,51	4,11	4,81
0,30	1,21	1,26	1,46	1,6	1,76	2,12	2,34	2,57	2,82	3,10	3,74	4,11	4,52	5,45	6,59
0,35	1,25	1,31	1,55	1,77	1,93	2,41	2,69	3,00	3,35	3,74	4,66	5,12	5,81	7,24	9,02
0,40	1,29	1,37	1,65	1,9	2,13	2,73	3,10	3,51	3,98	4,52	4,81	6,6	7,47	9,6	12,35
0,45	1,33	1,43	1,76	2,03	2,34	3,10	3,57	4,11	4,74	5,45	7,24	8,15	9,6	12,74	16,90
0,50	1,37	1,48	1,87	2,2	2,57	3,51	4,11	4,81	5,63	6,59	9,02	10,5	12,35	16,9	23,14

Примечание. При средних значениях коэффициента трения f и средних углах, не помещенных в таблице, значения $e^{f\alpha}$ определяются интерполированием.

Допускаемые удельные давления
в ленточных тормозах

Материалы трущихся поверхностей	$p_{доп}$ в $кг/см^2$	
	Стопорный тормоз	Спускной тормоз
Лента тормозная асбестовая по сталь- ному или чугунному шкиву	5	3
Вальцованный, прессованный и фор- мованный фрикцион- ный материал по ме- таллическому шкиву	6	4

Допускаемое напряжение растяжения
тормозных лент

Материал ленты	Допускае- мое на- пряжение растяже- ния ленты $[\sigma]_p$ в $кг/см^2$
Сталь Ст.3	700
Сталь Ст.4, сталь 20, сталь 25	800
Сталь Ст.5, сталь 30, сталь 35 (нормализован- ные)	1000
Сталь Ст.6, сталь 40, сталь 45 (нормализован- ные)	1200

Расчет крепления концов ленты

Количество односрезных заклепок на набегающем конце ленты

$$z = \frac{4T}{\pi d^2 [\sigma]_{cp}};$$

на сбегающем конце ленты

$$z = \frac{4t}{\pi d^2 [\sigma]_{cp}}.$$

Количество двухсрезных заклепок:
на набегающем конце ленты

$$z = \frac{2T}{\pi d^2 [\sigma]_{cp}};$$

на сбегающем конце ленты

$$z = \frac{2t}{\pi d^2 [\sigma]_{cp}},$$

где d — диаметр заклепки (обычно $d = 4 \div 10$ мм);
 $[\sigma]_{cp}$ — допускаемое напряжение среза в $кг/см^2$, принимаемое
по табл. 48.

Напряжение смятия заклепок и ленты в отверстиях для за-
клепок проверяется для набегающего конца ленты по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{T}{z d \delta} \leq [\sigma]_{см} \text{ кг/см}^2$$

и для сбегающего конца ленты — по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{t}{z d \delta} \leq [\sigma]_{см},$$

где $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия, принимаемое по табл. 48.

Таблица 48

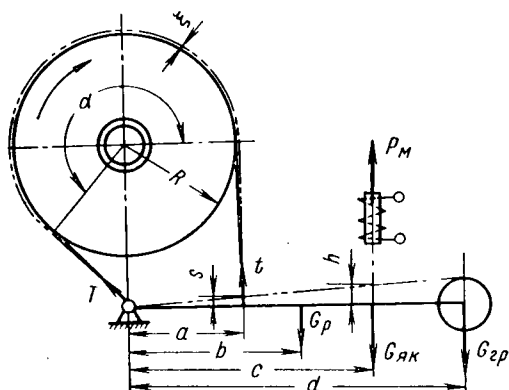


Рис. 73. Расчетная схема простого ленточного тормоза

Допускаемое напряжение среза и смятия

Материал заклепки	Допускаемое напряжение в кг/см	
	среза $[\sigma]_{ср}$	смятия $[\sigma]_{см}$
Сталь Ст.2	500	1100
Сталь Ст.3	600	1300

Простой ленточный тормоз. Вес замыкающего груза на рычаге тормоза, необходимого для создания тормозного момента M_T (рис. 73):

$$G_{зр} = \frac{1}{\eta} \frac{ta - [G_p b + G_{як} c]}{d} \text{ кг},$$

где a, b, c, d — плечи соответствующих усилий в см;

обычно отношение $\frac{d}{a} = 10 \div 15$;

G_p — вес рычага в кг;

$G_{як}$ — вес якоря электромагнита в кг;

η — к. п. д. рычажной системы тормоза, $\eta = 0,9 \div 0,95$.

Ход ленты или перемещение точки крепления ленты к рычагу:

$$S = \varepsilon \alpha \text{ мм},$$

где ε — радиальный отход ленты от шкива в мм при разомкнутом тормозе;

α — угол обхвата в рад.

Максимальная величина плеча c определяется из условий обеспечения расчетного отхода ленты от шкива по формуле

$$c = h \frac{a}{\varepsilon \alpha} \text{ см}.$$

Тормозной момент, развиваемый простым ленточным тормозом, при вращении шкива по часовой стрелке определяется по формуле

$$M_T = (G_{zp}d + G_p b + G_{як}c) (e^{f\alpha} - 1) \frac{D}{2a} \eta \text{ кг}\cdot\text{см.}$$

При изменении направления вращения шкива величина тормозного момента уменьшится в $e^{f\alpha}$ раз.

Дифференциальный ленточный тормоз. Расчетная схема дифференциального ленточного тормоза представлена на рис. 74.

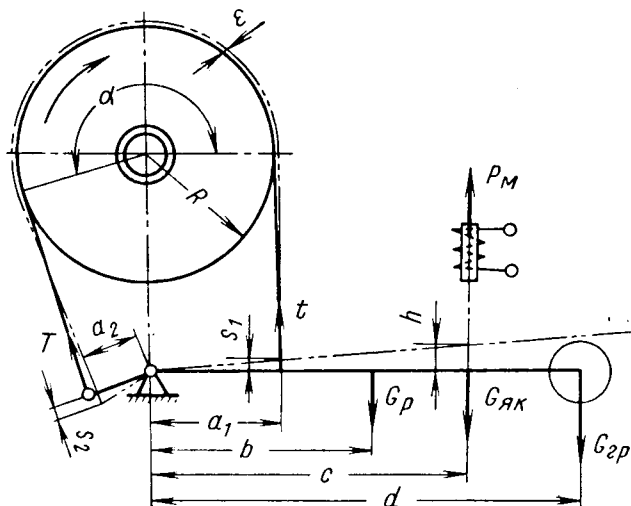


Рис. 74. Схема дифференциального ленточного тормоза

Вес замыкающего груза для создания тормозного момента M_T :

$$G_{zp} = \frac{\frac{t}{\eta} a_1 - (T a_2 + G_p b + G_{як} c) \eta}{d} \text{ кг.}$$

Для избежания явления самоторможения должно быть следующее неравенство:

$$a_1 > a_2 e^{f\alpha}.$$

При этом обычно принимаются $a_1 = (2,5 \div 3) a_2$ и $a_2 = 30 \div 50$ мм.

Перемещение точек крепления к рычагу при отходе ленты на ϵ мм:

$$S_1 = \epsilon \alpha \frac{a_1}{a_1 - a_2} \text{ мм};$$

$$S_2 = \epsilon \alpha \frac{a_2}{a_1 - a_2} \text{ мм.}$$

Максимальная величина плеча c определяется из условий обеспечения расчетного отхода ленты от шкива по формуле

$$c = h \frac{a_1 - a_2}{\varepsilon \alpha}.$$

Тормозной момент, развиваемый дифференциальным тормозом при вращении по часовой стрелке, определяется по формуле

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 - a_2 e^{f\alpha} \eta^2} (G_p b + G_{як} c + G_{зр} d) \frac{D}{2} \eta.$$

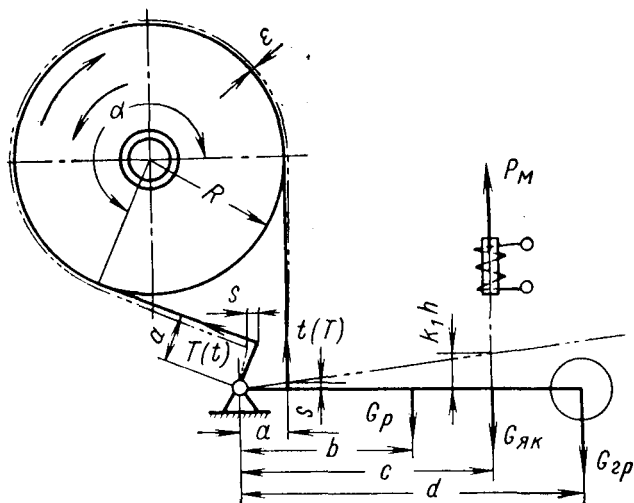


Рис. 75. Расчетная схема суммирующего ленточного тормоза

При перемене направления вращения тормозного шкива величина тормозного момента уменьшается в $\frac{a_1 e^{f\alpha} - a_2}{a_1 - a_2 e^{f\alpha}}$ раз.

Суммирующий ленточный тормоз. Расчетная схема суммирующего ленточного тормоза приведена на рис. 75.

Вес замыкающего груза, необходимого для создания заданного тормозного момента M_T :

$$G_{зр} = \frac{1}{\eta_p} \frac{(T + t) a - [G_p b + G_{як} c] \eta}{d} \text{ кг.}$$

Ход ленты или перемещение точек крепления ленты к рычагу при отходе ленты от шкива на ε м:

$$S = \frac{\varepsilon \alpha}{2} \text{ мм.}$$

Максимальная величина плеча действия тягового усилия электромагнита определяется из условия обеспечения расчетного отхода ленты от шкива по формуле

$$c = h \frac{2a}{\varepsilon \alpha}.$$

Тормозной момент, развиваемый суммарным ленточным тормозом, определяется по формуле

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} (G_{ep}d + G_p b + G_{як}c) \frac{D}{2a} \eta.$$

При перемене направления вращения шкива величина тормозного момента не изменяется.

6. ТОРМОЗА С ОСЕВЫМ НАЖАТИЕМ

Дисковые тормоза. Внутренний радиус поверхности трения R_a выбирается по конструктивным соображениям (рис. 76).

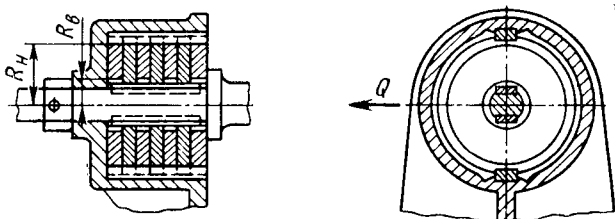


Рис. 76. Схема дискового тормоза

В обычных конструкциях наружный радиус поверхности трения

$$R_n = (1,2 \div 2,5) R_a \text{ см.}$$

Средний радиус поверхности трения

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_a}{2} \text{ см.}$$

Для обеспечения хорошей смазки дисков, работающих в масляной ванне, рекомендуется принимать $R_n - R_a \leq 6 \text{ см.}$

Осевое усилие Q , необходимое для создания заданного тормозного момента

$$Q = \frac{M_T}{i R_{cp} f} \text{ кг,}$$

где f — коэффициент трения (см. табл. 41);

i — число пар поверхностей трения.

Удельное давление на трущихся поверхностях определяется по формуле

$$p = \frac{Q}{\pi (R_n^2 - R_a^2)} \leq p_{дон} \text{ кг/см}^2.$$

Допускаемое удельное давление для всех типов тормозов с осевым нажатием принимается по табл. 49.

Таблица 49

Допускаемые величины удельного давления для тормозов с осевым нажатием в кг/см^2

Материал трущихся поверхностей	Без смазки	С густой смазкой	В масляной ванне
Металл по металлу	2	4	6
Тканые и плетеные фрикционные материалы по металлу	3	6	8
Прессованные, вальцованные и формованные фрикционные материалы по металлу	4	8	10

Для обеспечения полного размыкания фрикционных поверхностей в дисковых тормозах при работе с асбестовыми обкладками осевой зазор должен быть не менее 0,75 мм и при работе с металлическими дисками — не менее 0,20 мм.

Конусные тормоза. Расчетная схема конусного тормоза представлена на рис. 77.

Средний радиус конических поверхностей трения принимается по конструктивным соображениям и определяется по формуле

$$R_{cp} = \frac{R_в + R_н}{2},$$

где $R_н$ и $R_в$ — соответственно наружный и внутренний радиус поверхностей трения.

Рекомендуется принимать $R_н = 1,2 \div 1,6 R_в$ см.

Для исключения заедания конусов угол $\frac{\beta}{2}$ должен быть больше угла трения трущихся поверхностей ρ :

$$\text{tg } \frac{\beta}{2} > 1,2f.$$

Осевое усилие, необходимое для создания требуемого тормозного момента M_T в $\text{кг}\cdot\text{см}$,

$$Q = \frac{M_T \sin \frac{\beta}{2}}{R_{cp} f} \text{ кг};$$

здесь f — коэффициент трения (см. табл. 41).

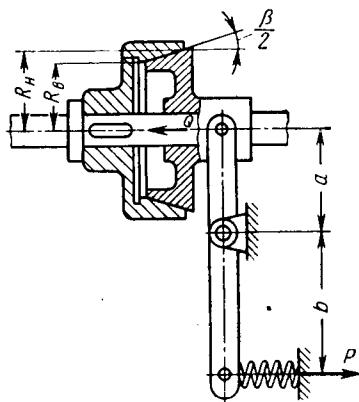


Рис. 77. Расчетная схема конусного тормоза.

Усилие, необходимое для замыкания тормоза,

$$P = \frac{Qa}{b\eta} \text{ кг,}$$

где a и b — плечи рычага в см ;

η — к. п. д. рычажной системы, равный 0,9—0,95.

Ширина конической поверхности назначается по допускаемому удельному давлению (см. табл. 49):

$$B = \frac{Q}{2\pi R_{cp} \rho_{дон} \sin \frac{\beta}{2}} \text{ см;}$$

$$R_n = R_{cp} + \frac{1}{2} B \sin \frac{\beta}{2} \text{ см;}$$

$$R_s = R_{cp} - \frac{1}{2} B \sin \frac{\beta}{2} \text{ см.}$$

7. АВТОМАТИЧЕСКИЕ ТОРМОЗА, ЗАМЫКАЕМЫЕ ВЕСОМ ГРУЗА

Дисковые грузоупорные тормоза. Количество ходов резьбы на валу тормоза принимается от 2 до 4 (рис. 78).

Угол подъема резьбы $\alpha = 15 \div 20^\circ$.

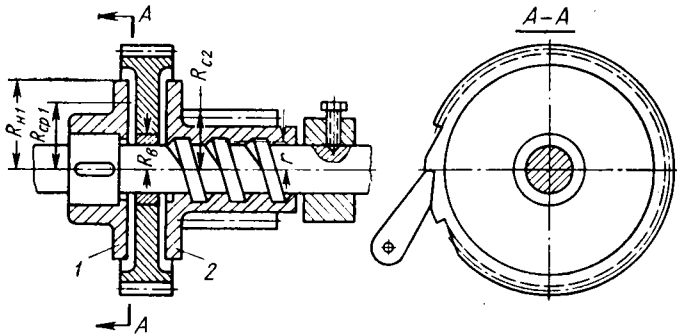


Рис. 78. Схема дискового грузоупорного тормоза

Для выполненной конструкции

$$\alpha = \arctg \frac{at}{\pi d_{cp}},$$

где a — заходность резьбы;

t — шаг резьбы в мм ;

d_{cp} — средний диаметр резьбы в мм .

Диаметр резьбы выбирается минимальный по условиям прочности вала.

Внутренний радиус диска трения $R_в$ выбирается по конструктивным соображениям; наружный радиус диска трения $R_н = (1,2 \div 2,5)$; наиболее рациональное значение $R_н$ находится в пределах

$$R_н = (1,2 \div 1,6) R_в.$$

Осевая сила Q , сжимающая диски тормоза при торможении,

$$Q = \frac{M_{зр}}{r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + fR_c} \text{ кг},$$

где $M_{зр}$ — момент от груза на тормозном валу в $\text{кг} \cdot \text{см}$;

r — средний радиус винтовой резьбы в см ;

ρ — угол трения в резьбе; при работе в масляной ванне $\rho = 2 \div 3^\circ$;

α — угол подъема винтовой линии;

f — коэффициент трения между дисками;

R_c — средний радиус трущейся пары в см .

Если средний радиус дисков 1 и 2 неодинаков, то в приведенную выше формулу надо подставить произведение fR_c для той пары трущихся поверхностей, для которой это произведение меньше.

Тормозной момент грузоупорного тормоза

$$M_T = fQR_c z \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где z — число пар трущихся поверхностей.

Этот момент не должен быть меньше величины

$$M_T = k_2 M_{зр} \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где k_2 — запас торможения, принимаемый для грузоупорных тормозов по нормам, приведенным в гл. III «Механизмы подъема».

Надежность замыкания тормоза и удержания груза в подвешенном состоянии гарантируется при соблюдении следующего неравенства:

$$f_1 R_{c1} + f_2 R_{c2} \geq [r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f_1 R_{c1}] \eta_1^2,$$

где f_1 и f_2 — коэффициенты трения на поверхностях трения соответственно со средним радиусом R_{c1} и R_{c2} ;

η_1 — к. п. д. части механизма от двигателя до тормоза.

При спуске груза размыкание трущихся поверхностей и плавный спуск будет происходить только в том случае, если величина M_2 момента трения диска 2 со средним радиусом R_{c2} по храповику будет в пределах 0,7—0,8 от $M_{зр}$ (меньшие значения для быстроходных механизмов, большие — для тихоходных).

При спуске груза двигатель должен развить момент

$$M_{дв} = (M_1 - M_p) \frac{1}{i_1 \eta_1};$$

$$M_p = Qr \operatorname{tg}(\alpha - \rho),$$

где M_1 — момент трения между поверхностями трения со средним радиусом $R_{с1}$ в кг·см;
 M_p — момент трения в резьбе в кг·см;
 i_1 — передаточное число части механизма между двигателем и тормозным валом.

Момент M_1 рекомендуется принимать в следующих пределах:

$$M_1 = (0,15 \div 0,5) M_{зр}.$$

Обычно момент в резьбе

$$M_p = (0,1 \div 0,3) M_{зр}.$$

Условие остановки движущегося на спуск груза

$$r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \leq \frac{(R_\theta + R_H) f}{2k_z}.$$

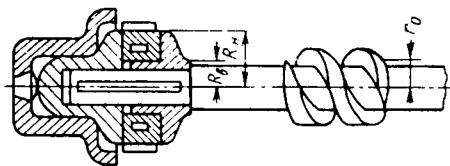


Рис. 79. Дискový грузоупорный тормоз с червячной передачей

Удельное давление между трущимися поверхностями

$$p_1 = \frac{Qf}{2\pi(R_H - R_\theta) k_z r \operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \leq p_{доп}.$$

Резьба винта должна быть проверена на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{4Q}{\pi(d_{pH}^2 - d_{p\theta}^2)n} \leq [\sigma_{см}].$$

При трении стального винта по чугунной гайке $[\sigma]_{см} = 50 \text{ кг/см}^2$, а при трении по бронзовой гайке $[\sigma]_{см} = 80 \text{ кг/см}^2$.

В этой формуле d_{pH} и $d_{p\theta}$ — соответственно наружный и внутренний диаметр резьбы в см; n — число витков резьбы в гайке.

В грузоупорных тормозах с размыкаемыми при спуске тормозными поверхностями зазор между трущимися элементами не должен превышать 0,5—0,8 мм.

Для увеличения тормозного момента следует увеличить число пар трущихся поверхностей z , при этом

$$\operatorname{tg}(\alpha + \rho) = \frac{(R_\theta + R_H) fz}{2rk_z};$$

$$Q = \frac{2M_{зр}}{(R_H + R_\theta) fz (k_\theta + 1)} \text{ кг}.$$

Дискový грузоупорный тормоз с червячной передачей. При расчете должна быть известна характеристика червячной передачи (рис. 79).

Касательная сила, стремящаяся повернуть винт,

$$P = \frac{M_\theta}{r_0} \text{ кг},$$

где M_θ — момент от груза на оси червячного винта в кг·см;

r_0 — средний радиус червячного винта в см.

Осевое усилие, действующее на диски,

$$Q = \frac{P}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)} \text{ кг};$$

здесь α — угол подъема винтовой линии червяка;

ρ — угол трения в червячной паре.

Средний радиус трущихся поверхностей

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_g}{2} = \frac{M_z k_z}{2Qf} \text{ см},$$

где f — коэффициент трения фрикционных поверхностей (см. табл. 41).

Значения коэффициента запаса торможения приведены в гл. III «Механизмы подъема».

Внутренний радиус R_g выбирается из конструктивных соображений.

Наружный радиус $R_n = (1,2 \div 1,6)R_g$ см.

Удельное давление на поверхностях трения

$$p = \frac{Q}{\pi(R_n^2 - R_g^2)} \leq p_{доп}, \text{ кг/см}^2.$$

Конический грузоупорный тормоз с червячной передачей

При расчете должна быть известна характеристика червячной передачи (рис. 80).

Средний радиус конуса выбирается из конструктивных соображений:

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_g}{2} \text{ см.}$$

Касательная сила, стремящаяся повернуть винт,

$$P = \frac{M_z}{r_0} \text{ кг},$$

где r_0 — средний радиус винта в см;

M_z — момент от груза на оси червячного винта в кг·см.

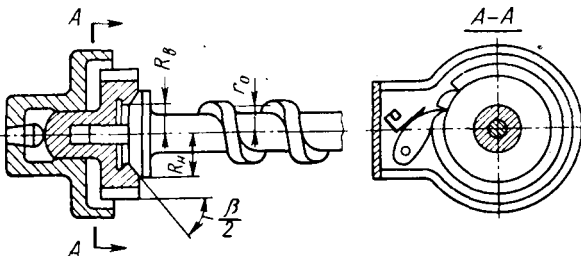


Рис. 80. Конический грузоупорный тормоз с червячной передачей

Осевая сила, создающая момент трения на трущихся поверхностях,

$$Q = \frac{P}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)} = \frac{M_2}{r_0 \operatorname{tg}(\alpha - \rho)} \text{ кг},$$

где α — угол подъема винтовой линии;

ρ — угол трения в червячной паре.

Угол конуса β определяется из соотношения

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{R_n + R_s}{2} \cdot \frac{f}{r k_2 \operatorname{tg}(\alpha - \rho)},$$

где f — коэффициент трения во фрикционном конусе (величина его приведена в табл. 41);

k_2 — запас торможения (см. гл. III «Механизмы подъема»).

Угол $\frac{\beta}{2}$ должен быть больше угла трения фрикционных поверхностей, т. е. $\frac{\beta}{2} > \rho$.

Ширина конической поверхности B выбирается для ручных передач по допускаемому удельному давлению:

$$B = \frac{Q}{\pi (R_n + R_s) p_{\text{дон}} \sin \frac{\beta}{2}} \text{ см.}$$

Допускаемое удельное давление приведено в табл. 49.

Наибольший и наименьший радиусы конуса находятся из соотношений

$$R_n = R_{cp} + \frac{1}{2} B \sin \beta \text{ см};$$

$$R_s = R_{cp} - \frac{1}{2} B \sin \beta \text{ см.}$$

8. БЕЗОПАСНЫЕ РУКОЯТКИ

Безопасная рукоятка с грузоупорным тормозом. Схема безопасной рукоятки с грузоупорным тормозом представлена на рис. 81.

Расчет безопасной рукоятки аналогичен расчету грузоупорного дискового тормоза по рис. 79. Отличие безопасной рукоятки от грузоупорного дискового тормоза состоит только в том, что в безопасной рукоятке крутящий момент от груза приложен к винту, а усилие торможения — к гайке.

Безопасная рукоятка с ленточным тормозом

Расчет безопасной рукоятки с ленточным тормозом (рис. 82) аналогичен расчету простого ленточного тормоза с той лишь разницей, что в безопасной рукоятке для замыкания тормоза применена пружина.

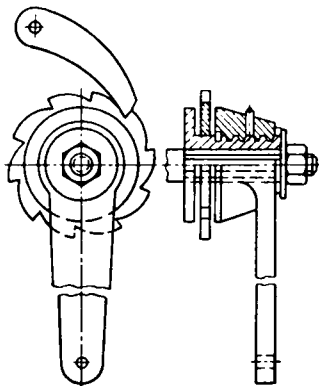


Рис. 81. Безопасная рукоятка с грузоупорным тормозом

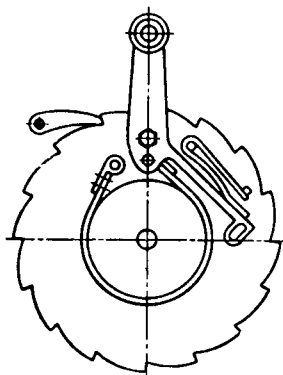


Рис. 82. Безопасная рукоятка с ленточным тормозом

9. СКОРОСТНЫЕ ТОРМОЗА (РЕГУЛЯТОРЫ СКОРОСТИ)

При расчете скоростного тормоза должны быть известны:

1. M_z — крутящий момент от груза на тормозном валу в $кг \cdot см$.
2. Наибольшее допустимое число оборотов тормозного вала в $об/мин$, соответствующее допускаемой скорости спуска груза.

Центробежный тормоз первого типа. На рис. 83 представлена расчетная схема центробежного тормоза первого типа.

Вес одного груза

$$G = \left(\frac{30}{\pi n} \right)^2 \frac{g}{r} \left[\frac{M_z}{3Rf} \left(\frac{a}{c} + f \frac{b}{c} \right) + K \frac{k}{c} \right] кг;$$

здесь r — расстояние от центра тяжести груза до оси тормозного вала в $см$;

a, b, c, k — соответственно плечи действия нормального давления силы трения, центробежной силы и силы спиральной пружины K относительно оси поворота груза в $см$.

R — радиус поверхности трения в $см$;

π — число оборотов диска трения тормоза при спуске груза, определяемое по формуле

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{Gr} \left[\frac{M_z}{3Rf} \left(\frac{a}{c} + f \frac{b}{c} \right) + K \frac{k}{c} \right]} об/мин.$$

Для обеспечения плавного спуска груза число оборотов тормозного вала должно быть не меньше 150 в минуту.

Отношения плеч рекомендуется выбирать в следующих пределах:

$$\frac{a}{c} = \frac{b}{c} = \frac{1}{8} \div \frac{1}{12}; \quad \frac{k}{c} = \frac{3}{2}.$$

Общее усилие спиральной пружины «ЗК» обычно принимается в пределах 15—25 кг.

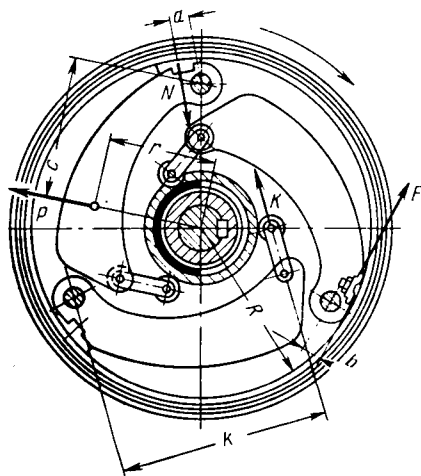


Рис. 83. Центробежный тормоз первого типа

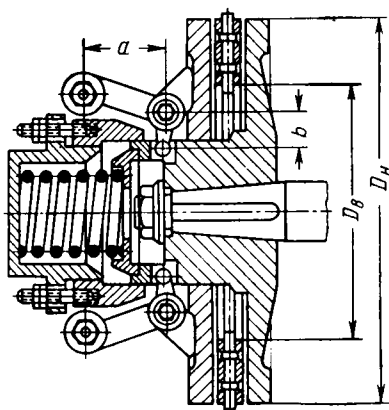


Рис. 84. Центробежный тормоз второго типа

Центробежный тормоз второго типа. Усилие пружины при заданном числе оборотов (рис. 84) n об/мин должно быть равно:

$$K = \frac{G}{g} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{a}{b} r z \frac{2M_z}{(D_n + D_b) f i} \text{ кг},$$

здесь G — вес одного затормаживающего груза в кг;

z — число грузов (обычно принимается от 2 до 6);

a и b — плечи углового рычага в см;

r — расстояние центра тяжести от оси вращения при зажатых дисках в см;

D_n и D_b — наружный и внутренний диаметры дисков трения в см;

f — коэффициент трения (см. табл. 41);

i — число пар поверхностей трения.

Удельное давление на поверхности трения

$$p = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{zG \left(\frac{n}{30} \right)^2 r \frac{a}{b} - K}{D_n^2 - D_b^2} \leq p_{\text{доп.}}$$

Допускаемое удельное давление принимается по табл. 49.

10. ВЫБОР ТОРМОЗНОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТА

Выбор тормозного электромагнита производится на основании численного равенства работы, производимой усилием (моментом) электромагнита на величине его хода (угла поворота), произведению величины рабочего усилия тормоза (усилия нажатия колодки на шкив в колодочном тормозе, натяжения тормозной ленты в ленточном тормозе, осевого усилия в тормозах с осевым нажатием) на величину его хода. Таким образом, при магните с поступательным движением якоря для колодочных тормозов

$$P_m h = N \varepsilon \frac{1}{\eta} 2,$$

а при электромагните клапанного типа

$$M_m \varphi = N \varepsilon \frac{1}{\eta} 2,$$

где P_m и M_m — соответственно тяговое усилие в кг и момент в кг·см, развиваемый тормозным электромагнитом;

h и φ — соответственно допустимый ход в см и допустимый угол поворота якоря электромагнита в рад;

N — давление колодки на шкив в кг;

ε — отход трущихся поверхностей при размыкании тормоза в см;

η — к. п. д. рычажной системы тормоза (для обычных конструкций колодочных и ленточных тормозов с качественно выполненными шарнирами к. п. д. равен 0,9—0,95).

Допустимый ход h и допустимый угол поворота ρ якоря электромагнита получают, умножая наибольшее каталожное значение этих величин на коэффициент k_1 . При жестких штампованных или литых рычагах этот коэффициент рекомендуется принимать в пределах 0,85—0,9; при нежестких рычагах, изготовленных из полос, — в пределах 0,7—0,8.

Применительно к ленточным тормозам формула для выбора длинноходового тормозного электромагнита с поступательным движением якоря принимает следующий вид:

для простого тормоза

$$P_m h = \frac{2M_T \varepsilon \alpha}{D (e^{f\alpha} - 1) \eta};$$

для дифференциального тормоза

$$P_m h = \frac{2M_T}{D} \cdot \frac{a_1 - a_2 e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \cdot \frac{\varepsilon \alpha}{a_1 - a_2} \cdot \frac{1}{\eta};$$

для суммирующего тормоза

$$P_m h = \frac{M_T \varepsilon \alpha}{D \eta} \cdot \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}.$$

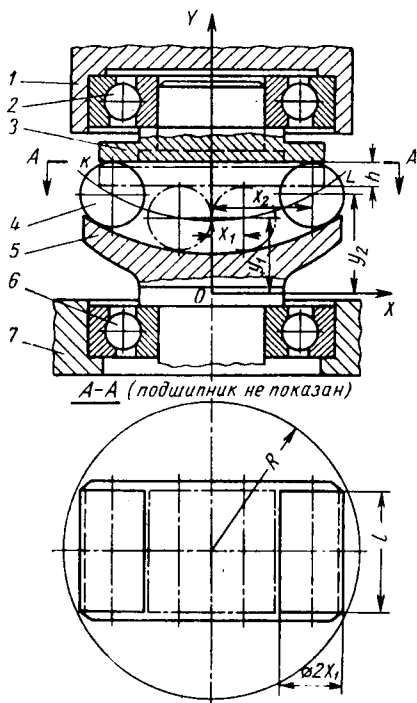
11. ВЫБОР ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОЛКАТЕЛЯ

Выбор электрогидравлического толкателя для привода тормоза (или другого механизма) производится по формуле

$$P_T h = \frac{N \delta}{\eta},$$

где P_T — допустимое усилие толкателя по паспорту в кг;
 h — допустимый ход толкателя, равный 0,9 наибольшего, в см;
 N — усилие исполнительного органа в кг (для тормозов — давление колодки на шкив);
 δ — полный ход исполнительного органа в см (для колодочных тормозов $\delta = 2e$);
 η — к. п. д. механизма.

Если при работе толкатель преодолевает усилие пружины, то оно при полном ходе толкателя не должно увеличиваться больше, чем на 10%.



12. РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ТОЛКАТЕЛЕЙ СО СВОБОДНЫМИ ГРУЗАМИ

Расчетная схема такого толкателя представлена на рис. 85. На шток толкателя 1 действует усилие от обслуживаемого механизма (на рисунке не показан). Радиально-упорный подшипник 2 позволяет вращаться траверсе 3 при невращающемся штоке.

Цилиндрические центробежные грузы 4 свободно вложены между вилкой 5 и траверсой 3. Внутри грузов установлены подшипники, позволяющие грузам при удалении от оси вращения катиться одновременно по деталям 3 и 5.

Радиально-упорный подшипник 6 позволяет вращаться вилке 5 и одновременно передает осевое усилие на корпус толкателя 7.

Рис. 85. Расчетная схема толкателя со свободными центробежными грузами

При включении тока вилка 5 приводится во вращение двигателем толкателя. Благодаря наличию специальных бортов детали 3, 4 и 5 вращаются совместно и грузы 4 удаляются от оси вращения, перемещая траверсу и выталкивая тем самым шток.

После выключения тока штоков возвращается в исходное положение, показанное на рис. 85 штрих-пунктиром.

С достаточной для практики степенью точности дифференциальное уравнение линии KL можно записать в следующем виде:

$$\frac{dY}{dX} = \frac{zm\omega^2 X}{nF},$$

где X и Y — текущие координаты линии KL ;

z — количество центробежных грузов в роторе толкателя (на рис. 1, $z = 2$);

n — количество вилок с криволинейным профилем (на рис. 85, $n = 1$);

ω — мгновенная скорость вращения ротора;

F — текущее значение внешнего усилия, приложенного к штоку.

Усилие пружины, приложенное к траверсе, изменяется по прямолинейному закону:

$$F = F_0 + nK_1 Y,$$

где K_1 — жесткость замыкающей пружины тормоза;

F_0 — расчетное начальное усилие на штоке толкателя.

Обычно принимают

$$Y = K_2 \omega,$$

где K_2 — коэффициент пропорциональности.

На основании вышеприведенных формул интеграл уравнения

$$X^2 = X_1^2 + \frac{2h^2}{zm(\omega_2 - \omega_1)^2} \ln \left[\left(Yn \frac{\omega_2 - \omega_1}{h\omega_1} \right)^{K_1} e^{F_0 \left(\frac{\omega_2 - \omega_1}{h\omega_1} - \frac{1}{Yn} \right)} \right],$$

где m — масса одного центробежного груза 4 с радиусом X_1 (см. рис. 85).

Линия вилки 5, по которой перекатываются грузы 4, является эквидистантой к линии KL .

Величину мгновенного усилия F можно вычислить из этого уравнения. При этом следует иметь в виду, что

$$\frac{dY}{dX} = \operatorname{tg} \alpha,$$

где α — угол наклона касательной к оси X в точке нахождения груза 4 на линии KL в данный момент.

Оптимальные элементы толкателя выражаются через модуль M и вычисляются по формулам.

Радиус центробежного груза в мм

$$X_1 = 667M.$$

Длина центробежного груза в мм

$$l = 1610M.$$

Масса одного центробежного груза в $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$:

$$m = 2,25f\rho M^3.$$

Наибольшее удаление центробежного груза от оси вращения в мм:

$$X_2 = 942M.$$

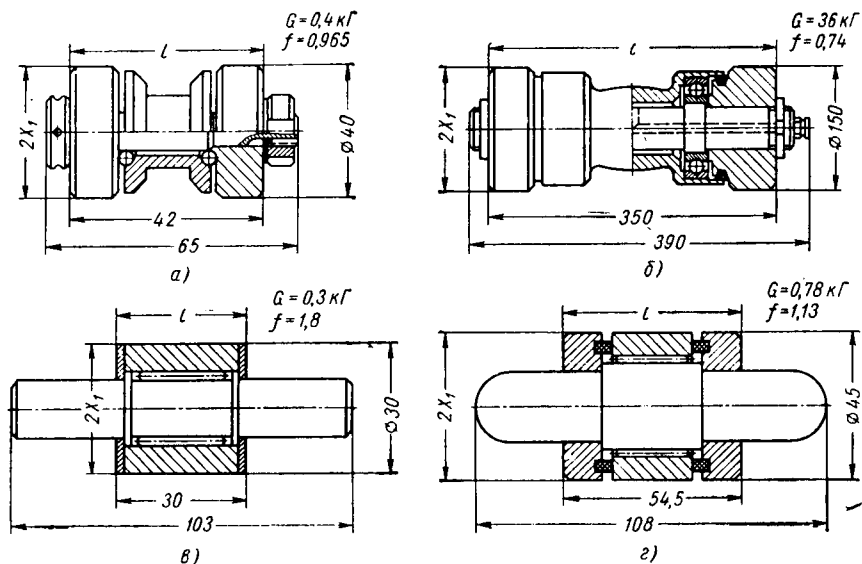


Рис. 86. Конструктивные схемы толкателей со свободными центробежными грузами

Наибольший радиус окружности, описываемый ротором толкателя, в мм:

$$R = 1800M.$$

Модуль толкателя:

$$M = \sqrt[5]{\frac{h}{\rho f \omega_2} \left[\frac{F_1}{\omega_1} + \frac{(F_2 - F_1) \left(\omega_1 + \omega_2 \ln \frac{\omega_2}{\epsilon \omega_1} \right)}{(\omega_2 - \omega_1)^2} \right]},$$

где h — ход штока толкателя в м;

F_1 и F_2 — начальное и конечное усилия пружины тормоза в кг;

ω_1 — критическая скорость вращения двигателя (скорость, при которой начинается выталкивание штока) в 1/сек;

ω_2 — установившаяся скорость вращения двигателя в 1/сек;

ρ — плотность материала центробежного груза в $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^3}$;

f — коэффициент формы, равный отношению фактического веса центробежного груза к весу стального цилиндра с радиусом X_1 и длиной l (см. рис. 85).

В начале расчета значение f обычно неизвестно и им приходится задаваться. После первого уточнения конструкции толкателя следует повторить расчет, если принятое значение коэффициента значительно отличается от фактического.

Следует иметь в виду, что геометрические размеры толкателя пропорциональны $f^{-0,2}$, поэтому незначительные отклонения фактического значения коэффициента от расчетного практически не влияют на изменение конечных размеров. Например, если фактическое значение отличается от принятого в расчете даже в 2 раза, размеры при пересчете изменятся только на 15%.

На рис. 86 даны некоторые конструкции и характеристики центробежных грузов: размеры расчетного цилиндра диаметром $2X_1$ и длиной l , вес грузов и значения коэффициента f . Эти значения могут закладываться в расчет для определения размеров толкателя.

ПРОТИВОУГОННЫЕ ЗАХВАТЫ

Противоугонные захваты служат для предотвращения угона крана при действии ветра нерабочего состояния. Приведенные в данном разделе нормы и методика расчета составлены для основных конструктивных типов противоугонных захватов кранов, перемещающихся по рельсовому пути.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

Исходными данными для расчета противоугонных захватов являются:

1. Полная ветровая нагрузка на подветренную площадь крана без груза в направлении подкрановых путей в кг — W_v (определение этой нагрузки производится в соответствии с данными гл. I «Внешние нагрузки» и ГОСТом 1451—65 «Краны подъемные. Нагрузка ветровая» или по специальным техническим требованиям).

2. Нагрузка от уклона подкрановых путей в кг — W_y .

3. Суммарное сопротивление передвижению крана от сил трения (без учета трения в ребордах) и от усилий, создаваемых тормозами механизма передвижения крана, в кг — W_m^* . (W_y и W_m определяются в соответствии с данными гл. IV «Механизмы передвижения кранов»).

4. Условия ввода захвата в работу (по сигналу из кабины крана, по сигналу датчика скорости или давления ветра, при обесточивании системы).

5. Конструктивная схема противоугонного захвата.

Данная методика расчета составлена в предположении, что наложение губок захвата на головку рельса происходит при неподвижном кране, после его полной остановки (т. е. с запаздыванием по отношению к моменту наложения тормозов механизма передвижения на величину времени торможения, но не более этого

* Для повышения надежности работы противоугонных захватов, а также учитывая недостаточно точную регулировку тормозов механизма передвижения кранов во время эксплуатации, W_m можно в расчетах не учитывать.

времени, чем на 1—2 сек). Необходимая задержка может быть получена за счет соответствующей кинематической схемы противоугонного захвата или вводом в конструкцию захвата специальных устройств.

Для случаев, когда по специальным условиям эксплуатации наложение захватов на головку рельса до полной остановки крана не исключено, следует производить соответствующий расчет на этот случай как самого захвата, так и всей конструкции крана с учетом возникающих при этом динамических воздействий.

2. РАСЧЕТ ПРОТИВОУГОННЫХ ЗАХВАТОВ

Общее удерживающее усилие, на которое должны быть рассчитаны противоугонные захваты крана, равно

$$P = W_e + W_y - W_m.$$

Усилие зажатия захватом головки рельса

$$N = \frac{P}{2i\mu} n,$$

где $n = 1, 2$ — коэффициент запаса;

i — число захватов на кране;

μ — коэффициент сцепления губок захвата с рельсом, значения которого следует принимать по табл. 50.

Значения коэффициента сцепления

Таблица 50

Характер поверхности губок	Материал губок	Термообработка	μ
Насечка острая	Сталь 65Г, 60С2, У8А, У10А	$HRC \geq 55$	0,3
Насечка притуплена до площадок шириной 0,15 мм			0,18
Насечка отсутствует	Сталь 45, 50	$HB \leq 350$	0,15

Противоугонные захваты должны обеспечивать необходимое усилие зажатия при уменьшении за счет износа ширины головки подкранового рельса по сравнению с предусмотренной ГОСТом до 10 мм и при опускании губок захвата относительно проектного положения на 5 мм за счет износа рабочих поверхностей ходовых колес и подкрановых рельсов.

Расчет элементов захватов на прочность следует производить на совместное действие усилия зажатия и усилия угона.

Коэффициенты запаса прочности принимать в соответствии с рекомендациями гл. II. Для мостовых перегружателей с консолями различной длины усилие зажатия захватом рельса определяется для каждой опоры отдельно.

а) Клещевые захваты с ручным приводом (рис. 87).

При определении необходимого усилия зажатия головки рельса для захвата, представленного на рис. 87, в предыдущую формулу

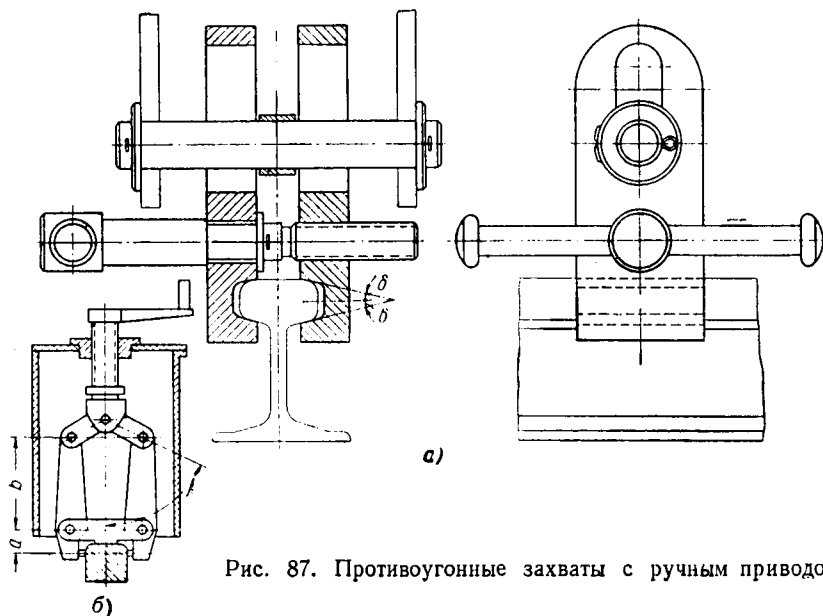


Рис. 87. Противоугольные захваты с ручным приводом

вместо коэффициента сцепления следует подставить значение приведенного коэффициента

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin \delta + \mu \cos \delta},$$

где δ — угол наклона граней выреза в рычагах захвата.

Момент на оси винта, необходимый для создания усилия зажатия N :

для захвата по рис. 87, а

$$M = \frac{Nd_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{2} \text{ кг} \cdot \text{см};$$

для захвата по рис. 87, б

$$M = \frac{Nad_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{2b \operatorname{tg} \beta} \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где d_{cp} — средний диаметр резьбы винта в *см*;
 α — угол подъема винтовой линии, из условия самоторможения принимается равным $4-5^\circ$;
 ρ — угол трения (при стальном винте и стальной гайке равен $8-9^\circ$; при бронзовой гайке $4-6^\circ$);
 a ; b — плечи рычагов;
 β — угол между распорным звеном и вертикалью, принимаемый равным $65-70^\circ$.

Все данные для ручного привода противоугонных захватов (расчетные усилия рабочего, плечи и ходы рукояток и т. п.) принимаются для кратковременной работы по данным гл. IX «Ручной привод и ручное управление механизмами». Все элементы захватов проверяются на прочность на усилие рабочего, равное 80 кг .

б) Клещевой захват с клиновым ползуном и машинным приводом (рис. 88).

Необходимая сила нажатия на ползун

$$G = \frac{2Na \operatorname{tg}(\beta + \rho)}{b\eta_p},$$

где β — угол между вертикальной осью и рабочей поверхностью паза, принимаемый равным $4-8^\circ$;

ρ — приведенный угол трения, учитывающий сопротивление роликовых клещей; для роликов на подшипниках качения $\rho = 1^\circ 10'$; на подшипниках скольжения $\rho = 3^\circ$;

a , b — плечи рычагов в *см*; обычно принимается

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{3} \div \frac{1}{4};$$

η_p — к. п. д. шарниров, принимаемый равным $0,95$.

Площадь рабочей поверхности губок может быть определена по формуле

$$F = \frac{N}{[\sigma_{см}]} \text{ см}^2,$$

где $[\sigma_{см}]$ — напряжения смятия, принимаемые для закаленных губок равными $2000-2500 \text{ кг/см}^2$, незакаленных губок — 800 кг/см^2 .

в) Клещевой захват с эксцентриковыми губками и центробежным толкателем (рис. 89).

Максимальный угол подъема эксцентрика назначается из условия

$$\alpha \leq \operatorname{arctg} \mu$$

или

$$\frac{e}{R} \leq \varphi,$$

где φ — угол трения на поверхности эксцентрика.

Максимальное усилие нажатия эксцентрика на головку рельса, если пренебречь трением в подшипниках качения цапф эксцентриков,

$$N = \frac{P}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}.$$

Предварительное нажатие эксцентриковых губок должно составлять 10—15% от усилия N .

Величина замыкающего груза с учетом веса деталей подвески для создания предварительного нажатия

$$G_e = (0,1 \div 0,15) N \frac{2a}{b \eta_P \operatorname{tg} \beta},$$

где a , b — плечи рычагов в см;

β — угол между распорным звеном и вертикалью для уменьшения веса замыкающего груза и исключения отжатия клещей под действием усилия N принимается равным $82 \pm 1^\circ$.

Вес каждого из двух грузов центробежного толкателя, необходимый для раскрытия захвата,

$$G_u = \frac{900 G_e \operatorname{tg} \gamma}{(n^2 l \sin \gamma - 900 \operatorname{tg} \gamma)},$$

где γ — угол между стержнем, к которому крепится груз, и вертикалью в невращающемся центробежном толкателе;

n — скорость вращения приводного электродвигателя в об/мин;

l — длина стержня.

г) Клещевой захват с грузовым клином и машинным приводом (рис. 90).

Необходимое горизонтальное усилие на верхних концах рычагов, создаваемое весом клина,

$$T = \frac{Na + P_{\Pi c}}{b} \text{ кг.}$$

При опущенном клине усилие в пружине

$$P_{\Pi} \geq (1,5 \div 2) G_P \frac{e}{c},$$

где G_P — вес рычага в кг.

При поднятом клине пружина должна обеспечивать прижатие роликов рычагов к носку клина с усилием не менее 5% веса клина.

Необходимый вес клина

$$G_k = 2T \operatorname{tg}(\beta + \rho) \text{ кг,}$$

где β — уклон рабочей поверхности клина, принимаемый равным $4-8^\circ$;

ρ — приведенный угол трения (см. пункт «б»).

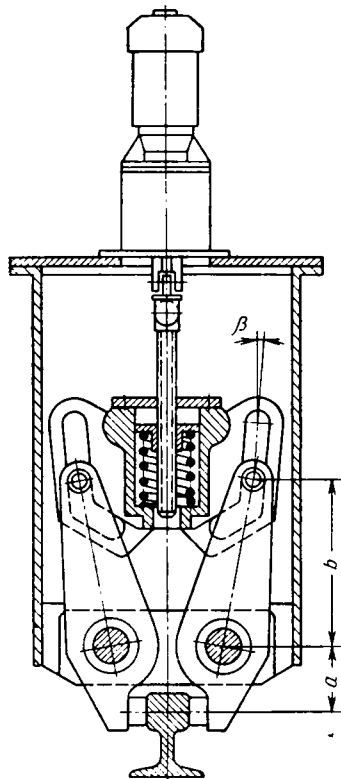


Рис. 88. Клещевой захват с клиновым ползуном

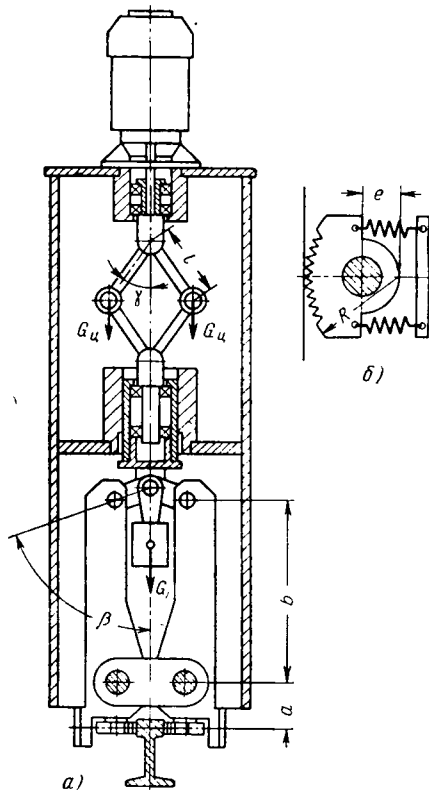


Рис. 89. Клещевой захват с центробежным толкателем и эксцентриковыми губками

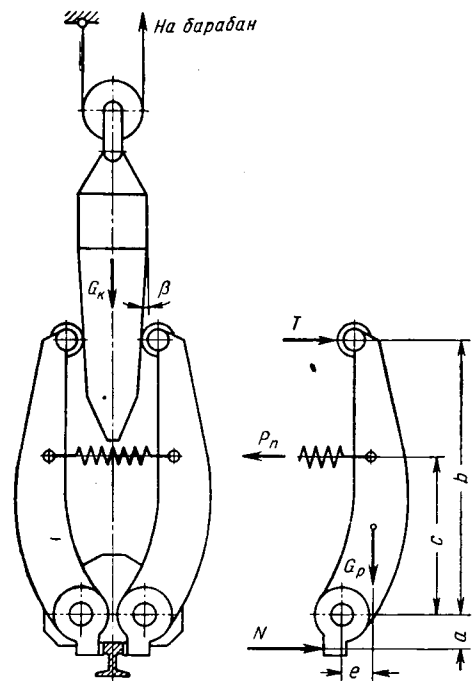


Рис. 90. Клещевой захват с грузовым клином

Элементы захвата на прочность, кроме расчета на общий для всех захватов случай нагружения, рассчитываются на динамическое действие массы клина с учетом коэффициента динамичности; запас прочности для этого случая должен быть не менее 1,4 по отношению к пределу текучести:

$$k_{дин} = 1 + \sqrt{1 + \frac{V_g^2 S_0}{g G_{\kappa}}},$$

где V_g — скорость входа клина в клещи, эта скорость не должна превышать 15—20 см/сек;

$$S_0 = 2S \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} (\beta + \rho);$$

$S \approx 0,9 \frac{3EI_x}{b^3}$ — жесткость рычага, т. е. усилие, вызывающее прогиб конца рычага на 1 см;

I_x — момент инерции сечения рычага у шарнира;
0,9 — коэффициент, приближенно учитывающий переменность сечения рычага.

Необходимый ход клина назначается с учетом величины отхода губок от головки рельса и величины упругого прогиба рычагов клещей:

$$l = \frac{\Delta \frac{b}{a} + \psi}{\operatorname{tg} \beta} k_x \text{ мм},$$

где $\Delta = 6 \div 8$ мм — отход губок с каждой стороны рельса с учетом неточности стыковки рельсов и допуска на ширину головки рельса;

$\psi = \frac{Tb^3}{3EI}$ — прогиб конца рычага от усилия T ;

$k_x \approx 1,5$ — коэффициент запаса хода клина, компенсирующий износ губок, упругие деформации в зонах контакта деталей, неточности изготовления и монтажа;

a, b — плечи рычагов в см.

Мощность электродвигателя лебедки подъема клина определяется из условия подъема клина со скоростью 6—15 м/мин.

Тормоз для удерживания клина на весу должен иметь запас торможения не менее 2.

В тех случаях, когда в конструкции клиновых захватов применен нормально закрытый тормоз, момент его определяется величиной поглощаемой кинетической энергии вращающихся масс приводного механизма и может быть определен

$$M_T = \frac{0,22}{n_1} GD^2 \left(\frac{n}{100} \right)^2 \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где GD^2 — маховой момент вращающихся масс привода, приведенный к валу тормозного шкива, в $кг \cdot м^2$;

n — скорость вращения вала тормозного шкива при опускании груза в $об/мин$;

n_1 — число оборотов тормозного шкива за время торможения, назначаемое в зависимости от допускаемого прослабления каната, сбегаящего с барабана (30—50 $мм$).

Канат для подъема должен иметь запас прочности на разрыв не менее 8.

ОГРАНИЧИТЕЛИ ПЕРЕКОСА КОЗЛОВЫХ КРАНОВ И ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ МОСТОВ

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Козловые краны и перегрузочные мосты с раздельным приводом механизма передвижения без электрической синхронизации скоростей вращения двигателей при их движении нагружаются силой перекоса, которая является результатом взаимодействия приво-

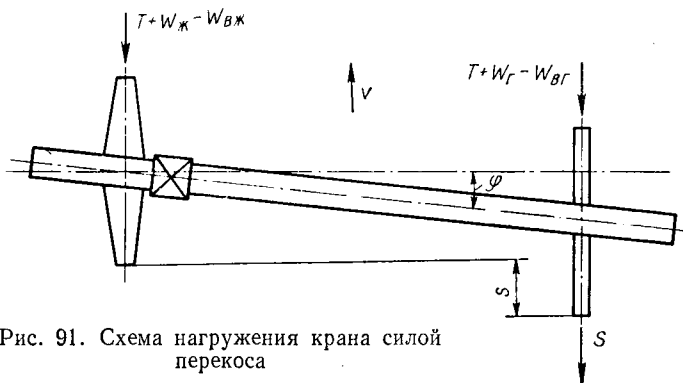


Рис. 91. Схема нагружения крана силой перекоса

дов опор, работающих в неодинаковых условиях. Сила перекоса крана S приложена в точке касания колеса с рельсом и направлена горизонтально в плоскости колеса (рис. 91). Наибольшей величины силы перекоса достигают в периоды пуска и торможения крана. Сила перекоса вызывает упругую деформацию металлоконструкции крана в горизонтальной плоскости, что проявляется в виде упругого смещения одной опоры крана относительно другой. Это смещение опор принято называть перекосом крана — s (см. рис. 91). Величина перекоса крана зависит от величины действующей силы перекоса и жесткости металлоконструкции крана в горизонтальной плоскости:

$$s = Sk_m m,$$

где S — сила перекоса крана в кг;

k_m — коэффициент жесткости металлоконструкции крана при нагружении силой перекоса в горизонтальной плоскости в кг/м.

При эксплуатации кранов возможны выходы из строя двигателей и тормозов приводов опор механизма их передвижения. В этих случаях силы перекоса значительно превышают силы перекоса при нормальной работе крана, что может привести к аварии крана и подкрановых путей.

Ограничитель перекоса является устройством безопасности, которое контролирует перекося крана и предназначено для выключения двигателей механизма передвижения крана в случаях, когда сила перекоса превысит расчетную величину при нормальной работе крана.

В качестве расчетного усилия принимается сила перекоса для случая торможения крана при попутном ветре, так как при этом действует наибольшая сила перекоса. Соответствующая величина перекоса крана используется для настройки ограничителя на кране.

Расчетная сила перекоса

$$S_p = 1,1S \text{ кг,}$$

где S — сила перекоса, действующая при торможении крана при этом для козловых кранов тележка с номинальным грузом находится около жесткой опоры, а для мостовых перегружателей тележка без груза — около гибкой опоры.

Сила перекоса рассчитывается по формуле

$$S = 2 \left[(T + W_{\text{жс}} - W_{\text{вжс}}) \frac{m_2}{m_2 + m_{\text{жс}}} - (T + W_2 - W_{\text{в2}}) \frac{m_{\text{жс}}}{m_2 + m_{\text{жс}}} \right],$$

где $T = \frac{2M_T i n \eta}{D}$ — приведенная к ободу колеса тормозная сила, обусловленная тормозными моментами тормозов привода опоры крана; здесь M_T — расчетный тормозной момент тормоза с учетом ветровой нагрузки рабочего состояния в кг·см (см. гл. IV);

i — передаточное отношение механизма;

η — общий к. п. д. механизма;

n — количество тормозов в приводе опоры;

D — диаметр ходового колеса в см;

$$W_{\text{жс}} = \omega \sum N_{\text{жс}};$$

$W_2 = \omega \sum N_2$ кг — суммарные сопротивления движению соответственно жесткой и гибкой опор от трения;

здесь $\omega = 7 \div 10 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$ — удельное сопротивление движению;

$\sum N_{жс}, \sum N_e$ — суммарные давления на колеса жесткой и гибкой опор в кг;

$W_{ожс}, W_{ог}$ — сопротивления движению жесткой и гибкой опор от ветровой нагрузки без учета ветровой нагрузки, действующей на груз; определенные ветровой нагрузки см. гл. IV;

$m_{жс}, m_e$ — приведенные к опорам массы крана без учета массы груза.

Приведенные массы в $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$ определяются по следующим формулам:

$$m_{жс} = m_{ожс} + m_{пс} + m_T + m_{каб} + m_{пр};$$

$$m_e = m_{ог} + m_{пс} + m_{пр},$$

где $m_{ожс} = \frac{G_{ожс}}{g}$ — приведенная масса жесткой опоры весом $G_{ожс}$ кг;

$m_{ог} = \frac{G_{ог}}{g}$ — приведенная масса гибкой опоры весом $G_{ог}$ кг;

$m_{пс} = \frac{G_{пс}}{2g}$ — приведенная масса пролетного строения (ригеля) весом $G_{пс}$ кг;

$m_T = \frac{G_T}{g}$ — приведенная масса тележки весом G_T кг;

$m_{каб} = \frac{G_{каб}}{g}$ — приведенная масса кабины весом $G_{каб}$ кг;

здесь $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести;

$m_{пр} = \frac{\delta (GD_p^2 + GD_m^2) i^2 n}{gD}$ — приведенные к поступательному

движению вращающиеся массы приводов опор; здесь GD_p^2, GD_m^2 — маховые моменты ротора двигателя и муфты с тормозным шкивом; $\delta = 1,2$ — коэффициент, учитывающий маховые моменты остальных вращающихся масс; i — передаточное отношение механизма; n — количество двигателей в приводе; D — диаметр ходового колеса в м; $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

Для предварительных расчетов проведенные массы можно принять пропорциональными суммарными делениями на колеса опор без учета веса груза:

$$m_{жс} = \frac{\sum N_{жс}}{g}; \quad m_e = \frac{\sum N_e}{g}.$$

2. РАСЧЕТ ОГРАНИЧИТЕЛЯ ПЕРЕКОСА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДЕФОРМАЦИИ РАСТЯЖЕНИЯ — СЖАТИЯ ПОДКОСА ЖЕСТКОЙ ОПОРЫ КРАНА (рис. 92, а)

Ограничитель перекоса представляет собой штангу, один конец которой закреплен на подкосу, а второй свободен, и через передаточный механизм воздействует на концевой выключатель, входящий в электросхему механизма передвижения крана.

Расчет ограничителя выполняется в следующем порядке:

а) Определяются расчетная сила перекоса и соответствующий перекос крана.

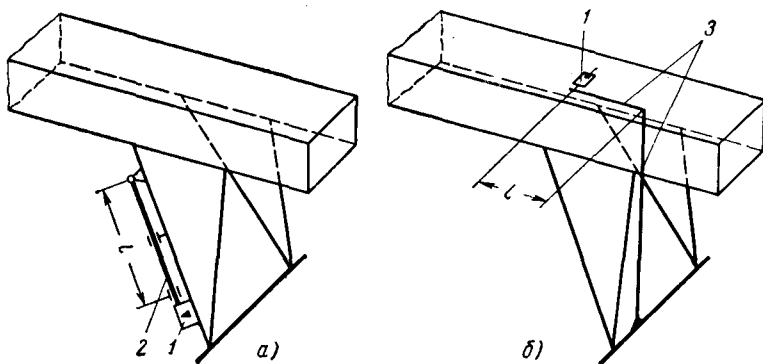


Рис. 92. Схемы ограничителей перекоса:

а — с использованием деформации растяжения подкоса жесткой опоры крана;
б — с использованием деформации кручения жесткой опоры крана; 1 — выключатель с передаточным механизмом; 2 — штанга; 3 — колонна с рычагом

б) Рассчитываются напряжения растяжения — сжатия подкоса жесткой опоры крана при нагружении расчетной силой перекоса согласно схеме на рис. 91. Напряжения определяются по известным методам расчета крановых конструкций.

в) Определяется ход штанги при деформации подкоса:

$$\Delta l = l \frac{\sigma}{E} \text{ см,}$$

где l — длина штанги в см;

σ — напряжения в подкосу в кг/см^2 ;

E — модуль упругости стали при растяжении.

г) Находится передаточное отношение передаточного механизма:

$$i = \frac{\Delta l}{\delta},$$

где δ — ход концевой выключателя в см.

3. РАСЧЕТ ОГРАНИЧИТЕЛЯ ПЕРЕКОСА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДЕФОРМАЦИИ КРУЧЕНИЯ ЖЕСТКОЙ ОПОРЫ КРАНА (рис. 92, б)

Ограничитель перекоса представляет собой колонну, нижний конец которой закреплен на стяжке опоры крана. Верх колонны шарнирно закреплен на пролетном строении крана. На этом конце колонна имеет рычаг, который через передаточный механизм или непосредственно влияет на выключатель.

Расчет ограничителя выполняется в следующем порядке:

а) Определяется расчетная сила перекоса и соответствующий перекокс крана.

б) Рассчитывается угол поворота пролетного строения относительно опоры при расчетной силе перекокса:

$$\varphi = \frac{s}{L_{\kappa}} \text{ рад},$$

где s — перекокс крана в $см$;

L_{κ} — пролет крана в $см$.

в) Определяется длина рычага ограничителя:

$$l = \frac{\delta}{\varphi i} \text{ см},$$

где δ — ход концевого выключателя в $см$;

i — передаточное отношение передаточного механизма.

ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ УСТРОЙСТВА

1. ЗВЕНЬЯ ГРУЗОЗАХВАТНЫХ УСТРОЙСТВ: ПЕТЛИ И КОЛЬЦА

Стандартизованные петли и кольца выбираются по данным соответствующих стандартов. Нестандартные петли и кольца проверяются на прочность.

Расчет звеньев грузозахватных устройств сводится к разделению определяющим возникающих в них нормальных напряжений от растяжения и изгиба. В этих деталях запас прочности на растяжение n_p определяется для растягивающей нагрузки как отношение временного сопротивления разрыву σ_v к напряжению от растяжения σ_p и по нормам Госгортехнадзора должен быть не менее 5, т. е.

$$n_p = \frac{\sigma_v}{\sigma_p} \geq 5.$$

Для изгибающей нагрузки запас прочности $n_{изг}$ определяется как отношение предельного изгибающего момента $M_{пр}$ к действующему в сечении изгибающему моменту или как отношение предела текучести изгиба к действующим напряжениям изгиба. В этом случае по нормам Госгортехнадзора $n_{изг} \geq 1,25$, т. е.

$$n_{изг} = \frac{M_{пр}}{M_{изг}} = \frac{\sigma_T''}{\sigma_{изг}} \geq 1,25,$$

где σ_T'' — предел текучести изгиба, соответствующий одному из крайних волокон сечения, в $кг/см^2$;

$\sigma_{изг}$ — напряжение изгиба, соответствующее одному из крайних волокон сечения, в $кг/см^2$.

Для сечений, не симметричных относительно оси X , при изгибе прямого бруса, а также кривого бруса произвольного сечения пределы текучести изгиба и соответствующие напряжения для крайних волокон имеют два значения (рис. 93).

Напряжение растяжения в прямолинейных частях звеньев от нагрузки Q рассчитывается по формуле

$$\sigma_p = \frac{Q}{2 \cos \beta F} \text{ кг/см}^2,$$

где F — площадь поперечного сечения стержня в $см^2$;
 β — угол наклона прямолинейной части звена к вертикали.
 Для круглого звена напряжения растяжения рассчитываются для горизонтального сечения.

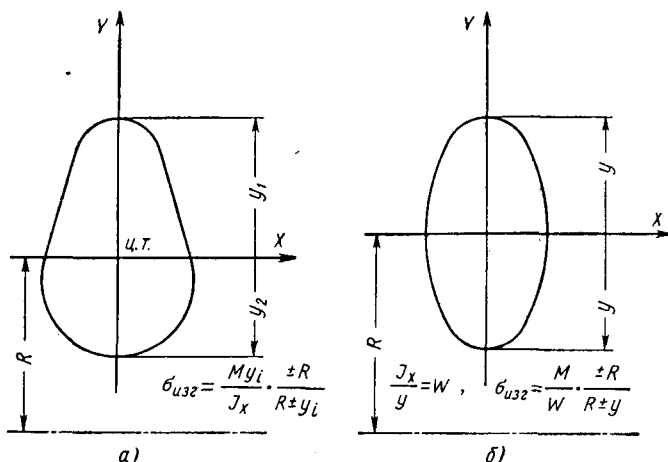


Рис. 93. Расчетные данные звеньев различного поперечного сечения:

а — сечение не симметричное относительно оси x ; б — сечение симметричное относительно оси x .

Наибольшие напряжения изгиба, возникающие в крайних волокнах поперечного сечения звена, рассчитываются по формуле

$$\sigma_{uzg} = \frac{M_{\max} y_i}{I_x} \cdot \frac{\pm R}{R \pm y_i} \text{ кг/см}^2,$$

где M_{\max} — максимальный изгибающий момент в $кг \cdot см$;
 J_x — момент инерции площади поперечного сечения звена относительно оси X в $см^4$;
 y_i — ордината крайнего волокна поперечного сечения звена (см. рис. 91, а) в $см$;
 R — радиус кривизны геометрического места точек центров тяжести площадей поперечных сечений звена в $см$.

Значение $\frac{R}{R \pm y} = 1$ соответствует частному случаю изгиба, когда $R \gg y$ (прямой брус).

Для симметричного относительно оси X сечения $y_i = y$ и $\frac{I_x}{y_i} = W$.

Предельный изгибающий момент для расчетного сечения определяется по формуле

$$M_{np} = \sigma_T W_{nl} = \sigma_T^* W_l,$$

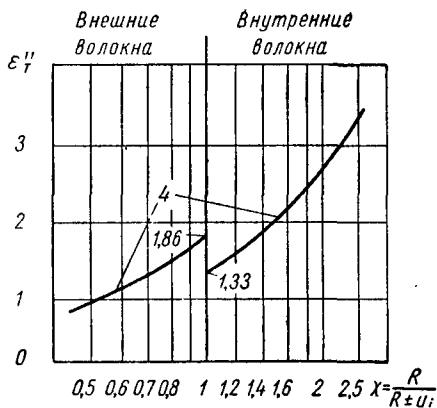
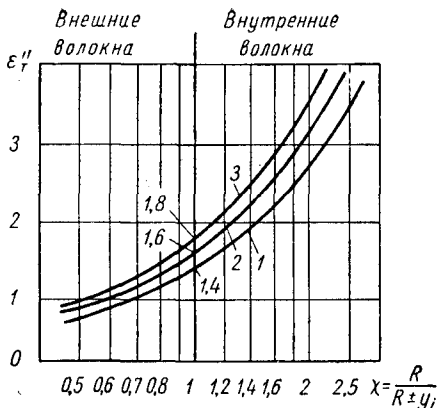


Рис. 94. Зависимость коэффициента эквивалентности от кривизны бруса. Материал — сталь, $\sigma_T = 20 \div 26 \text{ кг/мм}^2$:

1 — прямоугольное сечение; 2 — круглое сечение; 3 — эллиптическое сечение; 4 — трапецидальное сечение

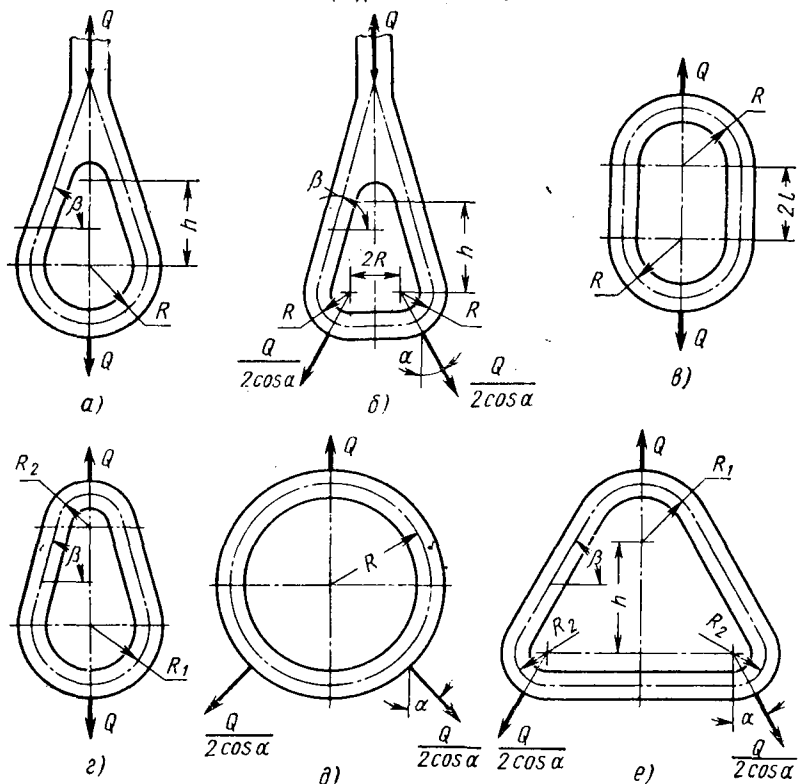


Рис. 95. Звенья стропов:

а и б — петли; в — звено с прямолинейной вставкой; г — звено оvoidное; д — звено круглое; е — звено треугольное

где $W_{пл}$ в $см^3$ — пластический момент сопротивления площади поперечного сечения звена.

Пределы текучести изгиба для прямоугольных, круглых, эллиптических и трапециевидных сечений, применяемых при изготовлении звеньев грузозахватных приспособлений, определяются из зависимости

$$\sigma_{Ti}'' = \sigma_T \varepsilon_T'',$$

где ε_T'' — коэффициент эквивалентности (для стали Ст. 3 по ГОСТу 380—60* и стали марки 20 по ГОСТу 1050—60*), принимается по рис. 94. Коэффициент эквивалентности при $\chi = 1$ соответствует случаю изгиба прямого бруса.

В случае применения сталей других марок пределы текучести изгиба сечения, симметричного оси X , для прямого бруса в зависимости от предела текучести растяжения приведены в графике (см. рис. 4). В случае расчета несимметричных сечений коэффициент эквивалентности определяется по формуле

$$\varepsilon_T'' = \frac{W_{пл}}{W_i} \cdot \frac{R}{R \pm y_i}.$$

Таблица 51

Петли и кольца (рис. 95)

Форма звена	Соотношение основных размеров	Основная расчетная формула
<i>a</i> — грузовая петля оvoidная	$\sphericalangle \beta = 75^\circ;$ $h = 1,5R$	$M_{\max} = -0,280QR$
<i>b</i> — грузовая петля треугольная	$\sphericalangle \beta = 75^\circ;$ $h = 4R$	$M_{\max} = -0,250QR$
<i>в</i> — кольцо с прямой частью	—	$M_{\max} = -QR \frac{l + R}{2l + \pi R}$
<i>г</i> — кольцо оvoidное	$\sphericalangle \beta = 75^\circ; R_1 = R_2$	$M_{\max} = -280QR_1$
<i>д</i> — кольцо круглое	—	$M_{\max} = -318QR$
<i>e</i> — кольцо треугольное	$\sphericalangle \beta = 60^\circ;$ $R_1 = 2R_2; h = 1,5R_1$	$M_{\max} = -325QR_2$

При $\frac{R}{R \pm y_i} = 1$ значения коэффициента эквивалентности ϵ''_T соответствуют случаю изгиба прямого бруса.

Для различных форм звеньев грузозахватных приспособлений с достаточной для практики точностью можно пользоваться значениями максимальных изгибающих моментов, указанных в табл. 51.

Эти значения изгибающих моментов определены для случаев приложения нагрузки под углом к вертикали, колеблющимся от 0 до 45°. Углы наклона прямолинейных участков звеньев и соотношения их размеров приняты по данным таблицы 51.

2. СТРОПЫ

Расчеты звеньев стропов (рис. 96) сводятся к определению запасов прочности по отношению к усилию натяжения ветви стропа.

Для ветвей стропов, изготовленных из цепей, стальных и растительных канатов, запас прочности определяется по отношению разрывной нагрузки применяемого стропа к натяжению ветви стропа, т. е.

$$n = \frac{P_{\text{разр}}}{S},$$

где $P_{\text{разр}}$ — разрывное усилие цепи или каната в кг (принимается по соответствующим стандартам и сертификатам);

S — натяжение ветви стропа в кг.

Для ветвей стропов, изготовленных из шарнирно-звенных проволочных или текстильных лент, запас прочности определяется как отношение временного сопротивления разрыва к действующему напряжению, т. е.

$$n = \frac{\sigma_a}{\sigma}.$$

Значение σ_a принимается по соответствующим стандартам и рекомендациям, приведенным ниже.

Натяжение ветви стропа определяется по формуле

$$S = \frac{Q}{n \cos \alpha} \text{ кг},$$

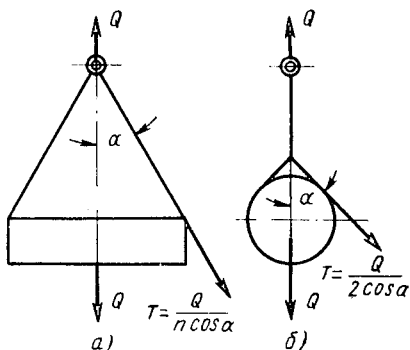


Рис. 96. Схемы:

а — застропки груза на ветвях; б — застропки удавкой

где Q — вес поднимаемого груза в кг;
 n — число ветвей стропа;
 α — угол наклона ветви стропа к вертикали.

Основными параметрами шарнирно-звенной проволочной ленты являются (рис. 97, а): ширина B ; шаг навивки спирали t ; шаг стержней a ; диаметр проволоки спирали d_n и диаметр проволоки стержней d_c . Лента выбирается по нормали ОН-48033-63 отрасли электропечестроения.

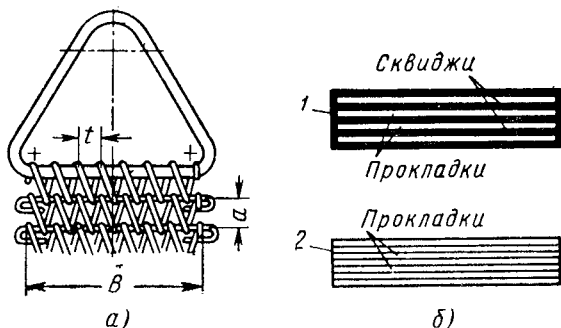


Рис. 97. Стропы:

а — из проволочной ленты; б — из прорезиненной ленты;
 1 — со сквиджами; 2 — без сквиджей

Расчетное максимальное натяжение ленты должно быть равно или меньше допускаемой нагрузки (натяжения) на ленту. Общая допускаемая нагрузка на ленту, исходя из прочности проволоки спирали на разрыв,

$$S_{дон} = 2F_c \sigma i = 1,57 d_n^2 \sigma i \text{ кг.}$$

Отсюда диаметр проволоки спирали

$$d_n = \sqrt{\frac{S}{1,57 i \sigma}} \text{ см,}$$

где $i = \frac{t}{B}$ — общее количество витков спирали, размещающихся на всей ширине ленты;

σ кг/см² — напряжение растяжения в проволочке, принимается равным или меньше $0,2\sigma_s$ материала.

Напряжение материала стальной или текстильной прорезиненной ленты определяется по формуле

$$\sigma = \frac{S}{F} \text{ кг/см}^2,$$

где S — натяжение ветви ленточного стропа в кг;

F — площадь поперечного сечения ветви ленточного стропа в см².

Предел прочности при растяжении для текстильных лент (см. рис. 97, б) принимается по табл. 52.

Запас прочности для ветвей стропа принимается по табл. 53.

Таблица 52

Предел прочности для текстильных лент

Тип текстильной ленты	Число прокладок	Предел прочности σ_B в кг/см ²	Снижение σ_B в %
Хлопчатобумажные а) цельнотканые б) тканые прошивные	—	350	—
	—	380	—
Прорезиненные а) без сквиджей б) со сквиджами а и б	1	480	—
	1	370	—
	2	—	2
	3	—	10
	4	—	15

Таблица 53

Запас прочности для ветвей стропа

Материал ветви стропа	n	
	без обвязки груза	обвязка груза
Канат растительный	—	8
Канат стальной	6	6
Цепи	5	5
Текстильная лента	—	10
Пароволоочная лента	—	10
Стальная лента	—	5

3. ЗАХВАТЫ

Расчет элементов захватов на прочность (кроме рассмотренных ранее) должен определить запас прочности, который не должен быть менее 2,0 от соответствующего предела текучести используемой стали.

Расчет геометрии строп-захватов (рис. 98, а и б) и захватов (см. рис. 100) сводится к определению угла распора ветвей стропа для строп-захватов и запаса сжимающего усилия для захватов.

Расчет строп-захвата с храпцами (см. рис. 98, а) сводится к определению необходимого угла распора α между горизонтальной и наклонной ветвями стропа.

Условие надежности для этого захвата выражается формулой

$$N = \frac{Qk}{2\mu},$$

где N — усилие, сжимающее груз, в кг;
 Q — вес груза в кг;
 k 1,5 — запас сжимающего усилия;
 μ — коэффициент трения.

Запас сжимающего усилия выражается соотношением

$$k = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \rho},$$

где $\angle \beta$ — угол зажатия ($\operatorname{tg} \beta = \frac{Q}{2N}$);

$\angle \rho$ — угол трения между поверхностями трения хвостов и груза.

Угол распора α определяется по углу зажатия:

$$\alpha = 2\beta > 2\rho.$$

Расчет строп-захвата с подхватами (см. рис. 98, б) сводится к графическому определению угла распора α между вертикалью

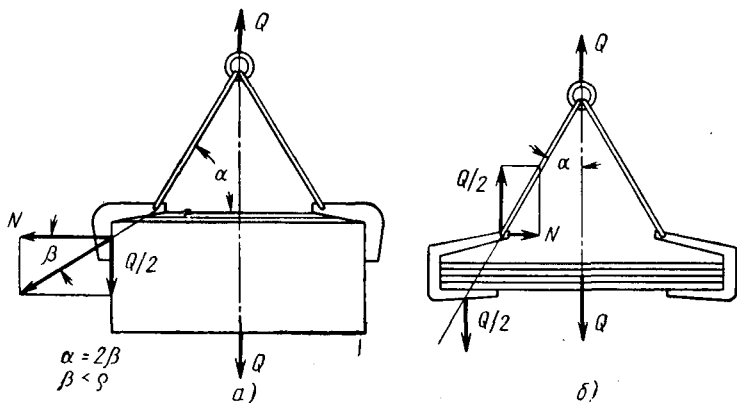


Рис. 98. Строп-захваты:

а — с хвостами; б — с подхватами

и ветвью стропа. В этом случае угол α должен обеспечить прохождение геометрической оси ветви стропа в пределах опорной лапы подхвата. Элементы захвата (стропы и лапы) проверяются на прочность, причем запасы прочности должны быть не менее указанных в табл. 53 для строп и не менее 2,0 для лап.

Расчет захвата с одним эксцентриком (рис. 99, а) сводится к определению запаса сжимающего усилия, определяемого из условия надежности

$$N = \frac{Qk}{\operatorname{tg}(\alpha + 2\rho)},$$

где N — сжимающее усилие в кг;

Q — вес поднимаемого груза в кг;

k — запас сжимающего усилия;

α — угол подъема кривой кулачка;

ρ — угол трения.

При этом запас сжимающего усилия выражается отношением $\frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \rho}$.

Условие надежности для захвата с двумя эксцентриками (рис. 99, б) выражается формулой

$$N = \frac{Qk}{2 \operatorname{tg} (\alpha + \rho)} ;$$

при этом запас сжимающего усилия выражается отношением

$$k = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)} .$$

Условие надежности для клещевого захвата (рис. 100), поднимающего груз произвольной формы, выражается формулой

$$N = \frac{Qk}{2 \operatorname{tg} (\varphi + \rho)} ,$$

где N — сжимающее усилие в кг;

Q — вес поднимаемого груза в кг;

k — запас сжимающего усилия;

φ — угол наклона плоскости колодки к вертикали;

ρ — угол трения.

Расчет геометрических величин захвата производится без учета веса захвата. Это приводит к увеличению запаса сжимающего усилия, т. е. повышает надежность захватывания груза.

Из условия $\sum M = 0$

$$N = \frac{Q(a + l_1 \operatorname{tg} \alpha)}{2l_2} ,$$

где a — плечо вертикальных сил в см;

l_1 — верхнее плечо рычага в см;

l_2 — нижнее плечо рычага в см;

α — угол распора тяг захвата.

По усилию N производится прочностной расчет рычагов. Формула справедлива как для совмещенных (рис. 100, б), так и для разнесенных (рис. 100, а и в) центральных шарниров рычагов захватов.

Условие надежности в зависимости от геометрии захвата выражается формулой

$$\frac{k}{\operatorname{tg} (\varphi + \rho)} = \frac{a + l_1 \operatorname{tg} \alpha}{l_2} .$$

В случае, когда момент вертикальных сил (см. рис. 100, а) направлен в сторону разжатия рычагов захвата, плечо a принимается с отрицательным знаком.

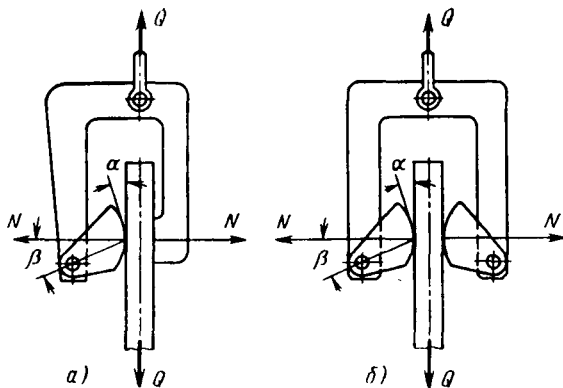


Рис. 99. Захваты эксцентрики:
 а — с одним эксцентриком; б — с двумя эксцентриками

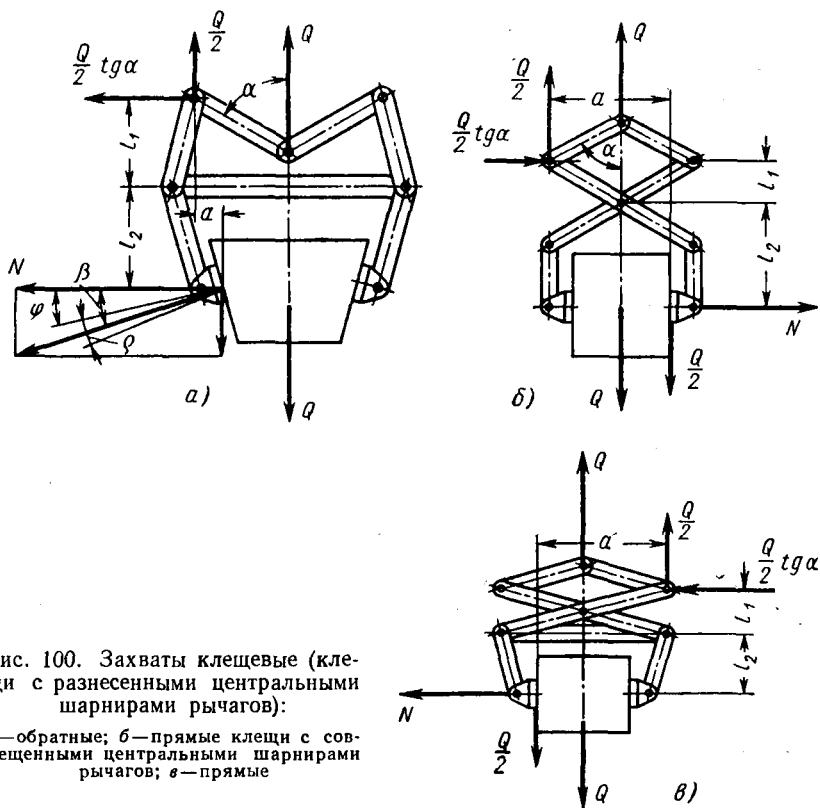


Рис. 100. Захваты клещевые (клевцы с разнесенными центральными шарнирами рычагов):

а — обратные; б — прямые клещи с совмещенными центральными шарнирами рычагов; в — прямые

Запас сжимающего усилия выражается формулой

$$k = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} (\varphi + \rho)},$$

где β — угол зажатия груза.

При вертикальном положении плоскости колодок (см. рис. 100, б, в) эти формулы приобретают вид

$$\frac{k}{\mu} = \frac{a + l_1 \operatorname{tg} \alpha}{l_2}$$

и

$$k = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \rho}.$$

Величина запаса сжимающего усилия принимается в зависимости от назначения захвата в пределах 1,25 ÷ 1,6.

БУФЕРНЫЕ УСТРОЙСТВА КРАНОВ

Энергоемкость буфера определяется из условия поглощения буфером кинетической энергии движущегося крана или тележки: при гибкой подвеске — без груза и при жесткой — с грузом, двигающимся со скоростью, равной 0,5 номинальной, замедление при этом не должно превышать 4,0 м/сек².

Детали крепления буфера рассчитываются на нагрузку, возникающую при поглощении энергии удара о буфер крана или тележки, перемещающихся с номинальной скоростью. Запасы прочности в деталях буферных устройств в этом случае не должны быть ниже 1,15 от предела текучести материала.

При расчете буферов уравнение имеет вид

$$\frac{Gv^2}{2g} = (W_{\kappa} + W_T) S + \int P dS,$$

где G — вес крана или тележки в кг;

v — скорость крана или тележки в момент удара в м/сек;

g — ускорение силы тяжести в м/сек²;

W_{κ} — сопротивление передвижению в кг;

W_T — тормозное усилие, приведенное к ободу колеса, в кг;

P — усилие буфера в кг;

S — ход буфера в см.

Значение $\int P dS$ для буферов: пружинных, пружинно-фрикционных и приближенно для резиновых 0,5 $P_{\max} S$; гидравлических (с переменным сечением отверстия в поршне или цилиндре, обеспечивающим постоянное усилие) 0,8—1,0 $P_{\max} S$.

Замедление тележки или крана при ударе: для пружинных буферов $a = \frac{v^2}{2S}$ м/сек² и для гидравлических с постоянным усилием $a = \frac{v^2}{S}$ м/сек².

Напряжение сжатия в монолитных резиновых буферах с площадью поперечного сечения F : $\sigma = \frac{P_{\max}}{F} < \frac{\sigma_s}{1,5}$, где σ_s — предел прочности при разрыве, равный для материала резины группы I В по ТУ 333-54 МХП ≥ 45 кг/см² (относительное удлинение 200%, модуль эластичности $E \geq 50$ кг/см²; термостойкость от -30 до +50° С).

Часть вторая

РАСЧЕТЫ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

ГЛАВА XV

ЦИКЛЫ РАБОТЫ И ЭКВИВАЛЕНТНЫЕ НАГРУЗКИ

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Графики загрузки крановых механизмов, приведенные в гл. I, построены для нагрузок, соответствующих установившемуся движению.

В настоящей главе рассматривается работа крановых механизмов с учетом нагрузок (Q_{\max}), действующих при переходных процессах во время пусков и торможений. Не учитываются только пиковые нагрузки, возникающие вследствие упругих колебаний, которые вызывают несколько циклов убывающих по амплитуде напряжений и весьма быстро затухают.

В основу расчета на долговечность деталей крановых механизмов, которым свойственны нестационарные переменные напряжения, положен принцип суммирования повреждений, позволяющий изложить методику расчета деталей на выносливость в виде расчета по эквивалентной нагрузке.

Эквивалентная нагрузка определяется из зависимости

$$Q_{\text{экс}} = Q_{\max} \sqrt[m]{\sum_{i=1}^i \left[\left(\frac{Q_i}{Q_{\max}} \right)^m \frac{Z_i}{\sum Z_i} \right]} = Q_{\max} k_{\text{д}}, \quad (1)$$

где Q_{\max} — максимальная нагрузка, учитываемая при расчетах на долговечность;

Q_1, Q_2, \dots, Q_i — нагрузки, вызывающие напряжения $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$;

Z_1, Z_2, \dots, Z_i — числа циклов нагружений при напряжениях $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$;

m — показатель степени кривой выносливости Велера (см. рис. 101).

При расчете на выносливость по изгибу, растяжению и кручению в формулу (1) следует вводить только нагрузки, вызывающие перенапряжения, превышающие длительный предел выносливости.

При расчете на контактную прочность деталей, подвергающихся также механическому изнашиванию (подшипники качения и зубчатые колеса), в формулу (1) условно вводятся все нагрузки.

Расчет по формуле (1) выполняется для случая

$$Z_{\sigma \max} < Z_0,$$

где $Z_{\sigma \max}$ — число циклов нагружений, вызывающих напряжение σ_{\max} , соответствующее максимальной нагрузке Q_{\max} .

Расчет деталей по эквивалентной нагрузке $Q_{\text{экс}} < Q_{\max}$ производится при условии

$$\sum Z_i > Z_1 < Z_0,$$

где $\sum Z_i$ — число циклов перенапряжений ($\sigma_i > \sigma_r$);

Z_1 — число циклов, соответствующее пределу текучести материала детали;

Z_0 — базовое число циклов (принимается по табл. 60).

В расчетах можно принимать $Z_1 \approx 10^4$ циклов.

При $\sum Z_i < Z_1$ расчет ведется только на прочность по пределу текучести σ_r . В этом случае запас прочности детали определяем из соотношения

$$n = \frac{\sigma_r}{\sigma_{Q \max}},$$

где $\sigma_{Q \max}$ — действующее напряжение от максимальной нагрузки Q_{\max} .

При $\sum Z_i > Z_1 < Z_0$ расчет выполняется по ограниченному пределу выносливости σ_{0r} .

Без учета концентрации напряжения, состояния поверхности и масштабного фактора запас прочности детали находим по формуле

$$n = \frac{\sigma_{0r}}{\sigma_{Q \text{экс}}};$$

$$\sigma_{0r} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{Z_0}{\sum Z_i}},$$

где σ_r — длительный предел выносливости;

$\sigma_{Q \text{экс}}$ — напряжение от эквивалентной нагрузки $Q_{\text{экс}}$.

При $\sum Z_i > Z_0$ расчет проводится по длительному пределу выносливости и эквивалентному напряжению.

В этом случае запас прочности

$$n = \frac{\sigma_r}{\sigma_{Q \text{экс}}} = \frac{\sigma_r}{\sqrt[m]{\frac{1}{Z_0 a} \sum_{i=1}^i \sigma_i^m Z_i}},$$

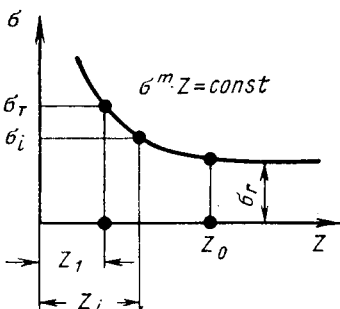


Рис. 101. Кривая выносливости Велера

где a — параметр, учитывающий тренировку металла под действием переменных напряжений.

При $\sum Z_i > Z_0$ может оказаться, что $\sigma_{Q_{экс}} > \sigma_{\max}$.

В этом случае принимают $\sigma_{Q_{экс}} = \sigma_{\max}$, но повышают предел выносливости за счет тренировки металла путем чередования больших и малых нагрузок на 15—20%.

Показатель степени кривой выносливости m зависит от типа напряженного состояния, коэффициента концентрации, величины размера сечения образца и пр. Для напряженных состояний, у которых напряжения прямо пропорциональны нагрузкам (изгиб, растяжение, сжатие, кручение), $m = 8 \div 9$.

Для контактных напряжений при начальном касании по линии (контакт цилиндрических поверхностей) $m' \approx 3 \div 4,5$.

Для контактных напряжений при начальном касании в точке (контакт сферических поверхностей) $m'' \approx 3$.

2. КОЭФФИЦИЕНТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Полагая $\sum Z_i = Z_0$, формулу, определяющую коэффициент долговечности, можно записать в следующем виде:

$$k_{\partial} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^i \left[\left(\frac{Q_i}{Q_{\max}} \right)^m \frac{Z_i}{Z_0} \right]}.$$

С учетом тренировки материала при разных уровнях напряжений условие суммирования повреждений записывается уравнением

$$\sum \frac{Z_i}{Z'} = a,$$

где Z_i — число циклов при напряжении σ_i ;

Z' — число циклов при напряжении σ_i до разрушения;

a — параметр, зависящий от материала и соотношений уровней напряжений.

Коэффициент долговечности

$$k_{\partial} = k_{mp} k_Q k_T, \quad (2)$$

где k_{mp} — коэффициент, учитывающий влияние тренировки материала;

k_Q — коэффициент переменности нагрузки, характеризующий переменность режима работы вследствие изменения нагрузки Q_i и времени ее действия;

k_T — коэффициент срока службы, учитывающий требуемую долговечность детали.

В развернутом виде формула (2) имеет вид

$$k_{\partial} = \frac{1}{\sqrt{a}} \sqrt[m]{\sum_{i=1}^i \left(\frac{Q_i}{Q_{\max}} \right)^m \frac{t_i n_i}{T_{\text{маш}} n_p} \sqrt[m]{\frac{Z_p}{Z_0}}}, \quad (3)$$

где t_i — часть машинного времени принятого цикла работы, соответствующая числу оборотов n_i ;
 $T_{\text{маш}}$ — машинное время за календарный срок службы $T_{\text{кал}}$;
 n_p — расчетное число оборотов в минуту;
 Z_p — расчетное число циклов.

3. ГРАФИК НАГРУЖЕНИЯ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Расчет детали на выносливость проводится по машинному времени.

Время одного цикла работы механизма состоит из машинного и вспомогательного времени: $T_{\text{ц}} = T_{\text{маш}} + T_{\text{вспом}}$.

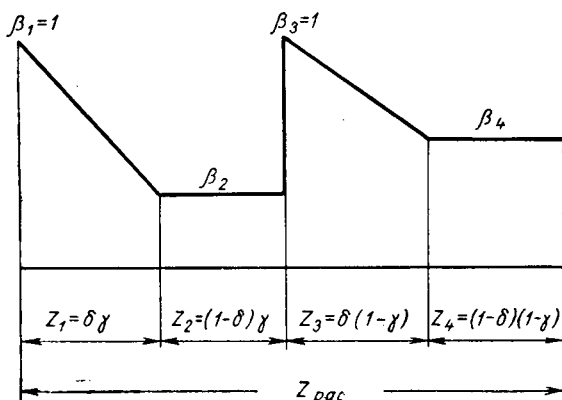


Рис. 102. Цикл работы кранового механизма

Цикл работы кранового механизма без учета вспомогательного времени можно рассматривать состоящим из четырех периодов (рис. 102).

1. Неустановившегося движения холостого хода.
2. Установившегося движения холостого хода.
3. Неустановившегося движения рабочего хода.
4. Установившегося движения рабочего хода.

Обозначив через Z_1 , Z_2 , Z_3 и Z_4 относительные количества циклов нагружений, за рассматриваемые периоды работы, имеем $Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 = 1$.

Назовем коэффициентом холостого хода γ отношение количества циклов нагружения при холостом ходе $\sum Z_{x. x}$ к суммарному количеству циклов нагружений за цикл работы механизма Z_p :

$$\gamma = \frac{\sum Z_{x. x}}{Z_p}.$$

Величина γ может быть определена, если известны технологический поток и схема движения крана. Если таких данных нет, то можно принять $\gamma = 0,4$, полагая $(1 - \gamma) > 0,5$.

Коэффициентом неустановившегося движения δ назовем отношение количества циклов нагружений при неустановившемся движении (пусках и торможениях) $\sum Z_{н. \delta}$ за цикл работы механизма к суммарному количеству циклов нагружений за цикл работы:

$$\delta = \frac{\sum Z_{н. \delta}}{Z_p}.$$

Коэффициент неустановившегося движения, выраженный в долях времени,

$$\delta' = \frac{T_{н. \delta}}{T_{маш}},$$

где $T_{н. \delta}$ — машинное время в периоды неустановившегося движения;

$T_{маш}$ — машинное время.

Машинное время за расчетный срок службы в минутах

$$T_{маш} = 0,6 T_{кал} K_z K_c ПВ,$$

где $T_{кал}$ — расчетный календарный срок службы в ч;

K_z — коэффициент годового использования механизма;

K_c — коэффициент суточного использования механизма;

$ПВ$ — относительная продолжительность включения механизма в %.

Расчетное число циклов $Z_p = T_{маш} n_p$,

где n_p — расчетное число оборотов детали в минуту.

Коэффициент δ' был получен экспериментальным путем в зависимости от величины $ПВ$ и числа включений в минуту работы h' для механизмов мостовых кранов общего назначения, специальных и металлургических.

Коэффициент δ находим по формуле

$$\delta = 1 - (1 - \delta') \rho. \quad (4)$$

В формуле (4) величина ρ зависит от жесткости естественной характеристики двигателя. В среднем $\rho = 0,92$.

Коэффициент $\nu = \frac{n_{ном}}{n_p}$. Можно принимать расчетное число оборотов $n_p = \frac{2}{3} n_{ном}$ ($\nu = 1,5$).

Выразив через коэффициенты δ и γ периоды цикла работы кранового механизма, получим

$$Z_1 = \delta\gamma;$$

$$Z_2 = \gamma(1 - \delta);$$

$$Z_3 = \delta(1 - \gamma);$$

$$Z_4 = (1 - \delta)(1 - \gamma).$$

Нагрузки, действующие во время рассматриваемых четырех периодов, выразим через коэффициент нагрузки $\beta = \frac{Q_i}{Q_{\max}}$, где

Q_{\max} — максимальная расчетная нагрузка.

Тогда имеем

$$\beta_1 = \beta_3 = \frac{Q_{\max}}{Q_{\max}} = 1;$$

$$\beta_2 = \frac{Q_{y. \text{ дв. хх}}}{Q_{\max}};$$

$$\beta_4 = \frac{Q_{y. \text{ дв. ср.}}}{Q_{\max}}.$$

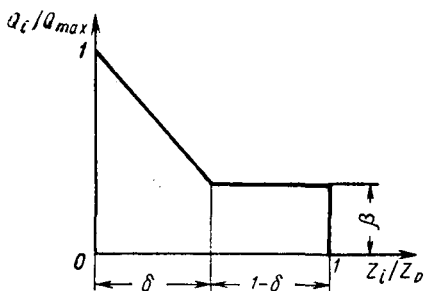


Рис. 103. Упрощенная схема цикла работы кранового механизма

Дальнейшее упрощение графика нагружения за цикл работы кранового механизма привело к схеме, показанной на рис. 103.

График нагружения (рис. 103) легко строится по максимальной нагрузке Q_{\max} при известной величине $PВ$. Была установлена связь между $PВ$, числом включений в минуту работы h' и коэффициентом неустановившегося движения δ' .

4. ЦИКЛЫ РАБОТЫ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Циклы работы крановых механизмов были исследованы в мостовых кранах общего назначения, магнито-грейферных, пратцен-кранах, литейных, колодезных, стрипперных, а также у напольно-завалочной машины.

С некоторым приближением в сторону прочности принято, что характер изменения нагрузок, учитываемых при расчетах деталей крановых механизмов на долговечность, аналогичен характеру изменения величины силы тока двигателей, приводящих в движение крановые механизмы. Изменение величины силы тока на зажимах двигателей было записано с помощью осциллографа. По осциллограммам определялись машинное время $T_{\text{маш}}$ и время неустановившегося движения $T_{н. \text{ д.}}$, по которым вычислялся коэффициент $\delta' = \frac{T_{н. \text{ д.}}}{T_{\text{маш}}}$.

При обработке осциллограмм были также получены зависимости $\delta' = f(h')$, где h' — число включений в минуту машинного времени.

Обычно определяют число включений h за час наблюдений, однако это не всегда позволяет достаточно точно представить распределение нагрузок за время цикла, включающего работу и простой:

$$h' = \frac{h}{0,6K_{\text{час}}PB} \frac{\text{вкл}}{\text{мин. работы}},$$

где $K_{\text{час}}$ — коэффициент использования механизма в течение часа работы.

Между значениями h' и δ' была установлена корреляционная связь, а с помощью метода наименьших квадратов найдены теоретические прямые регрессии из условия их наибольшего приближения к экспериментальным графикам.

В результате математической обработки установлены зависимости $PB_{\text{д}} = f(h')$ и $\delta' = \varphi(h')$, приведенные в табл. 54.

Таблица 54

Зависимости $PB = f(h')$ и $\delta' = \varphi(h')$ для крюковых кранов общего назначения

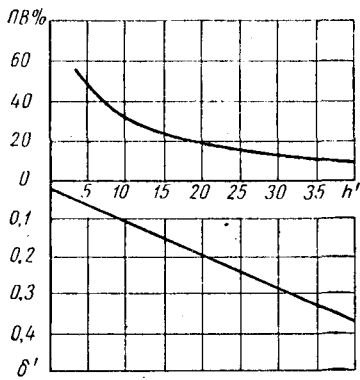
Механизм	$PB = f(h')$	$\delta' = \varphi(h')$
Подъема	$PB = 72 - 39 \lg h'$	$\delta' = 0,044 + 0,008h'$
Передвижения моста	$PB = 87 - 50,5 \lg h'$	$\delta' = 0,313 + 0,053h'$
Передвижения тележек	$PB = 79 - 46 \lg h'$	$\delta' = 0,488 + 0,014h'$

На рис. 104 приведены графики $\delta' = \varphi(h'$ и $PB)$, построенные для механизмов мостовых кранов общего назначения.

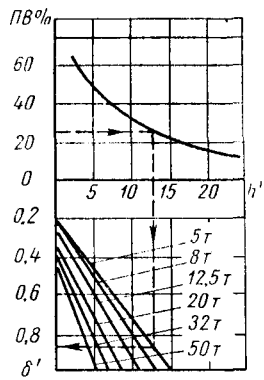
На рис. 105 дан график $PB = \psi(h$ и $K_{\text{час}}$), из которого следует, что между ростом относительной продолжительности работы PB и числом включений в час h нет прямой зависимости, как это обычно указывается в специальной литературе по краностроению. Аналогичные графики были получены применительно к механизмам всех перечисленных кранов.

Для механизмов указанных кранов были построены также кривые повторяемости величин PB , h' и δ' , по которым определены средние взвешенные значения этих параметров по зависимости

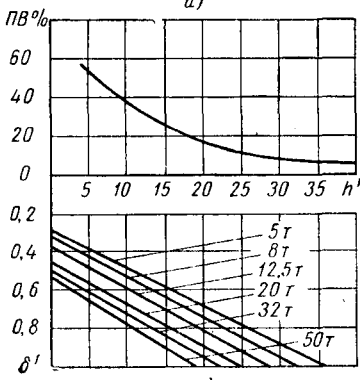
$$x = \frac{\sum x_i m_i}{\sum m_i}, \quad (5)$$



a)



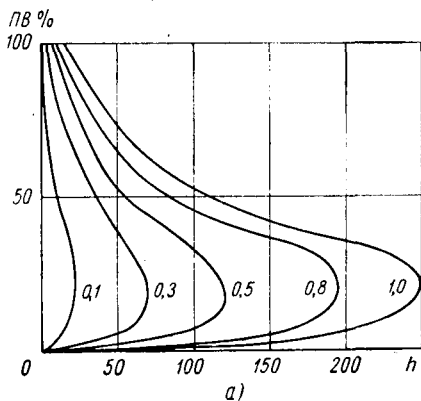
b)



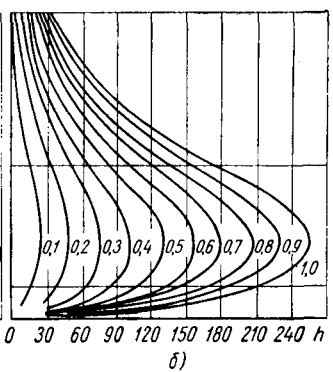
b)

Рис. 104. График $\delta' = f(h', PV)$ для механизмов мостовых кранов общего назначения $Q = 5 \div 50$ Т:

a — механизм подъема; б — механизм передвижения тележки; в — механизм передвижения моста



a)



b)

Рис. 105. График $PV = \psi(h, K_{нас})$ для механизмов мостовых кранов общего назначения $Q = 5 \div 50$ Т:

a — механизм подъема; б — механизм передвижения тележки и моста

где x_i — середина i -го интервала, на которые разбит весь диапазон изменения параметра;
 m_i — количество случаев повторения x_i внутри i -го интервала;

$\sum m_i$ — суммарное количество случаев возникновения параметра x_i в течение замеров.

На рис. 106 приведены кривые повторяемости величины $ПВ$, построенные применительно к механизмам кранов общего назначения.

В табл. 55 приведены средние значения величин $ПВ$, h' и δ' , полученные по формуле (5) для механизмов металлургических кранов.

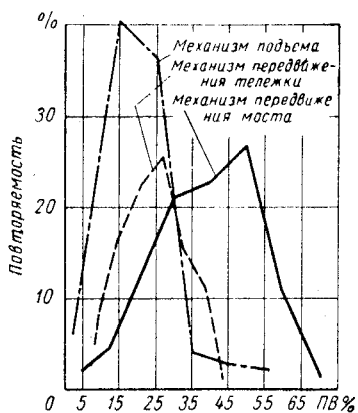


Рис. 106. Кривые повторяемости величины $ПВ$ для механизмов кранов общего назначения

Таблица 55

Средние значения $ПВ$, δ' и h' для металлургических кранов

Параметры	Стрипперный кран					Колодцевый кран					
	механизмы										
	подъема	передвижения		выталкивания штока	клетей	клетей			передвижения		
моста		тележки	подъема			размыкания	поворота	моста	тележки		
$ПВ_{сред} \%$	54	23	22	23	8	48	6	20	48	36	
$\delta'_{сред}$	0,8	0,9	0,9	0,6	0,9	0,5	0,8	0,9	0,7	0,8	
$h'_{сред}$	16	37	32	8	32	11	42	39	24	34	
Параметры	Напольно-завалочная машина				Литейный кран						
	механизмы										
	передвижения		хобота		подъема			передвижения			
моста	тележки	вращения	качания	главный	средний	малый	моста	главной тележки	вспомогат. тележки		
$ПВ_{сред} \%$	24	37	11	13	11	20	8	24	5	14	
$\delta'_{сред}$	0,6	0,9	0,9	1,0	0,2	0,2	0,2	0,4	0,8	0,8	
$h'_{сред}$	37	47	59	77	3	5	11	21	59	72	

5. КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕМЕННОСТИ НАГРУЗКИ

Коэффициент переменности нагрузки k_Q выражают через параметры, характеризующие условия работы кранового механизма, с учетом нагружения по графику рис. 103:

$$k_Q = \sqrt[m]{\frac{\delta}{(1-\beta)} \cdot \frac{(1-\beta^{m+1})}{(m+1)} + \beta^m (1-\delta)}, \quad (6)$$

где m — показатель кривой выносливости; принимается в зависимости от напряженного состояния;

δ — коэффициент неустановившегося движения; определяется по формуле (4).

Коэффициент δ' , входящий в формулу (4), находим по графикам рис. 104 или по зависимостям табл. 54 по заданной величине PB и h .

Таблица 56

Значения коэффициента α

Тип двигателя	α
Крановый короткозамкнутый	2,5
Крановый постоянного тока и с контактными кольцами	2,0
Единой серии	1,7

Коэффициент нагрузки установившегося движения $\beta = \frac{Q_{уст}}{Q_{max}}$, где $Q_{уст}$ — эквивалентная нагрузка, полученная с учетом графика загрузки крановых механизмов для периодов установившегося движения с грузом и нагрузок холостого хода (см. рис. 103).

Коэффициент нагрузки установившегося движения

$$\beta = \sqrt[m]{\sum C_r \left(\frac{Q_r}{Q_{max}}\right)^m + C_{x.x} \left(\frac{Q_{x.x}}{Q_{max}}\right)^m}, \quad (7)$$

где Q_r — нагрузка на механизм, соответствующая весу груза G_r с подвеской; принимается по графику загрузки крановых механизмов (см. гл. 1 рис. 1, 2 и 3) в зависимости от режимов их работы;

Q_{max} — максимальная нагрузка на механизм, соответствующая максимальному моменту двигателя.

В формуле (7) вместо отношений нагрузок $\frac{Q_r}{Q_{max}}$ можно подставлять отношение крутящих моментов $\frac{M_r}{M_{max}}$:

$$M_{max} = \alpha M_{ном},$$

где $M_{ном}$ — номинальный момент двигателя;

α — коэффициент перегрузки, принимаемый по табл. 56;

C_r — количество циклов нагружения при каждой нагрузке Q_r , принимаемое согласно графику рис. 102 в долях от $(1-\delta)(1-\gamma)$.

Значения коэффициента переменности нагрузки k_Q

Показатель кривой выносливости		Краны мостовые крюковые общего назначения			Краны магнитно-грейферные			Краны литейные разливочные						Пратцен — краны					
		Механизмы																	
		Подъема	Передвижен.		Подъема грейфера	Замыкания грейфера	Передвиж.		Подъема			Передвижения			Подъема	Поворота	Передвижен.		
			Тележки	Моста			Тележки	Моста	Главный	I вспом.	II вспом.	Глав. тележ.	Всп. тележ.	Моста			Тележки	Моста	
m	3	0,55	0,65	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,55	0,65	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,4	0,65	0,55	0,5
	9	0,75	0,8	0,75	0,8	0,8	0,75	0,76	0,8	0,8	0,8	0,8	0,76	0,7	0,65	0,8	0,8	0,8	0,7
Показатель кривой выносливости		Стрипперные краны						Колодцевые краны						Напольно-завалочные машины					
		Механизмы																	
		Подъема	Выталкивания		Передвижения		Клещей			Передвижен.		Хобота		Передвижен.					
			Штока	Клещей	Тележки	Моста	Подъем	Размыкание	Поворот	Тележки	Моста	Вращен.	Качания	Тележки	Моста				
m	3	0,7	0,9	0,9	0,65	0,66	0,55	0,65	0,65	0,6	0,57	0,9	0,9	0,65	0,5				
	9	0,8	0,9	0,9	0,8	0,8	0,75	0,8	0,8	0,76	0,75	0,9	0,9	0,8	0,7				

При $r = 0$ количество циклов холостого хода будет равно

$$C_{x.x} = \gamma (1 - \delta).$$

Вначале определяют нагрузки при установившемся движении для рабочих ходов Q_r для всех значений r (по графику загрузки по грузоподъемности) и для холостого хода $Q_{x.x}$ по формулам (8) и (9).

Для механизма подъема нагрузка холостого хода, приведенная к валу двигателя, определяется из крутящего момента на барабане:

$$M_{x.x} = \frac{G_{подв} (D_b + d_k)}{a_n i \eta_{x.x}}, \quad (8)$$

где $G_{подв}$ — вес подвески;

D_b — диаметр барабана;

d_k — диаметр каната;

a_n — кратность полиспаста;

i — передаточное отношение механизма;

$\eta_{x.x}$ — коэффициент полезного действия.

Для механизмов передвижения крана или тележки нагрузкой холостого хода, приведенной к валу двигателя, является момент сопротивления движению без груза:

$$M_{x.x} = \frac{W_{x.x} D_k}{2i \eta_{x.x}}, \quad (9)$$

где $W_{x.x}$ — сопротивление передвижению моста (тележки) без груза;

D_k — диаметр ходового колеса.

При транспортировании краном грузов разного веса для каждого значения G_r находим величину M_r по формуле (8) или (9).

В табл. 57 приведены значения коэффициентов переменности нагрузки k_Q , определенные для кранов, циклы работы механизмов которых были исследованы во ВНИИПТМаше.

6. КОЭФФИЦИЕНТ СРОКА СЛУЖБЫ

Коэффициент срока службы определяется из зависимости

$$k_T = \sqrt[m]{\frac{Z_p}{Z_0}}. \quad (10)$$

Расчетное число циклов нагружения детали

$$Z_p = T_{маш} n_p,$$

где n_p — расчетное число оборотов в минуту;

$T_{маш}$ — машинное время работы в мин;

$$T_{маш} = 5256 T_{кал} K_r K_C ПВ; \quad (11)$$

$T_{кал}$ — календарный срок службы в годах; принимается по табл. 58 и 59.

Таблица 58

Рекомендуемые календарные сроки службы $T_{кал}$ в годах

Группы деталей	Режимы работы			
	Л	С	Т	ВТ
Изнашивающиеся	15	10	7,5	5
Неизнашивающиеся	30	20	15	10

Коэффициенты годового и суточного использования механизма K_G и K_C , а также $PВ$ для нормальных режимов работы крановых механизмов приведены в табл. 59.

Таблица 59

Значения коэффициентов использования крановых механизмов по времени

Режимы работы крановых механизмов	Коэффициенты использования по времени		
	в течение года K_G	в течение суток K_C	$PВ\%$
Легкий	Нерегулярная редкая работа		15
Средний	0,5	0,33	25
Тяжелый	1,0	0,33	40
Весьма тяжелый	1,0	1,0	40

В табл. 60 даны значения базового числа циклов Z_0 .

При $Z_p \geq Z_0$ коэффициент срока службы

$$k_T = 1.$$

Таблица 60

Значения базового числа циклов Z_0 при изгибе валов из конструкционной стали

Виды образцов	Z_0	Примечание
Образцы с концентрацией и без концентрации напряжений, полированные	$(1+4) \cdot 10^6$	Увеличение размеров сечений, так же как и повышение концентрации напряжения, увеличивает значение Z_0
Вал с напрессовкой	$(6+10) \cdot 10^6$	
При поверхностном упрочнении	$(1-5) \cdot 10^6$	

7. КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИРОВКИ

Крановые механизмы работают при переменных уровнях нагрузений, в результате чего материалы деталей испытывают тренировку от сочетания нагрузок разного уровня.

По данным Д. Н. Решетова в результате тренировки металла предел выносливости стался повышается на 15—20%.

С целью учета тренировки в формулу (3) введен коэффициент тренировки

$$k_{mp} = \frac{1}{m\sqrt{a}},$$

где a — характеристика сопротивления материала перегрузкам, зависящая как от свойств металла, так и от режима изменения нагрузки.

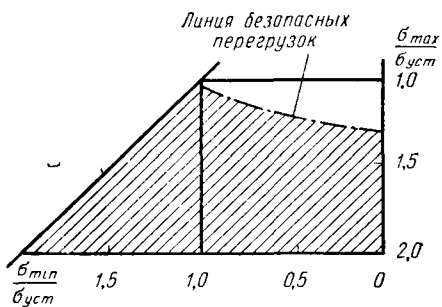


Рис. 107. Линия безопасных перегрузок, полученная при переменном нагружении образцов

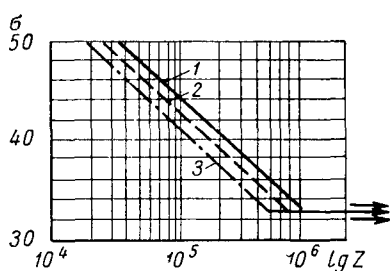


Рис. 108. Кривые выносливости, отражающие влияние ПВ и пусков под нагрузкой

Значения параметра a определяются экспериментальным путем на образцах. В табл. 61 приведены значения a , полученные при испытании на выносливость образцов диаметром 7,5 мм в условиях чистого изгиба в зависимости от максимального σ_{max} и минимального σ_{min} уровней напряжений.

Этими опытами было установлено некоторое повышение предела длительной усталости при изгибе σ_{-1} (по σ_{max}) и образование линии безопасных перегрузок, приведенное на рис. 107.

Исследование на образцах диаметром 18 мм из стали 45 влияния частоты включений и пусков под нагрузкой показало неизменность величины σ_{-1} и показателя степени m . Короткая ветвь усталостной кривой сдвигается влево (рис. 108).

Учитывая недостаточное количество опытов по определению параметра a , впредь до их накопления следует принимать

$$k_{mp} = 1.$$

Величины параметра a в зависимости от максимального (σ_{\max}) и минимального (σ_{\min}) уровней напряжений изгиба при крановом законе нагружения для образцов диаметром 7,5 мм

$\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{-1}}$	Марка материала образца													
	Сталь 40, $\sigma_b = 65 \text{ кг/мм}^2$				Сталь 45, $\sigma_b = 71 \text{ кг/мм}^2$				Сталь 40Х, $\sigma_b = 101 \text{ кг/мм}^2$				Сталь 40ХН, $\sigma_b = 108 \text{ кг/мм}^2$	
	$\sigma_{\max}/\sigma_{-1}$													
	1,7	1,5	1,3	1,2	1,5	1,3	1,2	1,5	1,4	1,3	1,2	1,5	1,3	1,2
Параметр a														
1,2	—	—	1,0	—	—	—	—	—	1,2	1,2	—	—	1,5	—
1,0	21,0	4,0	1,5	1,0	3,0	2,0	1,0	1,5	—	1,2	1,0	1,0	0,7	1,0
0,8	20,0	4,0	2,0	1,0	5,0	1,5	1,0	1,4	1,4	1,0	0,7	1,0	0,7	0,4
0,6	50,0	6,0	2,0	1,0	7,5	1,5	1,2	2,0	1,7	0,7	0,7	3,0	1,0	0,7
0,4	—	8,0	2,0	—	—	6,0	—	1,7	2,0	2,7	1,4	4,5	3,5	1,3

σ_{-1} — предел длительной выносливости для симметричного цикла при изгибе.

8. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЭКВИВАЛЕНТНЫХ НАГРУЗОК

Пример I. Требуется определить эквивалентную нагрузку для расчета на контактную прочность деталей механизма подъема крюкового мостового крана грузоподъемностью $Q=20 \text{ т}$ с исходными данными:

$n_p = 30 \text{ об/мин}; \text{ ПВ} = 25\%$;

$K_r = 0,75; K_c = 0,66;$

$K_{\text{кас}} = 1; \gamma = 0,4;$

$T_{\text{кал}} = 5 \text{ лет}; M_{\text{ном}} =$

$= 2970 \text{ кг}\cdot\text{см}; D_b = 400 \text{ мм};$

$i = 32,6; a_n = 4 \times 2.$

График использования грузоподъемности дан на рис. 109.

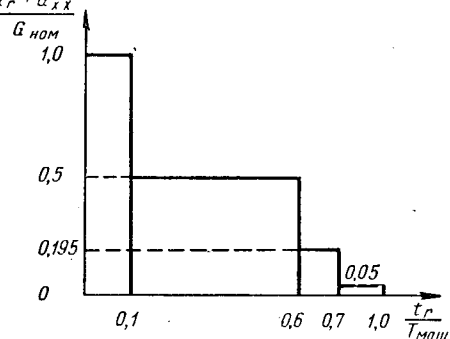


Рис. 109. График загрузки механизма подъема

1. Величина максимального крутящего момента, действующего на вал двигателя, будет

$$M_{\max} = \alpha M_{\text{ном}} = 2 \cdot 2970 = 5940 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

2. Коэффициент неустановившегося движения δ' находим по графику (см. рис. 104, а) по $\text{ПВ} = 25\%$, $\delta' = 0,16.$

По зависимости (4) находим при $v = 1,5$ и $\rho = 0,92$ коэффициент $\delta = 1 - (1 - \delta') v \rho = 1 - (1 - 0,16) \cdot 1,5 \cdot 0,92 = -0,16$. При $\delta' < 0$ принимаем $\delta = 0$.

3. Коэффициент нагрузки установившегося движения β определяем по формуле (7):

$$\beta = \sqrt[m]{\sum C_r \left(\frac{M_r}{M_{\max}}\right)^m + C_{x.x} \left(\frac{M_{x.x}}{M_{\max}}\right)^m}.$$

По графику загрузки механизма (см. рис. 109) определяем количество циклов нагружения в долях от величины $(1 - \delta) \cdot (1 - \gamma)$ при нагрузке M_r .

При $r = 0$ имеет место $C_{x.x}$, соответствующее нагрузке холостого хода:

$$C_{x.x} = \gamma (1 - \delta) = 0,4 (1 - 0) = 0,4; \quad (1 - \delta) (1 - \gamma) = (1 - 0) (1 - 0,4) = 0,6;$$

$$C_1 = 0,1 \cdot 0,6 = 0,06; \quad C_2 = 0,5 \cdot 0,6 = 0,30;$$

$$C_3 = 0,1 \cdot 0,6 = 0,06; \quad C_4 = 0,3 \cdot 0,6 = 0,18.$$

Подсчитаем крутящий момент, действующий на вал двигателя при холостом ходе:

$$M_{x.x} = \frac{G_{\text{подв}} D \delta}{2a i \eta} = \frac{380 \cdot 40}{2 \cdot 4 \cdot 32,6 \cdot 0,9} = 65 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

Определяем величины:

$$M_1 = \frac{20\,000 \cdot 40}{2 \cdot 4 \cdot 32,6 \cdot 0,9} = 3470 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_2 = 0,5 M_1 = 0,5 \cdot 3470 = 1735 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_3 = 3470 \cdot 0,195 = 675 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_4 = 3470 \cdot 0,05 = 174 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$\frac{M_{x.x}}{M_{\max}} = \frac{65}{5940} = 0,01; \quad \frac{M_1}{M_{\max}} = \frac{3470}{5940} = 0,58;$$

$$\frac{M_2}{M_{\max}} = \frac{1735}{5940} = 0,29; \quad \frac{M_3}{M_{\max}} = \frac{675}{5940} = 0,11;$$

$$\frac{M_4}{M_{\max}} = \frac{174}{5940} = 0,03;$$

$$\beta = \sqrt[3]{0,4 \cdot 0,01^8 + 0,06 \cdot 0,58^8 + 0,3 \cdot 0,29^8 + 0,06 \cdot 0,11^8 + 0,18 \cdot 0,03^8} = \sqrt[3]{0,0233} = 0,29.$$

4. Коэффициент переменности нагрузки находим по формуле (6):

$$k_Q = \sqrt[m]{\frac{\delta}{(1-\beta)} \cdot \frac{(1-\beta^{m+1})}{(m+1)} + \beta^m (1-\delta)} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{0}{1-0,29} \frac{(1-0,29^4)}{4} + 0,29^3 (1-0)} = 0,29.$$

5. Машинное время работы в минутах определяем по зависимости (11):

$$T_{\text{маш}} = 5256 T_{\text{кален}} K_z K_c ПВ =$$

$$= 5256 \cdot 5 \cdot 0,75 \cdot 0,66 \cdot 25 =$$

$$= 3,24 \cdot 10^5 \text{ мин.}$$

Расчетное число циклов нагружений детали с $n_p = 30 \text{ об/мин}$

$$Z_p = T_{\text{маш}} n_p = 3,24 \cdot 10^5 \cdot 30 =$$

$$= 9,72 \cdot 10^6.$$

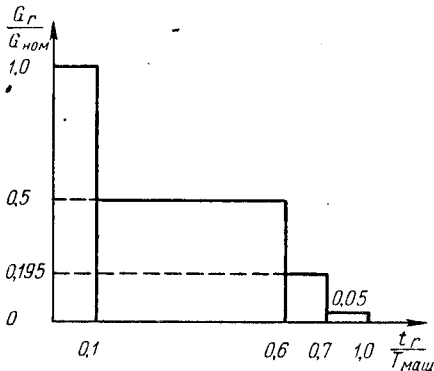


Рис. 110. График загрузки механизмов передвижения

6. Коэффициент срока службы находим по формуле (10):

$$k_T = \sqrt[m]{\frac{Z_p}{Z_0}} = \sqrt[3]{\frac{9,72 \cdot 10^6}{10^7}} = \sqrt[3]{0,972} \approx 1.$$

7. Коэффициент долговечности определяем по формуле (2):

$$k_d = k_{TP} k_Q k_T = 1 \cdot 0,29 \cdot 1 = 0,29.$$

8. Искомый эквивалентный расчетный момент будет

$$M_{\text{экр}} = k_d M_{\text{max}} = 0,29 \cdot 5940 = 1720 \text{ кг}\cdot\text{см.}$$

Пример II. Требуется определить эквивалентную нагрузку при расчете на контактную прочность деталей механизма передвижения тележки крюкового мостового крана с исходными данными: $Q = 20 \text{ т}$; $n_p = 25 \text{ об/мин}$; $ПВ = 40\%$; $K_z = 0,75$; $K_c = 0,66$; $K_u = 1$; $\gamma = 0,4$; $T_{\text{кал}} = 5 \text{ лет}$. Номинальный момент двигателя $M_{\text{ном}} = 520 \text{ кг}\cdot\text{см}$; сопротивление передвижению с грузом $W_r = 357 \text{ кг}$; без груза $W_{x,x} = 128 \text{ кг}$. Диаметр ходового колеса $D_k = 400 \text{ мм}$; $i = 29,5$. График использования крана по грузоподъемности дан на рис. 110.

1. Определяем величину максимального крутящего момента двигателя:

$$M_{\text{max}} = \alpha M_{\text{ном}} = 2 \cdot 520 = 1040 \text{ кг}\cdot\text{см},$$

где коэффициент $\alpha = 2$ принят по табл. 56.

2. Коэффициент неустановившегося движения δ' находим по графику рис. 104, б при $PB = 40\%$, $\delta' = 0,6$.

Коэффициент δ определяем по зависимости (4):

$$\delta = 1 - (1 - \delta') \nu p = 1 - (1 - 0,6) \cdot 1,5 \cdot 0,92 = 0,43.$$

3. При $\delta < 1$ определяем коэффициент нагрузки установившегося движения по формуле (7):

$$\beta = \sqrt[m]{\sum C_r \left(\frac{M_r}{M_{\max}}\right)^m + C_{x.x} \left(\frac{M_{x.x}}{M_{\max}}\right)^m}.$$

По графику загрузки механизма (см. рис. 110) определяем количество циклов нагружения в долях от величины $(1 - \delta)(1 - \gamma)$:

$$(1 - \delta)(1 - \gamma) = (1 - 0,43)(1 - 0,4) = 0,34;$$

$$C_1 = 0,1 \cdot 0,34 = 0,034; \quad C_2 = 0,5 \cdot 0,34 = 0,17;$$

$$C_3 = 0,1 \cdot 0,34 = 0,034;$$

$$C_4 = 0,3 \cdot 0,34 = 0,1; \quad C_{x.x} = \gamma(1 - \delta) = 0,4 \cdot 0,57 = 0,23.$$

Крутящий момент, действующий на вал двигателя без груза

$$M_{x.x} = \frac{W_{x.x} D_{\kappa}}{2i\eta} = \frac{128 \cdot 40}{2 \cdot 29,5 \cdot 0,9} = 96 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

с грузом

$$M_1 = M_2 + M_{x.x} = \frac{357 \cdot 40}{2 \cdot 29,5 \cdot 0,9} + 96 = 270 + 96 = 366 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_2 = 270 \cdot 0,5 + 96 = 231 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_3 = 270 \cdot 0,195 + 96 = 149 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_4 = 270 \cdot 0,05 + 96 = 111,5 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$\frac{M_{x.x}}{M_{\max}} = \frac{96}{1040} = 0,09; \quad \frac{M_1}{M_{\max}} = \frac{366}{1040} = 0,35;$$

$$\frac{M_2}{M_{\max}} = \frac{231}{1040} = 0,23; \quad \frac{M_3}{M_{\max}} = \frac{149}{1040} = 0,14;$$

$$\frac{M_4}{M_{\max}} = \frac{111,5}{1040} = 0,1;$$

$$\beta = \sqrt[3]{0,23 \cdot 0,09^3 + 0,034 \cdot 0,35^3 + 0,17 \cdot 0,23^3 + 0,034 \cdot 0,14^3 + 0,1 \cdot 0,1^3} = \sqrt[3]{0,00395} = 0,16.$$

4. Коэффициент переменности нагрузки находим по формуле (6):

$$k_Q = \sqrt[m]{\frac{\delta}{(1 - \beta)} \frac{(1 - \beta^{m+1})}{(m + 1)} + \beta^m (1 - \delta)} = \sqrt[3]{\frac{0,43}{(1 - 0,16)} \frac{(1 - 0,16^4)}{4} + 0,16^3 (1 - 0,43)} = \sqrt[3]{0,13} = 0,5.$$

5. Машинное время работы в минутах за 5 лет определяем по зависимости (11):

$$T_{\text{маш}} = 5256 T_{\text{кал}} K_e K_c P_B = 5256 \cdot 5 \cdot 0,75 \cdot 0,66 \cdot 40 = 5,2 \cdot 10^5 \text{ мин.}$$

Расчетное число циклов нагружений детали при $n_p = 25 \text{ об/мин}$

$$Z_p = T_{\text{маш}} n_p = 5,2 \cdot 10^5 \cdot 25 = 1,3 \cdot 10^7.$$

6. Коэффициент срока службы при $Z_0 = 10^7$

$$k_T = \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 10^7}{10^7}} = \sqrt[3]{1,3} = 1,09 \approx 1.$$

7. Коэффициент долговечности

$$k_d = k_{\text{тр}} k_a k_T = 1 \cdot 0,5 \cdot 1 = 0,5.$$

8. Находим искомый эквивалентный расчетный момент:

$$M_{\text{экр}} = k_d M_{\text{мах}} = 0,5 \cdot 1040 = 520 \text{ кг}\cdot\text{см.}$$

Пример III. Требуется определить эквивалентную нагрузку при расчете на контактную прочность детали механизма передвижения моста с центральными приводом мостового крана с исходными данными: $Q = 20 \text{ т}$; $n_p = 30 \text{ об/мин}$; $P_B = 25\%$, $K_e = 0,75$; $K_c = 0,66$; $K_a = 1$; $\gamma = 0,4$; расчетный срок службы $T_{\text{кал}} = 5 \text{ лет}$. Номинальный момент двигателя $M_{\text{ном}} = 1130 \text{ кг}\cdot\text{см}$. График использования грузоподъемности дан на рис. 110.

1. Максимальный расчетный момент

$$M_{\text{мах}} = \alpha M_{\text{ном}} = 2 \cdot 1130 = 2260 \text{ кг}\cdot\text{см},$$

где коэффициент $\alpha = 2$ выбран по табл. 56.

2. Коэффициент неустановившегося движения δ' (по времени) в зависимости от $P_B = 25\%$ определяем по графику рис. 104, в:

$$\delta' = 1.$$

Коэффициент неустановившегося движения δ (по циклам работы) находим по формуле (4) при $\delta' = 1$:

$$\delta \approx 1 - (1 - \delta') \nu p = 1 - (1 - 1) \nu p = 1.$$

3. Коэффициент нагрузки β при $\delta = 1$:

$$\beta = \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{\text{мах}}} = \frac{1}{\alpha} = \frac{1}{2} = 0,5.$$

4. Коэффициент переменности нагрузки определяем по формуле (6):

$$\begin{aligned} k_Q &= \sqrt[3]{\frac{\delta}{(1-\beta)} \frac{(1-\beta^{m+1})}{(m+1)} + \beta^m (1-\delta)} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{1}{(1-0,5)} \cdot \frac{(1-0,5^4)}{(3+1)} + 0,5^3 (1-1)} = \sqrt[3]{0,468} = 0,78. \end{aligned}$$

5. Машинное время работы за принятый срок службы
 $T_{\text{маш}} = 5256 T_{\text{кал}} K_{\Gamma} K_C ПВ = 5256 \cdot 5 \cdot 0,75 \cdot 0,66 \cdot 25 = 3,24 \cdot 10^5.$

Расчетное число циклов

$$Z_p = 3,24 \cdot 10^5 \cdot 30 = 9,72 \cdot 10^6.$$

6. Коэффициент срока службы при $Z_0 = 10^7$:

$$k_T = \sqrt[3]{\frac{9,72 \cdot 10^6}{10^7}} \approx 1.$$

7. Коэффициент долговечности:

$$k_d = k_{mp} k_Q k_T = 1 \cdot 0,78 \cdot 1 = 0,78.$$

8. Искомый эквивалентный расчетный момент

$$M_{\text{экс}} = k_d M_{\text{max}} = 0,78 \cdot 2260 = 1760 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$



КРЮКИ

Грузоподъемность, конструкция и размеры однорогих крюков указаны в ГОСТе 6627—66 «Крюки однорогие. Заготовки. Конструкция и размеры».

Крюки двурогие выбирают по ГОСТу 6628—63 «Крюки двурогие. Основные параметры и размеры».

Тип, основные параметры и размеры пластинчатых однорогих и двурогих крюков приведены в ГОСТе 6619—65 «Крюки пластинчатые однорогие и двурогие».

Расчет грузовых крюков выполняется по формулам (12)—(30).

1. КРЮКИ ОДНОРОГИЕ (рис. 111)

Криволинейная часть крюка. Расчетные сечения: горизонтальное А—А, вертикальное Б—Б.

Расчет сечения А—А. Наибольшее нормальное напряжение в крайнем внутреннем волокне

$$\sigma = \frac{Ql_2}{Fk \frac{D}{2}} > \frac{\sigma_T}{n_T} \text{ кг/см}^2. \quad (12)$$

Расчет сечения Б—Б. Суммарное нормальное напряжение в сечении Б—Б (от изгиба и среза) определяется в предположении, что нагрузка приложена к двум стропам под углом 45° к вертикали:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2} > \frac{\sigma_T}{n_T}. \quad (13)$$

Напряжение растяжения

$$\sigma = \frac{Ql^2}{2kF \frac{D}{2}} \text{ кг/см}^2; \quad (14)$$

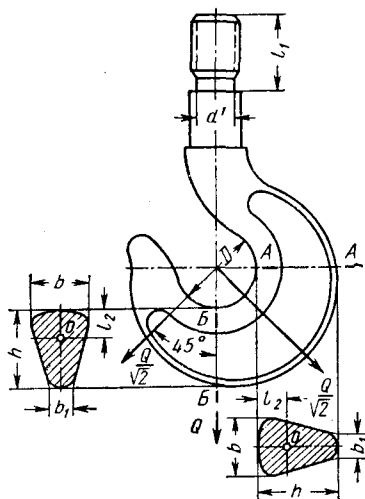


Рис. 111. Крюк однорогий

напряжение среза

$$\tau_{ср} = \frac{Q}{2F} \text{ кг/см}^2. \quad (15)$$

В формулах (12)—(15):

Q — грузоподъемность крюка в кг;

F — площадь рассчитываемого сечения в см^2 ;

l_2 — расстояние внутреннего волокна от центра тяжести сечения (O) в см;

$$l_2 \approx \frac{b + 2b_1}{b + b_1} \cdot \frac{h}{3};$$

k — коэффициент, зависящий от формы сечения и кривизны оси крюка.

Для однорогих крюков $k = f\left(\frac{h}{D}, \frac{b}{b_1}\right)$ определяется по графику рис. 112.

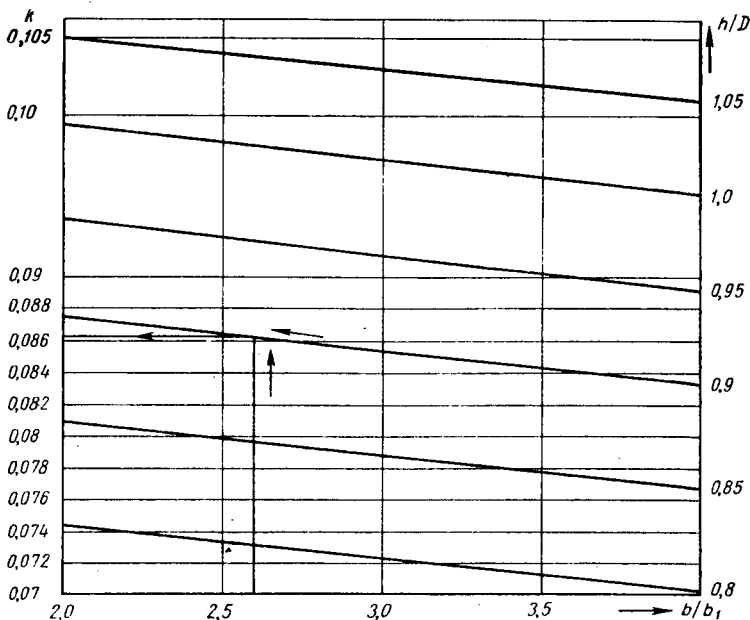


Рис. 112. Значения коэффициента k

Размеры b , b_1 , h , D указаны на рис. 111. σ_T — предел текучести материала крюка на растяжении в кг/см^2 . Материал крюка — сталь 20 по ГОСТу 1050—60* (см. ГОСТ 2105—64*).

При диаметре шейки хвостовой части крюка до 100 мм $\sigma_T \geq 25 \text{ кг/мм}^2$; $\delta_5 = 25\%$;

при диаметре шейки от 100 до 250 мм $\sigma_T \geq 22 \text{ кг/мм}^2$; $\delta_3 = 23\%$; k_1 — коэффициент полноты резьбы (отношение длины основания витка к шагу резьбы); для метрической резьбы $k_1 = 0,87$; для трапецидальной резьбы $k_1 = 0,65$.

n_T — запас прочности по пределу текучести. Наименьшие допускаемые значения n_T приведены в табл. 62.

Таблица 62

Значения n_T

Типы механизмов	Крюки с вертикальными и горизонтальными сечениями		
	одинаковыми	разными	
	n_T не менее		
С ручным приводом	1,05	1,3	
С машинным приводом режимов	Л и С	1,2	1,4
	Т и ВТ	1,5	1,75

Таблица 63

Значения $[\sigma]_p$

Типы механизмов	$[\sigma]_p$ в кг/см^2 не более	
С ручным приводом	800	
С машинным приводом режимов	Л и С	700
	Т и ВТ	500

Хвостовая часть крюка. Наименьший диаметр хвостовой части крюка определяется по формуле (16):

$$d' = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma]_p}} \text{ см}, \quad (16)$$

где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение растяжения в кг/см^2 по табл. 63.

Наименьшая длина нарезанной части крюка l_1 определяется по формуле (17):

$$l_1 > H = \frac{Q}{\pi d_1 k_m k_1 [\tau_{cp}]} \text{ см}, \quad (17)$$

где H — высота гайки в см;

d_1 — внутренний диаметр резьбы в см;

$[\tau_{cp}]$ — допускаемое напряжение на срез в кг/см^2 , $[\tau_{cp}] \approx \approx 0,6 [\sigma]_p$;

k_m — безразмерный коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам:

Для $\frac{d}{s}$ до $9 k_m = 5 \frac{s}{d}$;

$16 \gg \frac{d}{s} \geq 9 k_m = 0,56$,

где d и s — наружный диаметр и шаг резьбы,
для крюков следует применять резьбы

$$\frac{d}{s} \leq 15;$$

2. КРЮКИ ДВУРОГИЕ

Расчет вертикального сечения $A-A$. Суммарное нормальное напряжение в сечении $A-A$ (рис. 113), если предположить, что на каждый рог действует нагрузка $\frac{Q}{2}$ и стропы направлены под углом 45° к вертикали, равно

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2} > \frac{\sigma_T}{n_T}, \quad (18)$$

где напряжение растяжения

$$\sigma = \frac{Ql_2}{2Fk} \frac{D}{2} \text{ кг/см}^2; \quad (19)$$

напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{4F} \text{ кг/см}^2. \quad (20)$$

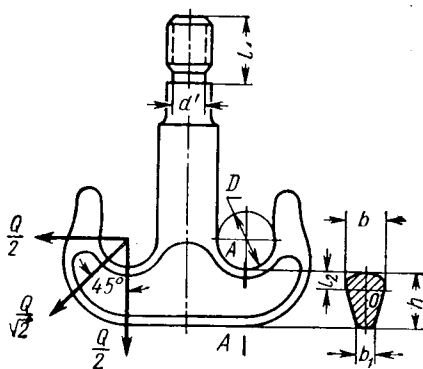


Рис. 113. Крюк двурогий

В формулах (18)—(20) обозначено:

F — площадь сечения $A-A$ в см^2 ;

l_2, k, σ_T — см. крюки однорогие;

h, b, b_1 и D — см. рис. 113;

n_T — запас прочности по пределу текучести;
для двурогих крюков $n_T \geq 1,5-1,7$.

3. КРЮКИ ПЛАСТИНЧАТЫЕ

а) Однорогие крюки для литейных кранов (рис. 114)

Криволинейная часть крюка:

Расчетные сечения: вертикальное $A-A$, вертикальное $B-B$.

Расчет сечения $A-A$. Учитывая влияние лучистой теплоты, выделяемой расплавленным металлом в ковше, сечение $A-A$ рассчитывают на сложное сопротивление растяжения и изгиба в двух плоскостях ($y-y$ и $x-x$ см. рис. 114).

Наибольшее напряжение в крайнем внутреннем волокне в $кг/см^2$

$$\sigma = \frac{QH}{FkD} + \frac{6Q(0,5b_3 - 2,5)}{Hb_3^2} > [\sigma]. \quad (21)$$

Расчет сечения Б—Б. Суммарное нормальное напряжение в сечении в $кг/см^2$, если считать, что стропы расположены под углом 45° к вертикали, равно

$$\sigma_{сум} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{ср}^2} > [\sigma], \quad (22)$$

где σ — напряжение растяжения;

$$\sigma = \frac{QH'}{2F'k'D} + \frac{3Q(0,5b_3 - 2,5)}{H'b_3^2}; \quad (23)$$

$\tau_{ср}$ — напряжения среза;

$$\tau_{ср} = \frac{Q}{2F'}. \quad (24)$$

В формулах (21)—(24) обозначено:

Q — грузоподъемность крюка в $кг$;
 $Q(0,5b_3 - 2,5)$ — изгибающий момент в $кг \cdot см$, действующий в плоскости $x-x$, в результате смещения нагрузки в сторону холодной стороны крюка; предполагается, что сила Q прикладывается на расстоянии 25 мм от торца крюка;

H (H'), b_3 , D — см. рис. 114;

$\frac{Hb_3^2}{6}$ ($\frac{H'b_3^2}{6}$) — момент сопротивления сечений относительно $x-x$ в $см^3$;

F (F') — площадь расчетного сечения в $см^2$;

k (k') — коэффициент, зависящий от формы сечения и кривизны крюка; определяется k (k') по графику рис. 115 в зависимости от $\frac{D}{H}$ или

$\left(\frac{D}{H'}\right)$;

$[\sigma]$ — допускаемое нормальное напряжение в $кг/см^2$;

$$[\sigma] \leq 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Пластины крюков изготовляют из мартеновской листовой спокойной стали марки ВМ Ст.3 по ГОСТу 380—60* или из стали 20 по ГОСТу 1050—60, а также из стали М16С по ГОСТу 6713—53.

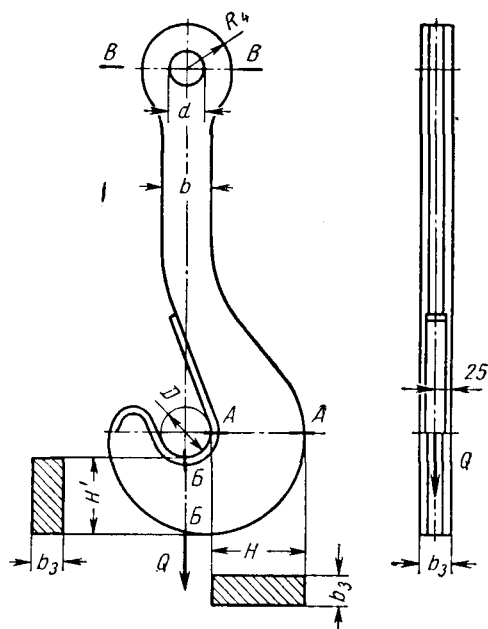


Рис. 114. Пластичатый однорогий крюк

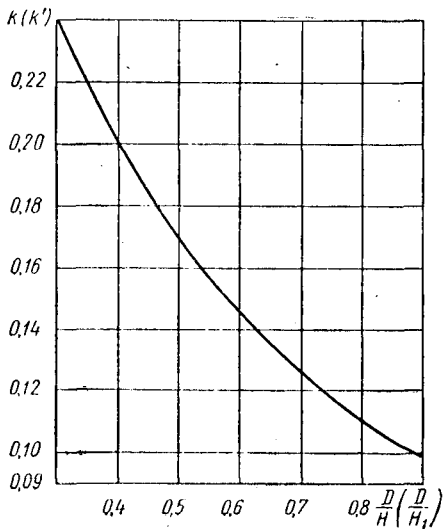


Рис. 115. Значения коэффициента $k(k')$

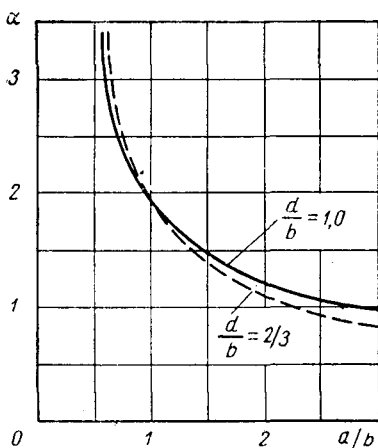


Рис. 116. Значения α

б) Хвостовая часть крюка

Расчет проушины крюка (сечение $B-B$). Наибольшее суммарное нормальное напряжение (у внутреннего волокна) в кг/см^2 :

$$\sigma = \frac{Q+G}{bb_3} \alpha + \frac{(Q+G)(0,5b_3-2,5)6}{(2R_4-d)b_3^2} < [\sigma]. \quad (25)$$

В формуле (25), кроме указанных выше обозначений:

G — вес крюка в кг;

b , R_4 и d — см. рис. 114;

α — коэффициент, учитывающий кривизну проушины.

Значения α в зависимости от отношений $\frac{R_4-d/2}{b} = \frac{a}{b}$ и $\frac{d}{b}$ даны на графике рис. 116.

в) Двурогие крюки

Криволинейная часть крюка

Расчетные сечения (рис. 117): наклонное $A-A$, вертикальное $B-B$.

Расчет сечения $A-A$

Наибольшее напряжение в крайнем внутреннем волокне, если считать, что на каждый рог действует нагрузка $\frac{Q}{2}$ и стропы каната направлены под углом 45° к вертикали, в кг/см^2

$$\sigma = \frac{Q \cos(45 - \beta)}{2\sqrt{2} F k R_1} < [\sigma]. \quad (26)$$

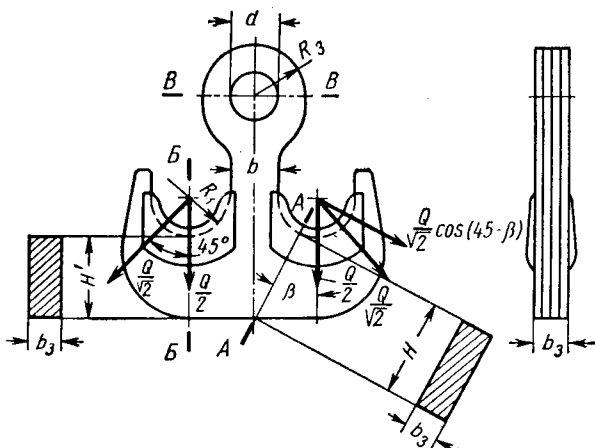


Рис. 117. Пластинчатый двурогий крюк

Расчет сечения Б—Б

Суммарное нормальное напряжение в сечении в кг/см^2 равно

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2} < [\sigma], \quad (27)$$

где σ — напряжение растяжения;

$$\sigma = \frac{QH'}{4F'k'R_1} \text{ кг/см}^2. \quad (28)$$

Напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{4F} \text{ кг/см}^2. \quad (29)$$

В формулах (26)—(29) обозначено:

Q — грузоподъемность крюка в кг ;
 R_1, H, H' — см. рис. 117;
 k, k' — коэффициенты (см. рис. 115).

Для двурогих крюков $\frac{D}{H} = \frac{2R_1}{H}$ и $\frac{D}{H'} = \frac{2R_1}{H'}$;
 F, F' — площади рассчитываемых сечений.

г) Расчет проушины (сечение В—В)

Наибольшее напряжение у внутреннего волокна в кг/см^2

$$\sigma = \frac{Q+G}{bb_3} \alpha, \quad (30)$$

где G — вес крюка в кг ;

b, b_3 — см. рис. 117;

α — коэффициент, определяемый по рис. 116;

для двурогих крюков $\alpha = \frac{2R_3-d}{2}$.

Допускаемые нормальные напряжения для пластинчатых двурогих крюков, изготовленных из марок сталей ВМ Ст.3 по ГОСТу 380—60*, стали 20 по ГОСТу 1050—60* или М16С по ГОСТу 6713—53 при расчете по формулам (26)—(30), $\sigma \leq 1000 \text{ кг/см}^2$.

ГЛАВА XVII

КАНАТЫ

Для кранов могут применяться канаты крестовой и односторонней свивки. Рекомендуется применение нераскручивающихся канатов односторонней свивки с пределом прочности при растяжении проволоки $\sigma_s = 160 \div 180 \text{ кг/мм}^2$.

Для кранов целесообразно использовать канаты с линейным касанием проволок в пряди типа ЛК, долговечность которых ввиду понижения контактных напряжений в 1,5—2 раза больше, чем у канатов с точечным касанием проволок типа ТК.

Рекомендуются следующие типы и конструкции стальных канатов:

1. Канаты типа I ЛК-РО, конструкции $6 \times 36 + 1$, органический сердечник по ГОСТу 7668—69.

2. Канаты типа ТЛК-РО, конструкции $6 \times 36 + 1$, металлический сердечник по ГОСТу 7669—69 (для тяжелых условий работы).

3. Канаты типа ТЛК-0, конструкции $6 \times 31 + 1$, органический сердечник по ГОСТу 7679—69 (для абразивной среды при $\frac{D_6}{d_k} \geq 30$).

4. Канаты типа ЛК-3, конструкции $6 \times 25 + 1$, органический сердечник по ГОСТу 7665—69 и конструкции $6 \times 25 + 1$, металлический сердечник по ГОСТу 7667—69 (при $\frac{D_6}{D_k} \geq 26$).

5. Канаты ТЛК-РО, конструкции $6 \times 36 + 1$, металлический сердечник по ГОСТу 7669—69.

6. Канаты типа ЛК-3, конструкции $6 \times 31 + 1$, органический сердечник по ЧМТУ-НИИМЕТИЗ 105—64 и 106—64 (для абразивной среды при $\frac{D_6}{D_k} \geq 25$).

По правилам Госгортехнадзора канат рассчитывают на растяжение и выбирают по разрывному усилию каната в целом:

$$P \geq SK \text{ кг,}$$

где P — разрывное усилие каната по таблице соответствующего ГОСТа (либо по сертификату).

Запасы прочности канатов

Назначение каната	Тип привода и режим работы	Запас прочности K
Грузовые и стреловые	Ручной	4,0
	Машинный:	
	легкий	5,0
	средний	5,5
	тяжелый	6,0
	весьма тяжелый	6,0
Растяжка стрелы	—	3,5
Канаты лебедок: предназначенные для изменения вылета стрелы без груза	—	4,0
Грейферные:		
а) у грейферов с отдельным двухмоторным приводом (принимая, что вес грейфера с материалом равномерно распределен на все канаты)	—	6,0
б) у грейферов с одномоторным приводом	—	5,0
в) у грейферов одноканатных и моторных	—	5,0
Оттяжка мачт и опор	—	3,5
Несущие канаты кабельных кранов	—	3,5
Тяговые канаты, применяемые на кранах	—	4,0
Канаты для кулачковых поддержек и подвески электропроводов кабельных кранов	—	3,0
Канаты полиспастов для закоривания несущих канатов кабельных кранов	—	6,0
Канаты лебедок, предназначенных для подъема людей	—	9,0
Канаты, используемые при монтаже кранов	—	4,0

Если дано суммарное разрывное усилие, то усилие P определяется умножением его на 0,83 или на соответствующий коэффициент, определенный по ГОСТу для данного типа каната.

S — наибольшее натяжение ветви каната в кг без учета динамических нагрузок, с учетом к. п. д. полиспаста;

K — запас прочности каната, принимаемый по табл. 64, в зависимости от типа подъемных устройств, вида привода и режима работы.

При изгибании блока или барабана в проволоках каната возникают изгибные и контактные напряжения, которые учитываются при выборе диаметров блока и барабана. Долговечность канатов

возрастает с увеличением $\frac{D_6}{d_k}$ и уменьшением напряжения растяжения. Перегибы каната в разных направлениях уменьшают срок его службы.

Долговечность каната повышается при увеличении упругости обода блока (футеровка деревом или резиной, замена стали чугуном). Наилучшие условия работы имеют место при полукруглой форме канавки с радиусом $r \approx 0,53d_k$.

Канаты изготовляют из стальной проволоки марок В и I по ГОСТу 7372—66. Проволоку В применяют в особо ответственных случаях, в остальных используют проволоку марки I. При работе на открытом воздухе и во влажных помещениях применяют оцинкованную проволоку.

Сравнение стоимостей канатов см. в табл. 65.

Таблица 65

Относительная стоимость канатов в %

d_k	Канат из светлой проволоки		Канат из оцинкованной проволоки	
	$\sigma_{\theta} \leq 160 \text{ кг/мм}^2$	$\sigma_{\theta} \leq 170 \text{ кг/мм}^2$	$\sigma_{\theta} \leq 160 \text{ кг/мм}^2$	$\sigma_{\theta} \leq 170 \text{ кг/мм}^2$
10—20 21—40	100	110—115	135—145 125—135	140—150 130—140

ГЛАВА XVIII

БАРАБАНЫ

Материалы. Барабаны кранов легкого, среднего и тяжелого режимов работы изготавливают литыми из серого чугуна не ниже марки СЧ 15-32 по ГОСТу 1412—54, из стали марок 25ЛП и 35ЛП по ГОСТу 977—65 и сварными из листовой стали не ниже марки Ст.3 по ГОСТу 380—60*. Барабаны кранов весьма тяжелого режима изготавливают из стали.

Форма поверхности. Барабаны имеют гладкую или желобчатую поверхность. В грузоподъемных машинах с машинным приводом при однослойной навивке каната применяют барабаны с нарезанными по винтовой линии канавками. При многослойной навивке каната используют гладкие барабаны.

Глубина винтовой канавки:

для крюковых кранов $c \geq 0,3d_k$;

для грейферных кранов $c \geq 0,5d_k$.

Шаг винтовой нарезки $t \geq 1,1d_k$, где d_k — диаметр каната.

Чистота обработки поверхности канавок должна быть не грубее $\nabla 5$ по ГОСТу 2789—59.

Диаметр барабана. Наименьший допускаемый диаметр барабана (блока), огибаемого канатом, определяется по формуле

$$D_b \geq d_k (e - 1), \quad (31)$$

где D_b — диаметр барабана (блока) по дну канавки в мм;

d_k — диаметр каната в мм;

e — коэффициент, зависящий от типа подъемного устройства и режима его работы; принимается по табл. 66.

Допускается принимать диаметр барабана на 15% меньше определенного по формуле (31), диаметр уравнительного блока — на 20%, а у электроталей и стреловых самоходных кранов — на 40%. Диаметр барабана D_b измеряется по дну канавки.

Длина барабана. Длина барабана определяется с учетом того, чтобы при самом низком положении грузозахватного органа на барабане оставались навитыми не менее 1,5 витков каната, не считая витков, находящихся под зажимным устройством (по нормам Госгортехнадзора).

Наименьшие допускаемые значения коэффициента e

Тип грузоподъемной машины	Привод механизма	Режим работы механизма	Значение коэффициента e
Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых кранов, электроталей и лебедок	Ручной Машинный	Легкий Средний Тяжелый Весьма тяжелый	—
			18
			20
			25
			30
Краны стреловые: а) механизмы подъема груза и стрелы	Ручной Машинный	Легкий Средний Тяжелый Весьма тяжелый	16
			16
			18
			20
			25
б) механизм для монтажа кранов	Машинный	—	16
			20
Электрические тали	»	—	20
Грейферные лебедки: а) грузоподъемных машин, указанных в п. 1 настоящей таблицы	»	—	30
			20
			18
б) стреловых кранов	»	—	20
Блоки грейферов . . .	»	—	18
Лебедки: а) для подъема грузов	Ручной Машинный	— —	12
			20
б) для подъема людей	Ручной Машинный	— —	16
			25

Полезная длина каната

$$l = Ha,$$

где H — номинальная высота подъема;

a — кратность полиспаста.

Число рабочих витков каната на барабане

$$z_p = \frac{l}{\pi (D_6 + D_k)}.$$

Полное число витков каната на барабане

$$z = z_p + z_d,$$

где z_d — число разгружающих витков.

Длина нарезанной части барабана

$$L_0 = zt.$$

При сдвоенном полиспасте длина нарезанной части барабана удваивается:

$$L'_0 = 2zt.$$

В этом случае нарезка на барабане выполняется с одной стороны правая, с другой левая.

Полная длина барабана при одинарном полиспасте (рис. 118, а)

$$L = L_0 + L_1 + 2L_2;$$

при сдвоенном полиспасте (рис. 118, б)

$$L' = L'_0 + 2L_1 + 2L_2 + L_3,$$

где L_1 — участок длины барабана, используемый под креплением каната;

L_2 — участок длины барабана под ребордой;

L_3 — ненарезанная средняя часть барабана (см. рис. 118).

Ненарезанная средняя часть барабана (при сдвоенном полиспасте)

$$L_3 = L_4 - 2h_{\min} \operatorname{tg} \alpha,$$

где L_4 — расстояние между наружными блоками подвески;

h_{\min} — расстояние между осью барабана и осью блоков в крайнем верхнем положении;

α — допустимый угол отклонения набегающей на барабан ветви каната от вертикального направления.

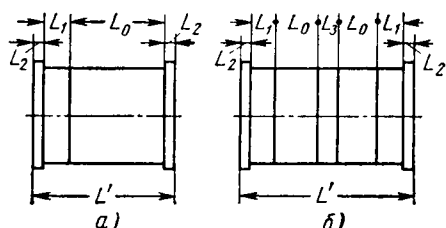


Рис. 118. Схема определения длины барабана

Толщина стенки барабана.

Для предварительного определения толщины стенки барабана пользуются эмпирическими зависимостями

$$\left. \begin{aligned} \delta &= 0,02D_6 + \\ &+ (6 \div 10) \text{ мм} \\ \text{либо} \quad \delta &= 1,2d_{\kappa}. \end{aligned} \right\} (32)$$

Тело барабана испытывает напряжение сжатия, изгиба и кручения. Ввиду малости последних по сравнению с напряжением сжатия в расчете их можно не учитывать. Напряжение сжатия, возникающее в теле барабана вследствие охвата его канатом,

$$\sigma_{сж} \approx \frac{S}{\delta t},$$

где S — натяжение каната в кг;

δ — толщина стенки барабана в см, предварительно вычисленная по зависимостям (32);

t — шаг нарезки в см.

Запас прочности при расчете тела барабана на сжатие:
для чугунных барабанов

$$K = \frac{\sigma_u}{\sigma_{сж}};$$

для стальных барабанов

$$K' = \frac{\sigma_T}{\sigma_{сж}},$$

где σ_u — предел прочности при изгибе;

σ_T — предел текучести при растяжении.

Допускаемые значения запасов прочности при расчете тела барабана на сжатие приведены в табл. 67.

Таблица 67

Запасы прочности при расчете барабанов

Материал барабана	Запасы прочности
Чугун	$K = 5$
Сталь	$K' = 2$

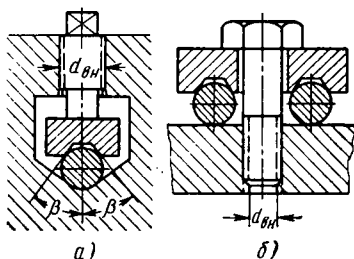


Рис. 119. Крепление конца каната на барабане планками

Крепление конца каната на барабане. При расчете крепления нужно учитывать уменьшение усилия, действующего на болты, за счет трения разгружающих витков о поверхность барабана.

Расчетное натяжение в канате

$$S' = \frac{S}{e^{f\alpha}}.$$

Минимальный коэффициент трения между канатом и поверхностью барабана и планки $f = 0,1$ (см. рис. 119).

Минимальное число разгружающих витков (1,5) соответствует углу $\alpha = 3\pi$:

$$S' = \frac{S}{e^{0,1 \cdot 3\pi}} \approx \frac{S}{2,5}.$$

Необходимое нажатие всех болтов крепления

$$P = \frac{k(0,65)S}{W} \text{ кг,}$$

где $k = 1,25$ — коэффициент надежности крепления;
 $W = 0,35 \div 0,40$ — коэффициент сопротивления движению каната при зажиме планками;
 $0,65$ — коэффициент, учитывающий разгружающее действие от трения крепежных витков каната о барабан.
Внутренний диаметр болта

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi z [\sigma]_p}} \text{ см},$$

где z — число болтов крепежных планок;
 $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение в кг/см^2 .
Для болтов из стали. Ст.3 $[\sigma]_p = 500 \div 600 \text{ кг/см}^2$.
Число болтов должно быть не менее двух.

ГЛАВА XIX

ВАЛЫ И ОСИ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Расчет распространяется на валы и оси, изготовленные из пластичных материалов (углеродистые и легированные стали, $\sigma_s \leq 100 \text{ кг/мм}^2$).

Исходные диаметры валов и осей определяются предварительным расчетом.

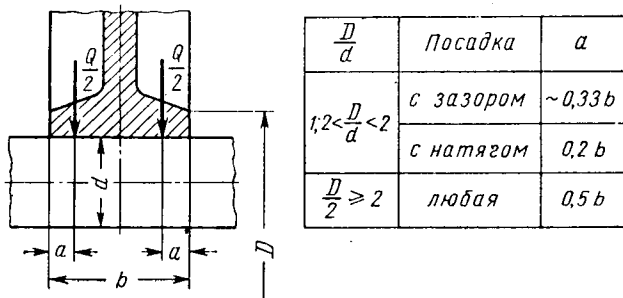


Рис. 120. Схема расположения нагрузок

Нагрузки, действующие на вал от сопряженных с ним деталей, при составлении расчетной схемы обычно принимают за сосредоточенные силы, приложенные в середине длины элементов, передающих силы или моменты.

При точном расчете сосредоточенную силу Q заменяют двумя силами $\frac{Q}{2}$, расположение которых зависит от относительной жесткости ступицы и ее посадки на вал (см. рис. 120).

Расчеты валов и осей выполняются в форме проверочных:

а) при действии нормальных нагрузок рабочего состояния — расчетный случай А — на статическую прочность и усталость;

б) при действии максимальных нагрузок рабочего или нерабочего состояния — расчетные случаи Б или В — на статическую прочность.

2. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ

1. Диаметр конца входного вала редуктора можно принимать равным (0,8—1,2) диаметра вала приводного электродвигателя.

2. Диаметр вала каждой ступени редуктора можно принимать равным 0,3—0,35 межосевого расстояния.

3. При известном крутящем моменте M_k в кг·см

$$d \approx 1,7 \sqrt[3]{\frac{M_k}{[\tau]}} \text{ см.}$$

4. При известном изгибающем моменте M в кг·см

$$d \approx 2,2 \sqrt[3]{\frac{M}{[\sigma]}} \text{ см,}$$

где $[\tau]$ и $[\sigma]$ в кг/см² — условные допускаемые напряжения кручения и изгиба;

$$[\tau] \approx 0,6 [\sigma].$$

Значения $[\sigma]$ приведены в табл. 68.

Таблица 68

Допускаемые напряжения на изгиб валов и осей

Материал $[\sigma]$ в кг/см ²				
Сталь	Предел прочности в кг/см ² σ_b	I режим: нагрузка, постоянная по величине и по знаку	II режим: нагрузка изменяется по величине от нуля до максимума, но не изменяется по знаку (пульсирующая)	III режим: нагрузка изменяется и по величине и по знаку от +M до -M (симметричная)
Углеродистая и легированная	4 000	1300	700	400
	5 000	1700	750	450
	6 000	2000	950	550
	7 000	2300	1100	650
	8 000	2700	1300	750
	10 000	3300	1500	900

В качестве расчетных значений M_k и M в предварительном расчете обычно принимаются моменты от номинальных нагрузок установившегося движения.

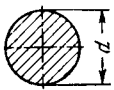
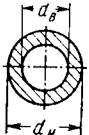
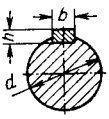
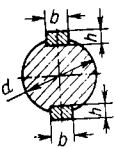
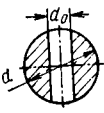
Если же число циклов максимальных нагрузок $Z_{ц\max} \geq 10^5$, то при определении диаметра вала или оси следует брать $M_{к\max}$ или M_{\max} .

Расчетные формулы

Напряжения в кг/см ²	Формулы	№ формулы
Нормальные от изгибающего момента	$\sigma = \frac{M}{W}$	(33)
Нормальные от изгибающего момента и осевой силы	$\sigma' = \frac{M}{W} + \frac{A}{F}$	(34)
Касательные от крутящего момента	$\tau = \frac{M_{\kappa}}{W_{\kappa}}$	(35)
Касательные от крутящего момента и перерезывающей силы	$\tau' = \frac{M_{\kappa}}{W_{\kappa}} + 1,33 \frac{Q}{F}$	(36)

Таблица 70

Значения W , W_{κ} и F

Поперечное сечение	W в см ³	W_{κ} в см ³	F в см ²
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3$	$\frac{\pi d^2}{4} \approx 0,785 d^2$
	$\frac{\pi (d_n^4 - d_g^4)}{32 d_n} \approx 0,1 \frac{d_n^4 - d_g^4}{d_n}$	$\frac{\pi (d_n^4 - d_g^4)}{16 d_n} \approx 0,2 \frac{d_n^4 - d_g^4}{d_n}$	$\frac{\pi (d_n^2 - d_g^2)}{4} \approx 0,785 (d_n^2 - d_g^2)$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d} \approx 0,1 d^3 e'$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d} \approx 0,2 d^3 e'_\kappa$	$\frac{\pi d^2}{4} - \frac{bh}{2} \approx 0,785 d^2 e'_F$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{8d} \approx 0,1 d^3 e''$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{8d} \approx 0,2 d^3 e''_\kappa$	$\frac{\pi d^2}{4} - bh \approx 0,785 d^2 e''_F$
	$\sim 0,1 d^3 e$	$\sim 0,2 d^3 e_\kappa$	$\sim 0,785 d^2 e_F$

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ НАПРЯЖЕНИЙ

Напряжения в расчетных сечениях валов и осей определяются по формулам табл. 69.

В табл. 69

M, M_k — изгибающий и крутящий моменты в рассматриваемом сечении в $кг \cdot см$;

A, Q — осевая и поперечная силы в рассматриваемом сечении в $кг$;

W, W_k — момент сопротивления сечения изгибу и кручению в $см^3$;

F — площадь поперечного сечения в $см^2$.

В табл. 70 приведены формулы для определения W, W_k и F типовых сечений валов и осей кранов.

Значения поправочных коэффициентов e', e'', e и т. д. приведены в табл. 71 и 72.

Таблица 71

Значения поправочных коэффициентов

d в мм		Вал с одной шпонкой			Вал с двумя шпонками		
от	до	e'	e'_k	e'_F	e''	e''_k	e''_F
20	30	0,83	0,91	0,94	0,68	0,83	0,88
30	40	0,85	0,92	0,95	0,7	0,84	0,9
40	55	0,86	0,93	0,96	0,73	0,85	0,92
55	70	0,88	0,94	0,96	0,75	0,87	0,93
70	90	0,9	0,95	0,97	0,77	0,88	0,94
90	130	0,9	0,95	0,97	0,78	0,88	0,94
130	150	0,91	0,95	0,97	0,80	0,89	0,95
150	170	0,92	0,96	0,98	0,82	0,90	0,95
170	200	0,92	0,96	0,98	0,85	0,91	0,95
200	260	0,93	0,965	0,985	0,86	0,91	0,95
260	400	0,94	0,97	0,985	0,86	0,91	0,95

Таблица 72

Значения коэффициента e (вал с отверстием)

$\frac{d_0}{d}$	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60
e	1,0	0,925	0,85	0,775	0,70	0,625	0,550	0,475	0,4	0,33	0,27	0,215	0,170
e_k	1,0	0,964	0,926	0,884	0,84	0,791	0,740	0,686	0,63	0,573	0,515	0,458	0,400
e_F	1,0	0,936	0,873	0,809	0,746	0,682	0,618	0,555	0,49	0,426	0,364	0,300	0,235

4. РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

Расчет на статическую прочность сводится к определению запаса прочности по отношению к пределу текучести.

Запас прочности по нормальным напряжениям

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma}. \quad (37)$$

Запас прочности по касательным напряжениям

$$n_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\sigma}. \quad (38)$$

Запас прочности при совместном действии нормальных и касательных напряжений

$$n_T = \frac{n_{T\sigma} n_{T\tau}}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_{T\tau}^2}} \geq K_T. \quad (39)$$

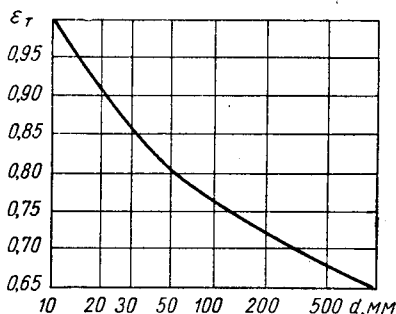


Рис. 121. Значения ϵ_T

В формулах (37)—(39):

σ и τ — нормальные и касательные напряжения, имеющие место в рассчитываемом сечении, в $кг/см^2$ (табл. 69);
 σ_T и τ_T — предел текучести при растяжении и кручении материала валов с учетом их размеров в $кг/см^2$.

При отсутствии подобных данных $\sigma_T = \sigma'_T \epsilon_T$ и $\tau_T = \tau'_T \epsilon_T$, где σ'_T , τ'_T — пределы текучести образца;

ϵ_T — масштабный коэффициент (рис. 121);

K_T — наименьший допустимый запас прочности по пределу текучести.

Значения K_T для валов и осей механизмов кранов приведены в табл. 73.

В табл. 73 в числителе указаны запасы прочности для валов и осей, изготовляемых из углеродистых и легированных сталей, у которых $\frac{\sigma_s}{\sigma_T} \geq 1,4$; в знаменателе $\frac{\sigma_s}{\sigma_T} < 1,4$.

Значения запаса прочности n_T могут служить критерием оценки необходимости проведения дальнейшего расчета на усталость.

Если наибольшая кратковременная нагрузка пропорциональна длительно действующей и отсутствуют неподвижные относительно вала нагрузки (например, нагрузки от дебалансов), то расчет вала на усталость можно не проводить, если $n_T > v$.

Значения v приведены в табл. 74.

n_T сравнивают с наибольшим значением v , соответствующим источником концентрации напряжений для всего вала, независимо от того, для какого сечения определена величина n_T .

Значения запаса прочности K_T

Механизмы	Область применения	Расчетные случаи					
		А — для режимов					
		Л	С	Т	ВТ	Б	В
Подъема	Краны ручные Краны крюковые	1,8/2,3	2/2,5	2,2/2,8	2,3/3,0	1,6 1,8/2,3	—
	Краны магнитные и мультимагнитные	—	1,8/2,2	1,9/2,4	2,1/2,6	1,6/2	—
	Грейферные краны	—	1,8/2,2	1,9/2,4	2,1/2,6	1,6/2	—
	Литейные краны, транспортирующие горячий металл	—	2,1/2,7	2,3/3,0	2,5/3,2	1,9/2,5	1,5/1,9
Передвижения	Все краны	1,6/2,1	1,8/2,3	1,9/2,5	2,1/2,7	1,6/2,1	—
Поворота	Портальные и пла- вучие краны	—	1,8/2,3	1,9/2,5	2,1/2,7	1,6/2,1	—
Изменения вы- лета	Портальные и пла- вучие краны	—	2,1/2,7	2,3/3,0	2,5/3,2	1,9/2,5	1,5/1,9
Все механизмы с ручным приво- дом		—	—	—	—	1,5/1,9	—
Буферные ус- тройства	Все краны и те- лежки	1,7/2,2	1,9/2,4	2,0/2,6	2,2/2,8	1,7/2,2	—

На усталость вал рассчитывают при условии, если $n_r < v$, или при наличии неподвижных относительно вала нагрузок, а также в случаях, когда длительно действующие нагрузки не пропорциональны наибольшим кратковременным.

5. РАСЧЕТ НА УСТАЛОСТЬ (нагрузки по расчетному случаю А)

Расчет на усталость выполняется в форме определения запаса прочности по сопротивлению усталости для опасного сечения вала. В качестве возможных опасных сечений обычно выбирают сечения, где имеют место концентраторы.

Напряжения для этих сечений (для оценки степени их напряженности) определяют по формуле

$$\sigma_0 = k_{\sigma_0} \frac{\sqrt{M^2 + M_k^2}}{W},$$

где M и M_k — изгибающий и крутящий моменты в сечении в кг·см;

W — момент сопротивления сечения при изгибе в см³;
 k_{σ_0} — коэффициент, характеризующий концентрацию напряжений в рассматриваемом сечении.

В данном случае он принимается равным:

при галтелях $\frac{r}{d} \approx 0,02$, для шпоночных канавок и для мест посадки зубчатых колес $k_{\sigma_0} = 2,0$;
 при поперечных отверстиях $k_{\sigma_0} = 2,1$;
 для шлицев, валов шестерен $k_{\sigma_0} = 1,7$;
 для мест посадки подшипников $k_{\sigma_0} = 3,0$.

Общий запас прочности по усталости определяется по формуле

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq K, \quad (40)$$

где K — наименьший допустимый запас прочности по пределу усталости.

Значения K для валов и осей механизмов кранов приведены в табл. 75.

Определения n_{σ} и n_{τ} и формулы для их вычисления приведены в табл. 76.

В табл. 76 приняты обозначения:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \\ \tau_a &= \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}; \end{aligned} \right\} \text{— амплитуды нормальных и касательных напряжений в кг/см}^2;$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \\ \tau_m &= \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}; \end{aligned} \right\} \text{— средние напряжения цикла в кг/см}^2;$$

Значения запаса прочности K

Механизмы	Область применения	Поковки и штамповки				Отливки			
		Режимы							
		Л	С	Т	ВТ	Л	С	Т	ВТ
Подъема	Краны с ручным приводом Краны крюковые « магнитные « грейферные « литейные, транспортирующие горячий металл	Значения K							
		1,3				1,6			
		1,4	1,6	1,7	1,9	1,7	1,8	2,0	2,2
		—	1,5	1,6	1,7	—	1,7	1,9	2,0
		—	1,5	1,6	1,7	—	1,7	1,9	2,0
—	1,8	2,0	2,2	—	2,1	2,3	2,5		
Передвижения	Все краны	1,3	1,4	1,6	1,7	1,6	1,7	1,9	2,0
Поворота	Краны порталные и плавающие	—	1,5	1,6	1,7	—	1,7	1,9	2,0
Изменения вылета	» »	—	1,7	1,8	2,0	—	2,0	2,2	2,4
Все прочие механизмы с ручным приводом		1,1				1,3			

Определение n_σ и n_τ

Запас прочности по сопротивлению усталости	Формулы	№ формулы
Любой цикл изменения напряжений		
По нормальным напряжениям	$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k'_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} k_\partial \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$	(41)
По касательным напряжениям	$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k'_\tau}{\beta \epsilon_\tau} k_\partial \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$	(42)
Симметричный цикл изменения напряжений ($\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$; $\sigma_a = \sigma_{\max} = -\sigma$; $\sigma_m = 0$)		
По нормальным напряжениям	$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k'_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} k_\partial \sigma_{\max}}$	(43)
По касательным напряжениям	$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k'_\tau}{\beta \epsilon_\tau} k_\partial \tau_{\max}}$	(44)
Пульсирующий цикл изменения напряжений ($\sigma_{\min} = 0$; $\sigma_a = 0,5\sigma_{\max} = \sigma_m$)		
По нормальным напряжениям	$n_\sigma = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{\max} \left(\frac{k'_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} k_\partial + \psi_\sigma \right)}$	(45)
По касательным напряжениям	$n_\tau = \frac{2\tau_{-1}}{\tau_{\max} \left(\frac{k'_\tau}{\beta \epsilon_\tau} k_\partial + \psi_\tau \right)}$	(46)

 σ_{\max} , σ_{\min} , τ_{\max}

и τ_{\min} — напряжения (см. формулы в табл. 69) от наибольших и наименьших нагрузок, длительно действующих в рассчитываемом сечении, в $кг/см^2$;

σ_{-1} , τ_{-1} — предел усталости материала вала при симметричном цикле изменения напряжений при изгибе и кручении в $кг/см^2$;

β — коэффициент упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением: закалка нагревом т. в. ч. (толщина слоя 0,9—1,5 мм), дробеструйный наклеп, накатка роликом и т. д. $\beta \approx 1,5$; при отсутствии упрочнения $\beta = 1$.

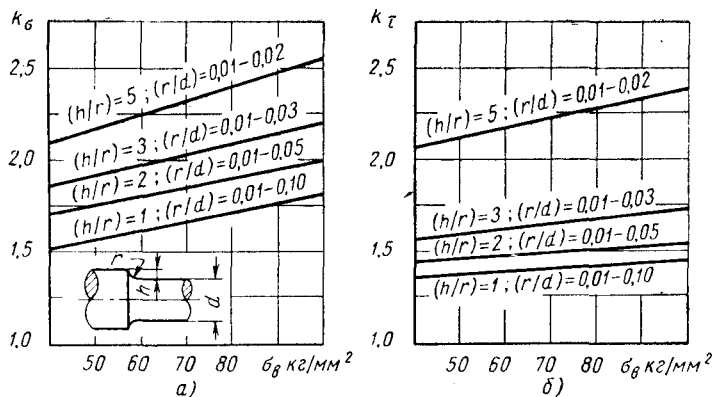


Рис. 122. Значения k_B и k_τ в галтели

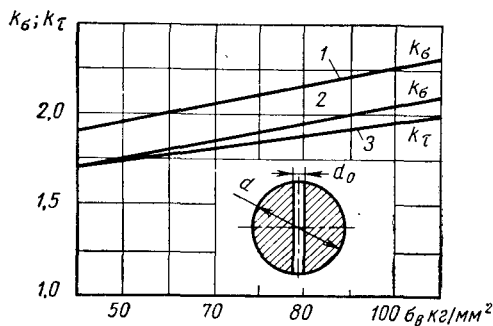


Рис. 123. Значения k_B и k_τ в поперечном отверстии:

- 1 - k_B при $\frac{d_0}{d} = 0,05 \div 0,15$;
- 2 - k_B при $\frac{d_0}{d} = 0,15 \div 0,25$;
- 3 - k_τ при $\frac{d_0}{d} = 0,05 \div 0,25$

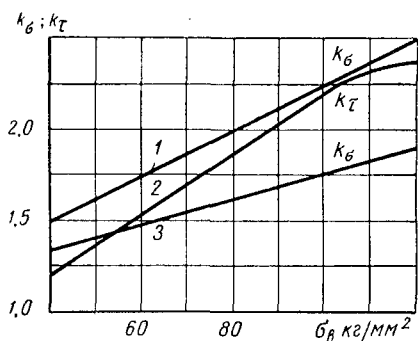


Рис. 124. Значения k_B и k_τ в шпоночной канавке:

- 1 - k_B - фрезеровано пальцевой фрезой;
- 2 - k_B - фрезеровано дисковой фрезой;
- 3 - k_τ - фрезеровано пальцевой и дисковой фрезой

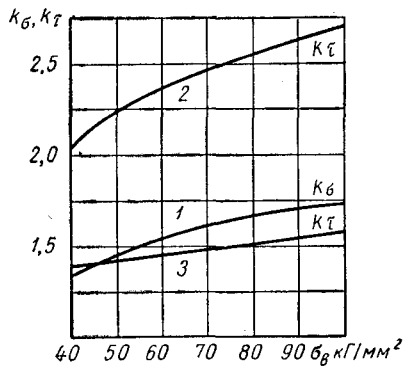
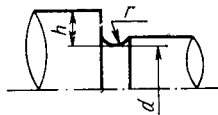


Рис. 125. Значения k_B и k_τ для шлицев:

- 1 - k_B - для прямоблочных и эвольвентных шлицев;
- 2 - k_τ - для прямоблочных шлицев;
- 3 - k_τ - для эвольвентных шлицев

Значения k_{σ} и k_{τ} для выточки

h/r	0,5					1					2					3					0,5±3				
r/d																									
σ_{θ} в кг/мм ²	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10						
	k_{σ} (изгиб)										k_{τ} (кручение)														
40	1,9	1,8	1,7	1,6	1,40	2,1	2,0	1,9	1,8	2,3	2,2	2,1	2,4	2,3	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2						
60	2,0	1,9	1,8	1,7	1,5	2,2	2,1	2,0	1,9	2,4	2,3	2,2	2,6	2,4	1,8	1,7	1,6	1,5	1,2						
80	2,1	2,0	1,9	1,8	1,6	2,3	2,2	2,1	2,0	2,6	2,45	2,35	2,7	2,6	2,0	1,9	1,75	1,6	1,3						
100	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7	2,4	2,35	2,25	2,15	2,7	2,6	2,5	2,9	2,7	2,2	2,0	1,9	1,7	1,3						
120	2,3	2,2	2,1	2,0	1,7	2,6	2,5	2,4	2,3	2,8	2,7	2,6	3,1	2,8	2,4	2,2	2,1	1,8	1,4						

Для промежуточных значений σ_{θ} величину коэффициентов k_{σ} и k_{τ} определяют интерполяцией.

Значения $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}$ и $\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}}$ для валов с посаженными деталями

Диаметр вала в мм	Посадка	$\sigma_{в}$ в кг/мм ²							
		40	50	60	70	80	90	100	120
$k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}$ (для изгиба)									
30	Пр	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5	3,75	4,25
	Н	1,7	1,9	2,1	2,25	2,4	2,6	2,8	3,2
	С	1,5	1,6	1,8	1,95	2,1	2,3	2,4	2,8
50	Пр	2,75	3,05	3,4	3,7	4,0	4,3	4,6	3,2
	Н	2,1	2,3	2,5	2,75	3,0	3,2	3,45	3,9
	С	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,4
100 и более	Пр	2,95	3,3	3,6	3,9	4,25	4,6	4,9	5,6
	Н	2,2	2,5	2,7	2,95	3,2	3,5	4,0	4,2
	С	1,9	2,1	2,3	2,6	2,8	3,0	3,2	3,6
$k_{\tau}/\varepsilon_{\tau}$ (для кручения)									
30	Пр	1,75	1,9	2,05	2,2	2,35	2,5	2,65	2,95
	Н	1,4	1,5	1,6	1,75	1,9	2,0	2,1	2,3
	С	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,1
50	Пр	2,05	2,2	2,5	2,6	2,8	3,1	3,3	3,6
	Н	1,6	1,9	2,0	2,15	2,3	2,1	2,6	2,7
	С	1,5	1,6	1,7	1,8	1,95	2,1	2,2	2,4
100 и более	Пр	2,2	2,4	2,6	2,8	2,95	3,2	3,3	3,8
	Н	1,7	1,9	2,0	2,2	2,3	2,5	2,8	2,9
	С	1,55	1,7	1,8	1,9	2,1	2,2	2,3	2,6
<p>Примечания: 1. Для посадки колец подшипников качения следует принимать значения $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}$ и $\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}}$ по графе, соответствующей посадке Пр.</p> <p>2. Значения $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}$ и $\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}}$ для промежуточных диаметров валов определяют интерполяцией.</p>									

k'_σ и k'_τ — коэффициенты концентрации для рассчитываемого сечения вала;

$$k'_\sigma = k_\sigma + k_\sigma^n - 1;$$

$$k'_\tau = k_\tau + k_\tau^n - 1,$$

где k_σ, k_τ — эффективные коэффициенты концентрации (рис. 122—125, табл. 77—78);

$k_\sigma^n \approx k_\tau^n$ — коэффициенты состояния поверхности при изгибе и кручении (табл. 79);

$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$ — масштабный фактор при изгибе и кручении (рис. 126);

ψ_σ, ψ_τ — коэффициенты, оценивающие чувствительность материала к асимметрии цикла (табл. 80);

k_d — коэффициент долговечности, оценивающий фактический режим нагружения за принятый срок службы; изменяется в пределах $0,6 \leq k_d < 1,0$.

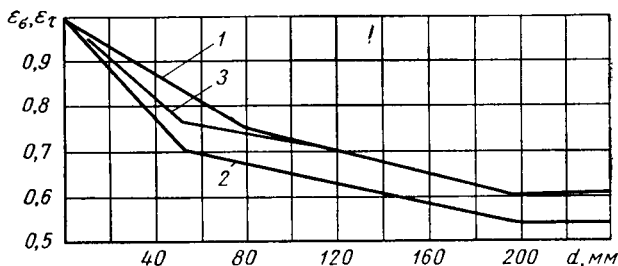


Рис. 126. Значения $\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$:

1 — ϵ_σ — для углеродистых сталей; 2 — ϵ_σ — для легированных сталей; 3 — ϵ_τ — для углеродистых и легированных сталей

Таблица 79

Таблица 80

Значения коэффициентов k_σ^n (k_τ^n)

Значения ψ_σ и ψ_τ

Вид обработки	σ_B в кг/мм ²		
	40	80	120
Шлифование			
▽9—▽10	1	1	1
Обточка	1,05	1,1	1,25
Обдирка	1,2	1,25	1,5
Необработанная поверхность (окалина)	1,3	1,5	2,2

Коэффициенты	σ_B в кг/мм ²			
	35—55	52—75	70—100	100—120
ψ_σ (изгиб)	0,0	0,05	0,1	0,2
ψ_τ (кручение)	0,0	0,0	0,05	0,1

Средние значения коэффициента k_d для валов механизмов кранов в зависимости от отношения Z_u/Z_0 приведены на рис. 127, где Z_0 — число циклов, соответствующее точке излома кривой усталости. Принимаются для валов диаметром $D \leq 100$ мм $Z_0 =$

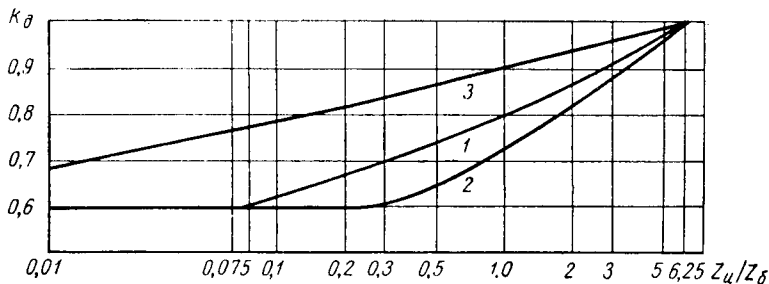


Рис. 127. Значения k_d :

1 — для всех валов, где нет прессовой посадки и упрочнения ($m=9$);
2 — для валов с прессовыми посадками ($m=6$); 3 — для валов с упрочнением при показателе степени кривой усталости ($m=18$)

$= 5 \cdot 10^6$; $D > 100$ мм $Z_0 = 10^7$; для валов с прессовой посадкой всех диаметров $Z_0 = 5 \cdot 10^6$; Z_u — общее число циклов изменения напряжений рассчитываемого вала; определяется по формулам табл. 81.

Таблица 81

Определение Z_u

Характер изменения напряжения	Валы и оси	Формула определяющая Z_u
Напряжения меняются за один оборот вала	Вращающие оси. Валы зубчатых колес и ходовых колес. Валы червячных колес и червяков и т. д.	$Z_u = \frac{T_{кал} T_{маш}}{PB} \times 60n$
Напряжения меняются за один цикл работы крана	Валы механизма подъема, работающие только на кручение. Неподвижные оси крюковых подвесок	$Z_u^* = T_{кал} T_{маш} \frac{h}{4}$
Напряжения меняются при каждом включении механизма	Валы механизмов поворота и передвижения, работающие только на кручение. Оси шарниров стрелового устройства. Ось балансиров ходовой части	$Z_u = T_{кал} T_{маш} h$

* Цикл: подъем с грузом—опускание с грузом; подъем без груза—опускание без груза.

В табл. 81 приняты обозначения:

$T_{\text{кал}}$ — срок службы в годах;

$T_{\text{маш}}$ — число часов работы крана в год (без PB) в часах;

PB — продолжительность включения;

n — скорость вращения вала в $об/мин$;

h — число включений механизма в час.

6. РАСЧЕТ НА ЖЕСТКОСТЬ

1) Допустимые нормы жесткости

Наибольший прогиб вала не должен превышать 0,0002—0,0003 расстояния между опорами.

Прогиб в месте установки зубчатого колеса должен быть не больше 0,01—0,03 от модуля зацепления.

Наибольшие углы поворота в опорах θ (от прогиба) не должны превышать:

а) при установке вала (оси) на сферических подшипниках

$$\theta \leq 0,05 \text{ рад};$$

б) при установке вала (оси) на однорядных шарикоподшипниках

$$\theta \leq 0,05 \text{ рад};$$

в) при установке вала (оси) на цилиндрических роликоподшипниках

$$\theta \leq 0,0025 \text{ рад};$$

г) при установке вала (оси) на конических роликоподшипниках

$$\theta \leq 0,0016 \text{ рад}.$$

Допустимые углы поворота сечений вала в месте расположения зубчатых колес:

Валы жесткие: $\theta \leq 0,001 \text{ рад}$.

При большом расстоянии между опорами $\theta \leq 0,002 \text{ рад}$.

Если шестерня расположена в средней части вала, $\theta \leq \leq 0,0005 \text{ рад}$.

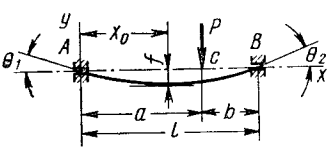
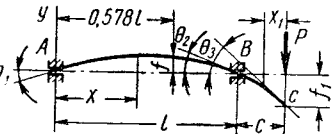
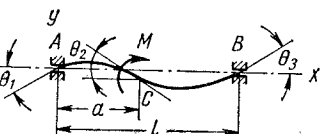
Допустимый угол закручивания на метр длины трансмиссионного вала не должен превышать

$$\varphi \leq (15-20)'$$

2) Расчет деформаций изгиба

Величины наибольших прогибов f и углов поворота в опорах θ для цилиндрических валов и осей постоянного сечения, нагруженных различными нагрузками, определяются по формулам, приведенным в табл. 82.

Деформации изгиба вала и осей постоянного поперечного сечения

Схема нагружения	Уравнение прогиба y в см	Наибольший прогиб f в см	Углы поворота θ в рад
	$y = \frac{Pbx}{6EJl} (l^2 - b^2 - x^2);$ <p style="text-align: center;">от C до B</p> $y = \frac{Pa(l-x)}{6EJl} (2lx - a^2 - x^2)$	$f = \frac{Pb}{48EJ} (3l^2 - 4b^2)$ <p style="text-align: center;">(при $a \geq b$)</p> $x_0 = \sqrt{\frac{1}{3} a(a+2b)}$	$\theta_1 = \frac{P}{6EJ} \left(bl - \frac{b^3}{l} \right);$ $\theta_2 = \frac{P}{6EJ} \left(2bl + \frac{b^3}{l} - 3b^2 \right)$
	<p style="text-align: center;">от A до B</p> $y = \frac{Pcl^2}{6EJ} \left(\frac{x^3}{l^3} - \frac{x}{l} \right);$ <p style="text-align: center;">от C до B</p> $y = \frac{Pc^2l}{6EJ} \left[\frac{x_1^3}{lc^2} - \frac{(2l+3c)x_1}{lc} + \frac{2(l+c)}{l} \right]$	$f = \frac{0,0642Pcl^2}{EJ};$ $f_1 = \frac{Pc^2(l+c)}{3EJ}$	$\theta_1 = \frac{Pcl}{6EJ};$ $\theta_2 = -\frac{Pcl}{3EJ};$ $\theta_3 = -\frac{Pc(3c+2l)}{6EJ}$
	<p style="text-align: center;">от A до C</p> $y = \frac{M}{6EJ} \left[\frac{x^3}{l} - \left(6a - \frac{3a^2}{l} - 2l \right) \right];$ <p style="text-align: center;">от C до B</p> $y = \frac{M}{6EJ} \left[\frac{x^3}{l} - 3x^2 + \left(2l + \frac{3a^2}{l} \right) x - 3a^2 \right]$	<p style="text-align: center;">—</p>	$\theta_1 = \frac{M}{6EJ} \left(2l - 6a + \frac{3a^2}{l} \right);$ $\theta_2 = -\frac{M}{EJ} \left(\frac{l}{3} + \frac{a^2}{l} - a \right);$ $\theta_3 = -\frac{M}{6EJ} \left(l - \frac{3a^2}{l} \right)$

Если на вал или ось действуют несколько нагрузок, расположенных в любых плоскостях, то для определения полной величины прогиба и углов поворота необходимо найти их значения от действия каждой нагрузки в отдельности и полученные результаты сложить геометрически.

Обозначения в табл. 82:

P — сосредоточенная нагрузка в кг;

M — изгибающий момент в кг·см;

a, b, c и l — продольные размеры в см;

E — модуль упругости (для стали = $2,1 \cdot 10^6$ кг/см²);

J — момент инерции в см⁴; $J = \frac{\pi (d_n^4 + d_o^4)}{64}$, где d_n — наружный и d_o — внутренний диаметр вала в см.

При расчетах можно пользоваться разложением приложенных нагрузок на силы, действующие во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Определение прогибов и углов поворота валов и осей переменного сечения от нагрузок, расположенных в одной плоскости, следует выполнять в порядке, изложенном в табл. 83 и 84, снабженных графическими пояснениями. Вспомогательные данные к этим таблицам приводятся в табл. 85.

Дополнение к табл. 85:

а) По основным формулам можно вычислить значения

$$\int_{(l)} \frac{MM' dl}{I_l} \text{ и частных случаев.}$$

б) Если ординаты эпюр направлены в разные стороны от оси, то следует принять одно (любое) направление за положительное; ординаты, совпадающие с этим направлением, брать со знаком плюс, а ординаты, направленные в противоположную сторону, со знаком минус.

в) Если цилиндрический участок вала полый с внутренним диаметром d_o и наружным диаметром d_n , то в формулах, данных для сплошного вала, величину d^4 надо заменить разностью $d_n^4 - d_o^4$.

г) Если конический участок вала полый с внутренним диаметром цилиндрического отверстия d_o , то значение

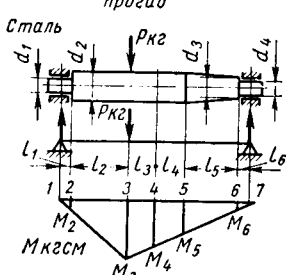
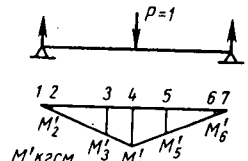
$$\int_{(l)} \frac{MM' dl}{I_l},$$

вычисленное по формулам табл. 85, следует умножить на поправочный коэффициент, равный

$$\frac{1}{1 - \left(\frac{2d_o}{d_1 + d_2} \right)^4}.$$

Прогибы валов и осей переменного поперечного сечения

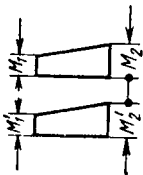


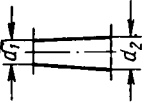
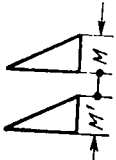
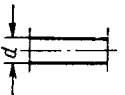
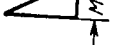
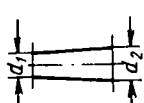
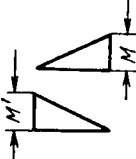
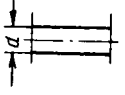
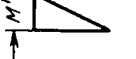
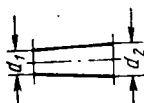
Определение прогибов f в см

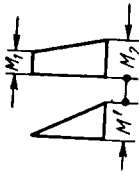
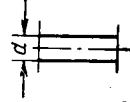
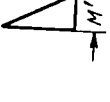
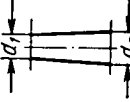
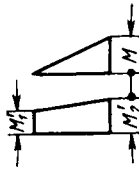
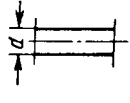
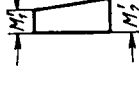
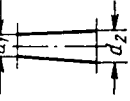
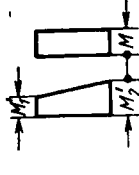
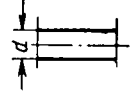

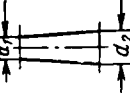
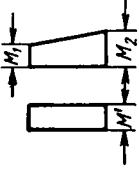
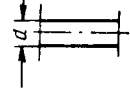
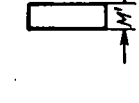
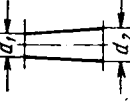
Порядок расчета	Пояснение
<p>1. Построить эпюру изгибающих моментов M от действующих расчетных нагрузок и подсчитать величины моментов в сечениях, где вал имеет переходы и где к нему приложены изгибающие нагрузки (включая и реакции в опорах), а также в сечении, где определяется прогиб</p>	<p>Сечение, в котором определяется прогиб</p> 
<p>2. Построить эпюру изгибающих моментов M' от единичной нагрузки $P = 1$, приложенной в сечении, где определяется прогиб, и подсчитать величины изгибающих моментов в сечениях, указанных выше в п. 1</p>	
<p>3. Для каждого участка вала в зависимости от формы этого участка и от сочетания форм эпюр M и M' подсчитать и суммировать слагающие величины прогиба f в рассчитываемом сечении:</p> $f = \frac{1}{E} \sum_1^n \int_{(l)} \frac{MM' dl}{I_l}$ <p>Значения интегралов для каждого участка вала вычисляются по формулам, приведенным в табл. 85.</p>	$f = \frac{1}{E} \sum_1^6 \int_{(l)} \frac{MM' dl}{I_l};$ $fE = \frac{l_1}{0,147d_1^4} M_2 M'_2 + \frac{l_2}{0,294d_2^4} \times$ $\times [M_2 (2M'_2 + M'_3) + M_3 (2M'_3 + M'_2)] + \frac{l_3}{0,294d_2^4} \times$ $\times [M_3 (2M'_3 + M'_4) + M_4 (2M'_4 + M'_3)] + \frac{l_4}{0,294d_2^4} [M_4 (2M'_4 +$ $+ M'_5) + M_5 (2M'_5 + M'_4)] +$ $+ \frac{l_5}{0,294d_3^2 d_3^3} [2d_3^2 M_5 M'_5 + d_2 d_3 \times$ $\times (M_5 M'_6 + M'_5 M_6) + 2d_2^2 M'_6 M_6] +$ $+ \frac{l_6}{0,147d_4^4} M_6 M'_6$

Углы поворота валов и осей переменного поперечного сечения

Определение углов поворота θ рад	
Порядок расчета	Пояснение
<p>1. Построить эпюру изгибающих моментов M от действующих расчетных нагрузок и подсчитывать величины моментов в сечениях, где вал имеет переходы и где к нему приложены изгибающие нагрузки (включая и реакции в опорах), а также в сечении, где определяется угол поворота</p>	<p>Опора, в которой определяется угол поворота</p> <p>Сталь</p>
<p>2. Построить эпюру изгибающих моментов M' от единичного момента $M' = 1$, приложенного в сечении, где определяется угол поворота, и подсчитать величины изгибающих моментов в сечениях, указанных выше в п. 1.</p>	
<p>3. Для каждого участка вала в зависимости от формы этого участка и от сечения форм эпюр M и M' подсчитать и суммировать слагающие величины угла поворота θ в рассматриваемом сечении:</p> $\theta = \frac{1}{E} \sum_1^n \int \frac{MM' dl}{I_l}$ <p>Значения интегралов для каждого участка вала вычисляются по формулам, приведенным в табл. 85.</p>	$\theta = \frac{1}{E} \sum_1^5 \int \frac{MM' dl}{I_l},$ $E\theta = \frac{l_1}{0,147d_1^4} M_2 M'_2 + \frac{l_2}{0,294d_2^4} \times$ $\times [M_2 (2M'_2 + M'_3) +$ $+ M_3 (2M'_3 + M'_2)] + \frac{l_3}{0,294d_2^4} \times$ $\times [M_3 (2M'_3 + M'_4) + M_4 (2M'_4 +$ $+ M'_3)] + \frac{l_4}{0,294d_2^3 d_3^3} [2d_3^2 M_4 M'_4 +$ $+ d_2 d_3 (M_4 M'_5 + M'_4 M_5) +$ $+ 2d_2^2 M'_5 M_5] + \frac{l_5}{0,294d_4^4} \times$ $+ M_5 (M'_5 + 2M'_6)$

Значения интегралов в слагающих величинах прогибов и углов поворотов

Сечение элюр M и M'	Форма участка вала	Формулы для подсчета величин интегралов $\int (l) \frac{MM' dl}{I_l}$
Основные формулы		
		$\frac{l}{0,294d^4} [M_1 (2M'_1 + M'_2) + M_2 (2M'_2 + M'_1)]$
		$\frac{l}{0,294d_1^3d_2^3} [2d_2^2M_1M'_1 + d_1d_2 (M_1M'_2 + M'_1M_2) + 2d_1^2M'_2M_2]$
Формулы для частных случаев		
		$\frac{l}{0,147d^4} MM'$
		$\frac{l}{0,147d_1d_2^3} MM'$
		$\frac{l}{0,294d^4} MM'$
		$\frac{l}{0,294d_1^2d_2^2} MM'$

Сечение эюр M и M'	Форма участка вала	Формулы для подсчета величин интегралов $\int \frac{MM' dl}{I_l}$ (1)
		$\frac{l}{0,294d^4} M' (M_1 + 2M_2)$
		$\frac{l}{0,294d_1^2d_2^3} M' (d_2M_1 + 2d_1M_2)$
		$\frac{l}{0,294d^4} M (M'_1 + 2M'_2)$
		$\frac{l}{0,294d_1^2d_2^3} M' (d_2M'_1 + 2d_1M'_2)$
		$\frac{l}{0,098d^4} M (M'_1 + M'_2)$
		$\frac{l}{0,294d_1^3d_2^3} M [2d_2^2M'_1 + d_1d_2 (M'_1 + M'_2) + 2d_1^2M'_2]$
		$\frac{l}{0,098d^4} M' (M_1 + M_2)$
		$\frac{l}{0,294d_1^3d_2^3} M' [2d_2^2M_1 + d_1d_2 (M_1 + M_2) + 2d_1^2M_2]$

д) При малых отношениях полной длины вала к диаметру его участков $\frac{l}{d_i} > 7-8$ расчет может давать ошибку 15—20%, так как он не учитывает влияния поперечных сил.

3) Расчет деформации кручения

Угол закручивания гладкого круглого вала постоянного диаметра определяется по формуле

$$\varphi = \frac{M_{\kappa} l}{GI_p},$$

где M_{κ} — крутящий момент в кг·см;

l — длина скручиваемого участка вала или оси в см;

G — модуль сдвига (для стали — $8 \cdot 10^{10}$ кг/см²);

I_p — полярный момент сечения в см⁴.

Для сплошных круглых валов

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1 d^4.$$

Для трубчатых круглых валов

$$I_p = \frac{\pi (d_n^4 - d_{\theta}^4)}{32} \approx 0,1 (d_n^4 - d_{\theta}^4);$$

d_n и d_{θ} — соответственно наружный и внутренний диаметры валов.

7. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1. Проверить прочность промежуточного вала кранового редуктора, установленного в приводе механизма передвижения мостового крана, со следующими данными:

Режим работы механизма — легкий.

Срок службы вала $T_{\text{кал}} = 10$ лет; $T_{\text{кал}} T_{\text{маш}} \frac{PB}{100} = 1000$ ч.

Наибольший крутящий момент $M_{\kappa} = 110$ кг·м. $\frac{M_{\text{наиб. кр}}}{M_{\text{наиб. дл}}} = 1$ (нагружение по расчетному случаю А).

Нагрузка знакопеременная. Напряжения в сечениях вала от изгиба и кручения изменяются по симметричному циклу.

Число оборотов вала $n = 100$ об/мин.

Материал вала — сталь 40ХН, улучшенная;
 $\sigma_s \geq 92$ кг/мм²; $\sigma'_T = 75$ кг/мм²; $\tau'_T > 40$ кг/мм²;
 $\sigma_{-1} = 44$ кг/мм²; $\tau_{-1} = 25$ кг/мм².

Эскиз вала приведен на рис. 128.

Расчетная схема вала и величины действующих нагрузок указаны на рис. 129.

Определение напряжений в сечениях вала от действующих нагрузок.

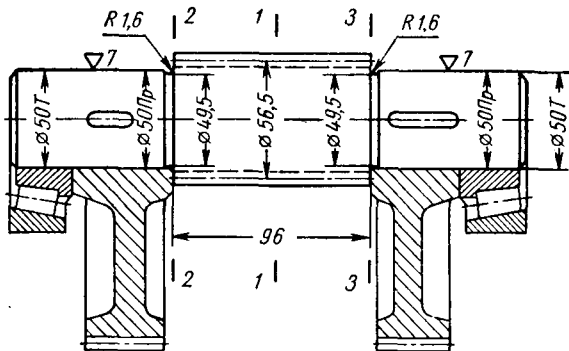
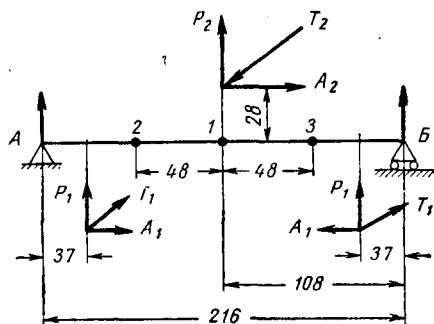


Рис. 128. Эскиз вала



Действующие на вал нагрузки	
Крутящий момент	$M_K \approx 110 \text{ кгМ}$
Вертикальная плоскость	$P_1 = 510 \text{ кг}$ $P_2 = 3900 \text{ кг}$
Горизонтальная плоскость	$T_1 = 210 \text{ кг}$, $T_2 = 1450 \text{ кг}$ $A_2 = 550 \text{ кг}$

Рис. 129. Расчетная схема

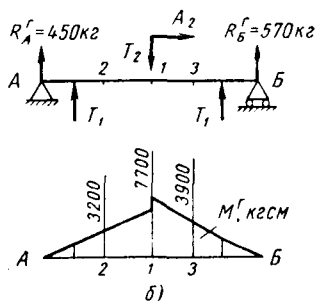
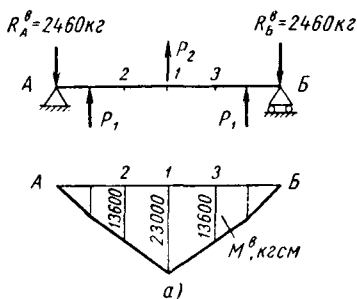
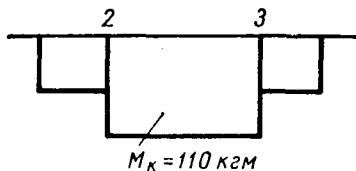


Рис. 130. Схемы нагружения валов и эпюры изгибающих моментов:
а — вертикальная плоскость; б — горизонтальная плоскость

Рис. 131. Эпюра крутящих моментов

Определение изгибающих моментов. Расположение расчетных сечений 1, 2, 3 (рис. 128 и 129).

Схемы нагружения валов в вертикальной и горизонтальной плоскостях и эпюры изгибающих моментов приведены на рис. 130.

Суммарные изгибающие моменты в сечениях:

$$1-1 \quad M_1 = \sqrt{(M_1^g)^2 + (M_1^e)^2} = \sqrt{23\,000^2 + 7700^2} \approx 24\,300 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$2-2 \quad M_2 = \sqrt{(M_2^g)^2 + (M_2^e)^2} = \sqrt{13\,600^2 + 3200^2} = 14\,000 \text{ кг}\cdot\text{см};$$

$$3-3 \quad M_3 = \sqrt{(M_3^g)^2 + (M_3^e)^2} = \sqrt{13\,600^2 + 3900^2} \approx 14\,200 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Эпюра крутящих моментов приведена на рис. 131.

Напряжения изгиба σ и кручения τ в рассчитываемых сечениях сведены в табл. 86.

Таблица 86

Значения σ и τ в кг/см²

Обозначения исходных и определяемых параметров	Сечения (рис. 128 и 129)		
	1	2	3
W в см ³	18	12,5	12,5
W_k в см ³	36	25	25
σ_{\max} в кг/см ²	1350	1120	1140
τ_{\max} в кг/см ²	305	440	440

Таблица 87

Значения $n_{T\sigma}$, $n_{T\tau}$ и n_T

Обозначения	Сечения		
	1	2	3
$n_{T\sigma}$	4,4	5,35	5,3
$n_{T\tau}$	10,5	7,3	7,3
n_T	4,15	4,3	4,3

Расчет на статическую прочность

$$n_T = \frac{n_{T\sigma} n_{T\tau}}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_{T\tau}^2}} \geq K_T;$$

$K_T = 2,1$ (табл. 73); сталь; $\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_T} = 1,23$; режим Л. (механизм передвижения).

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}}; \quad n_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}};$$

$$\sigma_T = \sigma'_T \varepsilon_T = 75 \cdot 0,8 = 60 \text{ кг/мм}^2;$$

$$\varepsilon_T = 0,8 \text{ (рис. 121, } d = 50 \text{ мм)};$$

$$\tau_T = \tau'_T \varepsilon_T = 40 \cdot 0,8 = 32 \text{ кг/мм}^2;$$

Значения $n_{T\sigma}$, $n_{T\tau}$ и n_T для рассчитываемых сечений сведены в табл. 87.

Статическая прочность всех сечений вала для заданных нагрузок обеспечена $n_T > K_T$.