Р.В. Даурова

РАСЧЕТ ТАЛЕВОГО МЕХАНИЗМА БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

Алматы 2008

МІНІСТЕРСТВА ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

КАЗАХСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКІЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени К.И САТПАЕВА

Р.В. Даурова

РАСЧЕТ ТАЛЕВОГО МЕХАНИЗМА БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

Рекомендована Республиканским учебно-методическим объединением в качестве учебного пособия

Алматы 2008

УДК 622.242
ББК 33.13 я 73
Д 21

Д 21 Даурова Р.В.
Расчет талевого механизма буровой установки: Учеб. пособие – Алматы: КазНТУ, 2008. – 104 с. Рис. 44 Табл. 5. Библиогр. – 12 назв

ISBN 978–601-228-024-1

Учебное пособие составлено в соответствии с требованиями квалификационной характеристики специальности 050724.

Каждый раздел учебного пособия содержит пример расчета для конкретного случая, что позвочяет закрепить изучаемый материал.

В настоящем учебном пособии рассматриваются наиболее часто возникающие задачи при расчете основных деталей буровых крюков резьбовой конструкции системы буровых установок, а также агрегатов для ремонта скважин.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальностям нефтегазового профиля, а также может быть полезно и для инженерно-технических работников отрасли.

ББК 33.13 я 73

Рецензент: *Т.К. Ахметжанов.* д-р. техн. наук, проф., КазНТУ
Т.К. Танатаров. канд. техн. наук проф., КазНТУ
С.А. Заурбеков канд. техн. наук, проректор Каспийского общественного университета

Печатается по плану издания Министерства образования и науки Республики Казахстан на 2008 г.

ISBN 978–601-228-024-1

© Даурова Р.В., 2008
© КазНТУ, 2008

ВВЕДЕНИЕ

За последние годы созданы новые образцы буровых машин и комплексов, оказавших заметное влияние на производительность буровых работ и ускорение темпов роста добычи нефти и газа. Успехи бурения неразрывно связаны с новейшими научными разработками в области расчета и проектирования буровых машин, повышения их технического уровня и надежности. Для закрепления достигнутых успехов необходимо постовнно расширять объемы разведочного и эксплуатационного бурения путем дальнейшего повышения производительности буровых машин, механизации тяжелого ручного труда, оптимизации и автоматизации буровых работ. В связи с этим предстоят сложные работы по перевооружению буровых предприятий высокопронзводительными автоматизированными установками. Именно такой путь позволит обеспечить необходимый прирост объема буровых работ.

В связи с большим многообразием применяемых буровых машин и оборудования в пособни рассмотрены их классификация по конструктивным признакам и техническим параметрам, принципиальные схемы и конструктивные особенности нанболее ответственных узлов и деталей, принадлежащих описываемым машинам и оборудованиям. Приведены методики прочностных, кинематических и силовых расчетов, а также нанболее важные справочные сведения, заимствованные из отраслевых технических и руководящих материалов. Представленные методики и примеры расчетов имеют цель выработать у студентов навыки самостоятельного решения задач, встречающихся в практической работе инженера-механика по буровому оборудованию.

I.ТАЛЕВАЯ СИСТЕМА

1.1. Назначение, схема и устройство

Подъем и спуск бурильных труб для замены изношенного долота, отбора керна, производства ловильных или других работ в скважине, а также спуск обсадных труб являются частью процесса проводки скважин при всех способах вращательного бурения. Талевая система (рис. 1) предназначена для проведения этих работ, а также для поддержания на весу спущенных в скважину бурильных труб в процессе бурения. Она представляет собой полиспастный механизм, который состоит из кронблока *4*, таяевого блока *2*, подъемного крюка *1* и стального каната *3*, являющегося гибкой связью между буровой лебедкой *6* и подъемным крюком и механизма крепления неподвижного конца каната 5.

На верхней площадке буровой вышки устанавливается крон-блок *4*. Подвижный талевый блок *2* соединяется с кронблоком талевым канатом *3*, один конец которого крепится к барабану лебедки, а второй через приспособление к основанию вышки. К талевому блоку присоединяется крюк, на котором подвешивается на штропах элеватор для труб или вертлюг. В настоящее время талевый блок и подъемный крюк заводы-изготовители объединяют в один механизм – *крюкоблок*.

Число шкивов кронблока в одной системе всегда на один больше, чем в талевом блоке, а число ветвей каната в оснастке четное:

Число шкивов кронблока

$$z_К б = z_Т б + 1, \qquad (1.1)$$

где $z_Т б$ и $z_К б$ – число шкивов талевого блока и кронблока.

Характеристика типоразмеров талевых систем приведена в табл. 1.

Число блоков, их размеры и число ветвей каната в талевой системе определяются допустимой нагрузкой на крюк, тяговым усилием лебедки, числом слоев навивки талевого каната на барабан лебедки.

Скорость ведущей ветви каната $v_В$ по условиям намотки на барабан лебедки не должна превышать 20 м/с.

Скорость ведущей ветви каната

$$v_в = v_к u \leq 20 \text{ м/с}, \qquad (1.2)$$

где $V_к$ – скорость крюка, м/с;

u – число струн в оснастке.

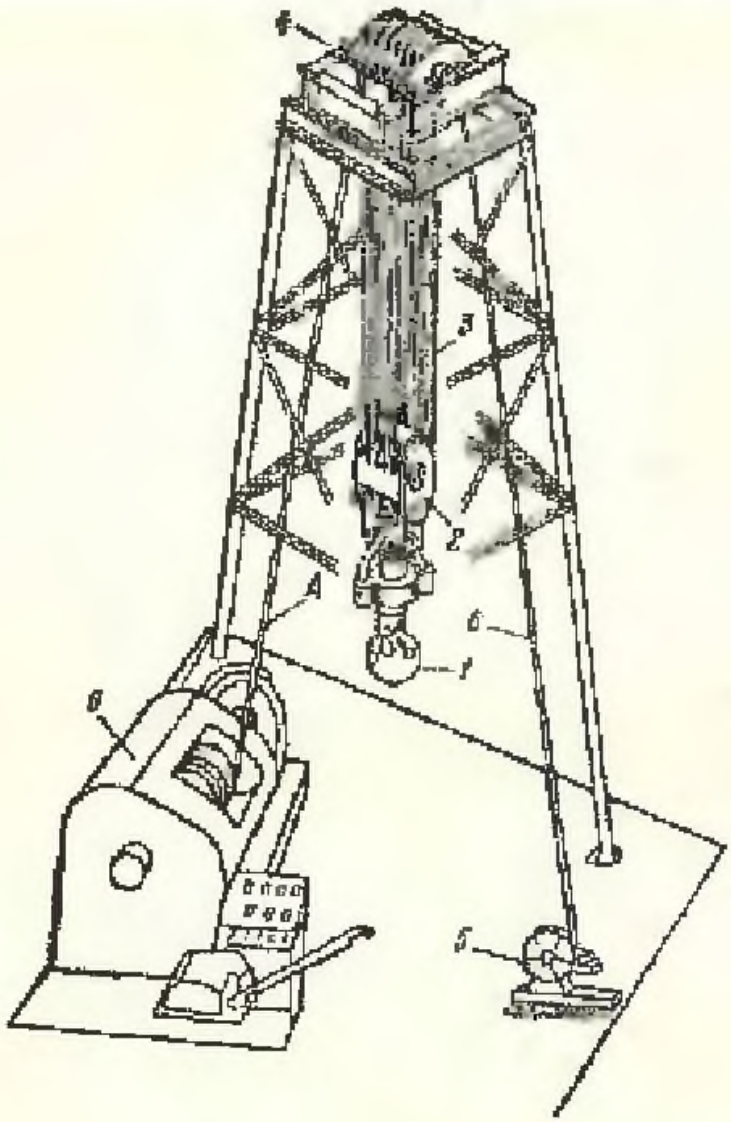


Рис. 1. Талевая система

При этом число слоев навивки каната на барабан лебедки стремятся выбрать наименьшее. Чем больше шкивов и ветвей каната в оснастке, тем сильнее истирается канат, а чем меньше шканов и ветвей, тем канат более нагружен и сокращается его усталостная долговечность

Практикой эксплуатации установлено, что целесообразнее уменьшать число шкивов в талевой системе, увеличивать их диаметр и применять прочные канаты большего диаметра с тем, чтобы уменьшить

число слоев навивки каната на барабан. Для этого также применяют большие соотношения между диаметрами шкива и каната (до 42 d) и более жесткие, но износостойкие канаты с линейным касанием проволок в петли и металлическим сердечником, обеспечивающие меньшее поперечное смятие каната

Таблица 1

Характеристика талевых систем

Параметры	Класс буровой установки							
	БУ - 2000	БУ - 2500	БУ - 3000	БУ - 4000	БУ - 5000	БУ - о500	БУ - 8000	БУ - 10000
Допустимая нагрузка на крюке, МН Наибольшая оснастка	1,20 4Х5	1,40 4Х5	1,70 5Х6	2,00 5Х6	2,50 6Х7	3,20 6Х7	4,00 6Х7	5,00 7Х8
Диаметр шкива по дну желоба, м	0,9	1,08	1,08	1,14	1,14	1,28	1,36	1,6
Диаметр каната, мм	25	28	28	32	32	35	38	38–42

При вращении барабана лебедки, на котором закреплен ведущий конец каната, последний будет наматываться на барабан и заставит талевый блок подниматься вверх по направлению к кронблоку. Чем большее число шкивов системы участвует в работе (вращается), тем медленнее будет подниматься блок и тем меньше будет натяжение ходового конца каната

Если на подъемном крюке подвешена колонна весом $Q_К$ = 1,50 МН, а талевая система состоит из талевого блока с пятью шкивами и кронблока с шестью шкивами (в т. ч. один невращающийся, через который проходит неподвижно закрепленный конец каната), натяжение набегающего (ведущего) конца каната будет

$$P_B = \frac{Q_k + Q_{TC}}{2 z_{mб} \eta_{mc}}, \qquad (1.3)$$

где $Q_К$ – нагрузка на крюке, МН;

$Q_Тс$ – вес талевого блока, крюка и каната, МН,

$z_Т6$ – число шкивов талевого блока; $т_{тс}$ – к. п. д. талевой системы

Если $Q_к$ = 1,5, $Q_{ТР}$ = 0 08:

$г_Т5$ = 5; η = 0,81,

то $P_В$ = 0.197 МН

Следовательно, при десятиструнной оснастке мы выигрываем в

силе почти в 8 раз (1,5 : 0,197). Однако одновременно с этим скорость подъема труб снижается в 10 раз.

Таким образом, талевая система позволяет при принятых в буровых установках скоростях подъема использовать канаты диаметром 28–42 мм при любой глубине бурения

Кронблоки и крюкоблоки классифицируются по трем основным параметрам: максимально допустимой нагрузке, наружному диаметру шкивов и числу шкивов. Эти параметры часто используются в качестве их шифра.

Основными присоединительными размерами кронблоков и крюкоблоков являются (в составе буровой установки):

– наружный диаметр шкивов;

– размер профиля желоба шкивов;

– число шкивов;

– размеры узлов крепления рамы кронблока к вышке

1.2. Процесс спуско-подъемных операций

Спуско-подъемные операции (СПО) при бурении скважин являются наиболее трудоемкими и тяжелыми работами, на которые затрачивается в среднем 18–20% всего календарного времени бурения Особенно много времени занимают эти работы при бурении глубоких скважин, а тем более в тяжелых условиях бурения

Для облегчения труда рабочих при выполнении спуско-подъемных операций и устранения опасных приемов работ в нашей стране проведены исследования, в результате которых были созданы механизм спуско-подъема (МСП), автоматический спуско-подъем (АСП), ключи для свинчивания труб (АКБ-3М), пневматические клиновые захваты, пневмораскре-пители.

Процесс подъема бурильной колонны из скважины состоит из циклически повторяющихся в определенной последовательности операций

– подъема всей колонны на длину, немного большую длины одной свечи;

– остановки колонны в подвешенном состоянии;

– установки колонны на стол ротора на клинья и освобождения поднятой свечи от растягивающей нагрузки;

– отвинчивания свечи от колонны и установка ее внутри буровой в специальный магазин;

– спуска ненагруженного крюка и элеватора для подъема оче-

редиой свечи;

– остановки крюка для захвата свечи,

– захвата и подъема колонны на длину следующей свечи Спуск колонны пронзводит в обратиой последовательности.

1.3. Стальные талевые канаты

Стальные талевые канаты (рис. 2) изготовляют различных конструкций из высокоуглеродистой высокомарганцовистой канатной проволоки с пределом прочности 1600–1800 МПа Эти канаты широко применяются в нефтяной промышленности.

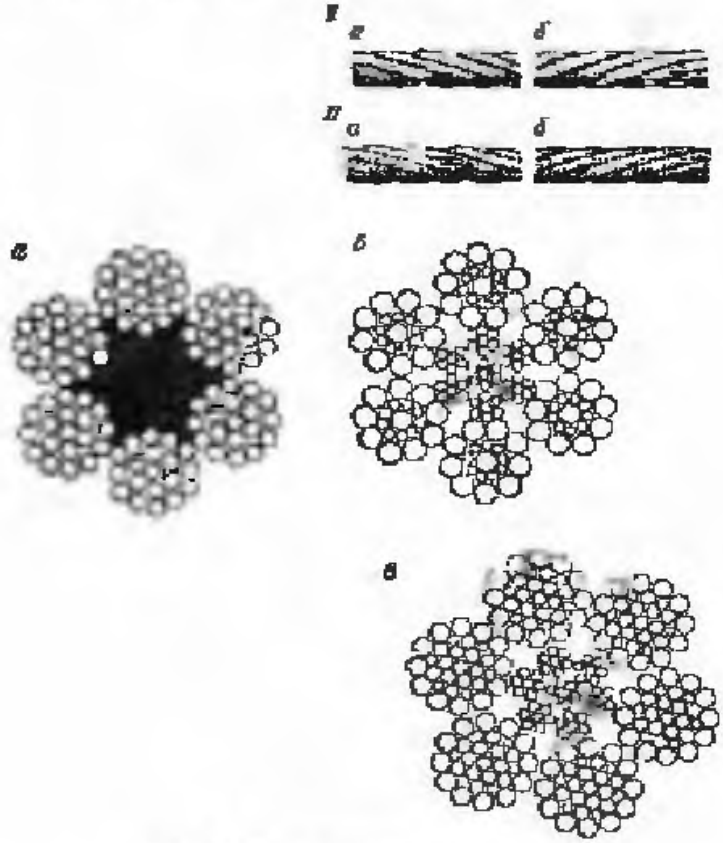


Рис. 2 Типы талевых канатов

Они являются частью талевой системы, ее гибкой связью между буровой лебедкой и подъемным крюком Нанболее распространены в нефтедобывающей промышленности шестипрадные канаты с металлическим или органическим сердечиком.

В канате ЛК-РО 6Х31 каждая прядь состоит из 31 проволоки, а

общее число проволок 186, не считая металлического сердечника. В зависимости от диаметра каната изменяется диаметр проволок пряди.

По характеру касания проволок канаты делятся на три типа: ТК (с точечным касанием проволок), ЛК (с линейным касанием проволок) и ТЛК (с точечно-линейным касанием).

На рис. 2 приведены талевые стальные канаты различных конструкций: с точечным касанием проволок в прядях (рис. 2, *а*), тип ТК, с линейным касанием проволок (рис. 2, *б*), тип ЛК и с точечно-линейным касанием (рис. 2, *в*) тип ЛК-РО. Канаты типа ТЛК-0 с органическим сердечником и типа ЛК-РО с металлическим сердечником конструкции 6Х31 = 186 хорошо зарекомендовали себя в талевых системах буровых установок при бурении глубоких скважин. Для бурения на небольшие глубины, где более легкие условия работы, целесообразнее применять простые и дешевые конструкции канатов – ТК 6Х19 = 114 с органическим сердечником.

Канат ЛК-РО 6Х31 + 1 м. с. (рис. 2, *в*) расшифровывается следующим образом: канат с линейным касанием (ЛК) проволок, состоящий из 6 прядей с 31 проволокой в каждой пряди. Буквы РО обозначают, что в одних слоях прядей каната проволоки одинаковой толщины, а в других слоях – разной. Прядь состоит из 1-й центральной проволоки, 6 проволок одинаковой толщины в первом слое пряди, 12 проволок разной толщины (в том числе 6 большой толщины и 6 малой толщины) во втором слое и 12 проволок одной толщины в третьем слое пряди. Металлический сердечник каната обозначается 1 м. с. (состоит из 7 прядей по 7 проволок в каждой).

Пряди, сердечник и канат в целом смазываются в процессе свивки специальной канатной смазкой НМЗ–3.

Требования, предъявляемые к канату и талевой системе.

На основании изучения как отечественной, так и зарубежной практики бурение производили требованиями, предъявляемых к канатам и блокам талевой системы.

Диаметр каната и число струн в оснастке выбирают с учетом максимально возможной нагрузки на крюке, при которой запас прочности при максимальной статической нагрузке был бы не менее 2, а при СПО – не менее 3.

Диаметр шкивов талевой системы должен быть в 38–42 раза больше диаметра каната. Увеличение диаметров шкивов способствует снижению потерь на трение и улучшению условий работы каната.

Следует отметить, что в отечественных талевых системах соотношение диаметров шкивов и диаметров канатов составляет 34–43, а в американских – 37–44. Как показывает практика, дальнейшее увеличение этого соотношения нерационально.

Неподвижный конец каната необходимо крепить на барабане,

конструкция которого обеспечивает легкое его передвижение при перепусках. В процессе бурения крепких пород возникают продольные колебания в бурильных трубах, передающиеся через ведущую трубу, вертлюг и талевую систему неподвижному концу талевого каната. В результате возникает явление усталости металла в той части, которая находится на последнем шкиве кронблока и барабане механизма крепления неподвижного конца талевого каната. При таких условиях может произойти обрыв каната, несмотря на то что его износ невелик. Поэтому канат необходимо периодически перепускать.

Расход каната на 1 м проходки колеблется в широком диапазоне – 0,7 – 5 кг, а в отдельных случаях и больше. Износ талевого каната при бурении скважин зависит от величины произведенной работы, качества и конструкции каната правильной и рациональной его эксплуатации.

В процессе бурения скважин непрерывно увеличивается глубина забоя, как следствие этого и вес бурильных труб. Лучшим методом определения работоспособности каната является определение выполняемой им работы.

Работа за время одного спуска и подъема колонны (в МДж)

$$A'=\left\lfloor qL^2+(4P+Q_c)L\right\rfloor 10^{-5}\ , \qquad (1.4)$$

где q – средний вес 1 м бурильных труб,

L – глубина забоя при данном спуске колонны, м;

P – вес талевого блока, крюка и элеватора, Н;

Q_c – вес свечи, Н м.

Работа талевого каната по спуску и подъему колонны за весь период бурения скважин может быть определена по фактическим забоям всех последовательных СПО по формуле

$$A=\left[q\sum_{Li}^{Li}L^2+(4P+Q_c)\sum_{Li}^{Li}L\right]10^{-5}. \qquad (1.5)$$

Однако в условиях проходки значительного числа скважин на месторождениях с различными геологическими условиями такой метод подсчета будет громоздким. Поэтому рекомендуется определять работу канатов по средней скважине для данного района (месторождения), по фактическим показателям бурения с применением формулы.

Расход талевых канатов (м) в бурении прямо пропорционален произведенной работе A (МДж) и обратно пропорционален условной работе A_0 (МДж/м), которую канат может произвести с момента установки до полного его износа (ходимость каната).

Расход талевых канатов

$$P'=A/A.$$

Величина этой условной работы для канатов различных конструкций

неодинакова. Канат, с применением которого получают наивысшую условную работу, следует считать для данных условий наилучшим. На срок службы каната также влияет принятая система его отработки

Таблица 2

Различные виды канатов

Диаметр каната мм	Толщина, мм						Площадь сечения всех проволок в канате, мм²	Расчетная масса 100 м каната со смазкой, кг	Разрывное усилие каната в целом (в кН) при расчетном пределе прочности проволок. Па		
	Проволоки								Сердечник		
	Центрального сердечника	Центральной пряди	Первого слоя пряди из 6 проволок	Второго слоя пряди из 6 проволок		Слоя пряди из 12 проволок			1600	1700	1800
				Большой толщины	Малой толщины						
Металл органический											
25	1,0	1,35	1,30	1,2	0,85	1,60	300,64	266	408,8	434,4	459,9
28	1,1	1,55	1,45	1,3	1,00	1,80	379,26	388	515,7	548,0	580,2
32	1,25	1,70	1,60	1,5	1,10	2,00	464,99	415	632,3	671,9	711,4
35	1,35	1,85	1,75	1,65	1,20	2,20	564,23	505	767,3	815,3	863,2
38	1,50	2,00	1,90	1,80	1,30	2,40	671,67	598	913,3	970,4	1027,
25		1,35	1,30	1,20	0,85	1,60	262,18	245	356,5	378,8	401,1
28		1,55	1,45	1,30	1,00	1,80	332,71	300	452,4	480,7	509,0
32		1,70	1,60	1,50	1,10	2,00	409,62	380	557,0	591,9	626,7
35		1,85	1,75	1,65	1,20	2,20	494,01	464	671,8	713,8	755,8
38		2,00	1,90	1,80	1,30	2,40	585,37	545	796,1	845,8	895,6

Для безопасной и безаварийной эксплуатации талевого каната и предупреждения несчастных случаев необходимо следить за состоянием талевых канатов. Разрыв талевого каната приводит к тяжелой аварии, сопровождающейся несчастными случаями. Для предупреждения разрыва талевый канат необходимо защищать от повреждения острыми предметами. Его следует тщательно закреплять в подъемном барабане при помощи клямсов

Длина каната должна быть такой, чтобы не менее пяти витков первого ряда его всегда находились на барабане лебедки. С момента работы талевого каната за ним должно быть установлено наблюдение.

В табл. 3 приведены основные размеры канатов типа ЛК-РО.

Таблица 3

Осиастка талевой системы

Оснастка талевой системы	Число рабочих ветвей	*m*	Оснастка талевой системы	Число рабочих ветвей	*m*
2X3	4	0,262	5X6	10	0,112
3X4	6	0,177	6X7	12	0,094
4X5	8	0,137			

Диаметр шкивов

Зависимость диаметров шкивов талевой системы D_m и каната d выражается следующим образом.

$$SDm/d = 150,$$

откуда

$$D_ш = 150d/S.$$

По нормам диаметр шкивов D_m устанавливается в зависимости от диаметра d и конструкции принятого каната:

Конструкция каната 6X7 6X19 6X31 8X19

Диаметр шкива ..... 72 d 45 d 21 d 31 d

Наибопее распространенным в отечественной и зарубежной практике бурения талевым канатом является канат конструкции 6X31.

В Советском Союзе для определения наиболее выгодиого диаметра шкивов пользуются таблицей, составленной по данным М.А. Букштейна (табл. 4).

Таблица 4

Таблица шкивов

ГОСТ или ТУ	Конструкция каната	*Dш d*	
		рекомендуемое	минимально допустимое
ГОСТ 3077–69	ЛК-0 6Х 19	45	31
	ЛК-0 6Х25	40	26
ГОСТ 667–69	ЛК-0 6Х25	42	28
СТУ-76-386–62	ЛК-РО 6Х31	36	25
СТУ-76-388–62	ЛК-РО 6Х31	38	27
ГОСТ 7679–69	ТЛК 6Х31	40	28

1.4. Кронблоки талевой системы

Кронблок (рис 3.) является неперемещаемой частью талевой системы и представляет собой раму *1*, сваренную из профильного проката, на которой смонтированы на опорах *4* оси *5*, со шкивами *2*, закрытыми предохранительными щитами *3*.



Рис 3. Общий вид кронблока

В нижней полке одной из балок при помощи держателя укреплены вспомогательные блоки *6* и *7* для нагрузок до 0,3 МН, через которые перебрасывается канат, предназначенный для вспомогательных работ. Канат идет к фрикционной катушке лебедки или барабану вспомогательной лебедки.

Большинство конструкций кронблоков выполняется по схеме, приведенной на рис. 4. Рама сварной конструкции изготовлена из трех продольных и двух поперечных *2* двутавровых балок. Кронблок опирается на подкронблочные балки вышки концами крайних продольных балок, к середине которых приварены на прокладках разъемные корпуса опор. На этих опорах укреплены две секции *3* со шкивами. Секция состоит из оси, на которой смонтированы шкивы, каждый на двух подшипниках. Ось от проворачивания в опорах стопорится ригелями. Для защиты вращающихся шкивов и предохранения от соскакивания каната каждая секция блоков закрыта кожухом, который крепится к раме на шарнирах и при необходимости легко откидывается.

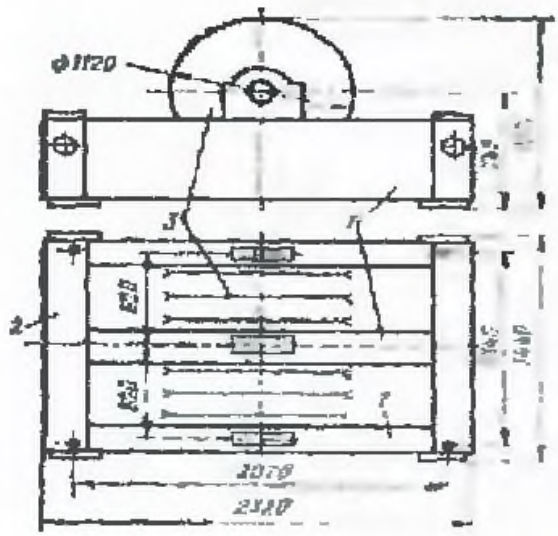


Рис. 4. Конструктивная схема кронблока

Кронблок УЗ-125 создан Ураамашзаводом для укомплектования буровых установок БУ-3000. Он ляляется универсальным.

По конструкции УЗ-125 отличается от ранее рассмотренных и состоят из двух сварных рам *1* и *2* (рис. 3), связанных между собой болтами. Рама *1* изготовляется из трех продольных и двух поперечных двутавровых балок № 55, на ней установлены в подшипниках трех- и двухблочная секции канатных шкивов, закрытых кожухами. На раме *2* находится ведущий канатный шкив *3* по конструкции аналогичный

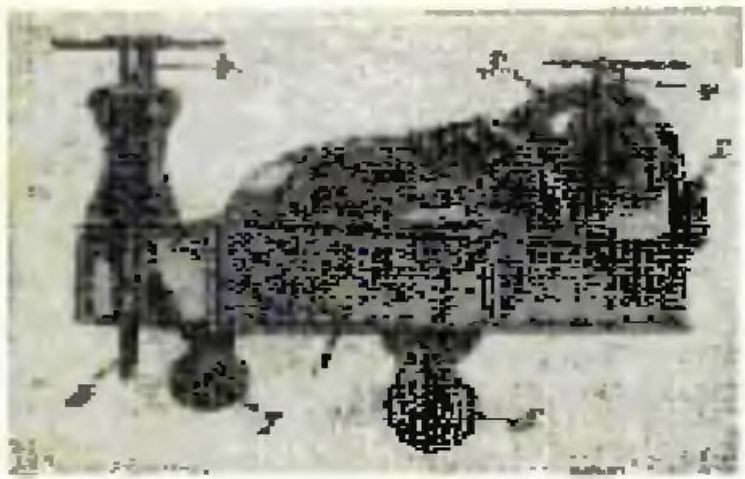


Рис. 5 Кронблок *УЗ-125*

остальным шкивам, установленным на раме *1*, монтируются на нижней полке основной рамы *1*, как и в ранее описанных кронблоках. Кроме того, на раме *1* установлены два вертикальных зажима-амортизатора *4* для закрепления канатов 5, являющихся направлением для подвижного центратора механизма АСП-3

1.5. Талевые блоки

Талевый блок, являющийся подвижной частью талевой системы, предназначен так же, как и кронблок, для выполнения спуско-подъемных операций и прочих работ, необходимых при бурении скважин.

В табл. 5 приведены характеристики талевых блоков, которые выпускались в Советском Союзе.

Таблица 5

Характеристики талевых блоков

Параметры	ТБК4-140Бр	УТБА-5-170	УТБА-5-200	УТБА-5-225
Грузоподъемность, т	140	170	200	225
Число канатных шкивов	4	5	5	5
Число секций	1	2	2	1
Диаметр, мм:				
наружного шкива	1180	1000	1250	1120
каната	28	28	32	32
оси шкива	170	170	220	220
проходного отверстия	—	210	210	—
Номер подшипника шкивов	42234	42234	97744ЛМ	42244
Размер подшипника, мм	170Х310Х52	170Х310Х52	220Х340Х100	220Х400Х65
Номер упорного подшипника траверсы	—	8268 Л	8268 Л	—
Габариты, мм				
высота	2115	2305	2635	2220
длина по оси блоков	1240	1410	1450	970
ширина	800	1090	1360	1170
Масса, т	3,5	4,4	7,3	3,2

По конструкции талевые блоки мало чем отличаются, за исключением блоков, предназначенных для работы с механизмами АСП.

Талевый блок состоит из следующих основных частей: двух сварных боковых щек *4*, соединенных наверху попой траверсой *10* а внизу серьгой *1* с помощью приваренных к щекам кронштейнов *3* и пальцев *2*. Таким образом, эти детали составляют как бы силовой каркас блока. В щеках неподвижно установлена ось *7*, которая для предохранения от осевого смещения с торцов закреплена гайками *8* Гайки защищены предохранительными кольцами *9* приваренными к щекам

Ось с торцов имеет отаерстия, предиазначенные для смазки роликоподшипников *6* канатных шкивов Смазка осуществляется при помощи масленок, установленных в этих отаерстиях.

На оси блока на сдвоенных роликоподшипниках *6* установлены пать канатных шкивов *5*. закрытых с двух сторон боковыми предохранительными кожухами *11*. с прорезями для прохода талевого каната. Эти кожухи, предохраняя рабочих от несчастных случаев, одиовременно предупреждают возможность выскакивания канатов из канавок шкивов.

1.6. Подъемные крюки и кронблоки

Подъемный крюк талевой системы вместе с талевым блоком составляет ее подвижную часть Крюки выпускаются литыми и пластинчатыми, что упрощает изготовление

Пластинчатый крюк (рис. 6) состоит из собственного крюка *16* корпуса *12*. штропа *7*, ствола *14* пружины *9* стакана *13* гайки *8* и других деталей

Он изготовляется из пластин легированной и термически обработанной стали высокого качества Пластины соединены заклепками с потайными головками. Число пластин зависит от их толщины, качества металла и грузоподъемности крюка (обычно 3–5 шт.).

Крюк имеет два отверстия. Одно находится в верхней части, центр его совпадает с осью ствола *14* и центром зева крюка. При помощи оси *15* крюк соединяется со стволом и может вращаться на ней. Для предохранения зева крюка и штропа вертлюга от износа и повреждений в зеве укреплена на заклепках специальная подушка Во второе отаерстие крюка запрессовывается ось, изготовленная из высококачественной стали. На эту ось (боковые рога) надеваются штропы элеватора при спуско-подъемых операциях. Для предупреждения выпадания штропов ось имеет защитные скобы *17*. С этой же целью зев крюка снабжен

защелкой, состоящей из корпуса *3*, вращающегося на оси *2*, стопора *4* и пружины, которая фиксирует стопор в крайнем верхнем положении.

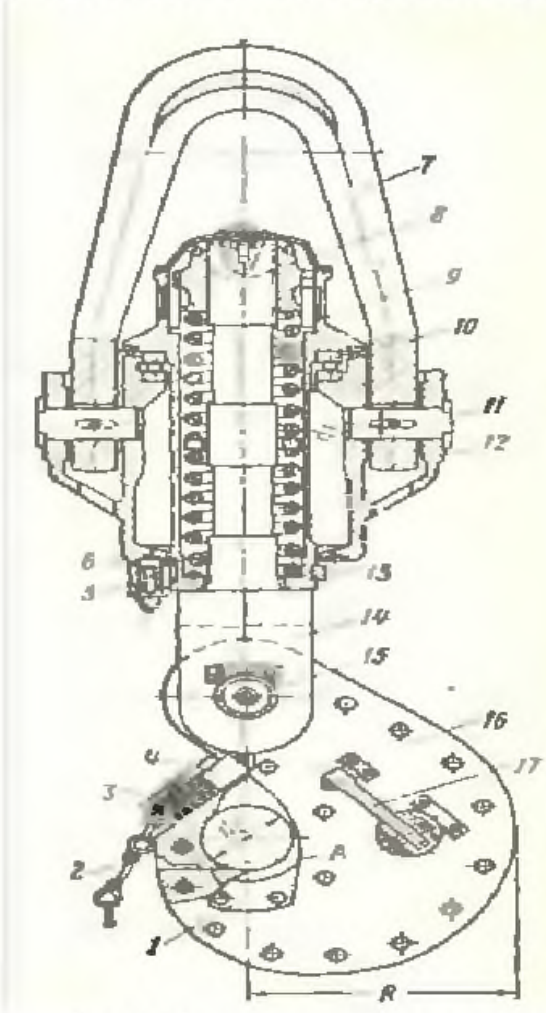


Рис. 6. Общий вид пластинчатого крюка

Внутри корпуса крюка установлен стакан *13*, опирающийся грибовидной поверхностью на подшипник *10*. Через этот стакан проходит ствол крюка, а в зазоре между ними находится пружина *9*. В зависимости от допустимой нагрузки крюка пружина делается цельной, из одной проволоки, или из двух частей – в крюках для больших нагрузок. Основное назначение пружины – обеспечить выход резьбовой конусной части резьбы отвинчиваемой трубы из муфты нижней трубы. На ствол крюка в верхней его части навинчивается гайка *8*, для соединения вращающейся части крюка с неподвижной его корпусом. Для предупреждения отвинчивания этой гайки подъемные крюки

имеют специальные предохранители. При помощи осей корпус крюка шарнирно подвешивается к штропу 7.

Крюки также оборудуются стопором 5–6, при помощи которого – устраняется возможность проворачивания ствола вокруг своей оси, что необходимо в период спуско-подъемных операций.

В табл. 5 приведена техническая характеристика подъемных крюков.

Крюкоблоки в настоящее время. Подъемные крюки выпускаются вместо отдельных подъемных крюков и талевых блоков. Они объединяют эти два механизма в одно целое.

Преимущества такой компоновки следующие: снижается трудоемкость изготовления, несколько уменьшается масса; сокращается общая длина подвижной части талевой системы, что позволяет уменьшить высоту вышки.

На рис. 7 показан крюкоблок Уралмашзаводв для нагрузок 5,0 МН. Захватывающая трехрогая часть крюка – стальная литая, защелка удлинена, что облегчает захват штропа вертлюга.

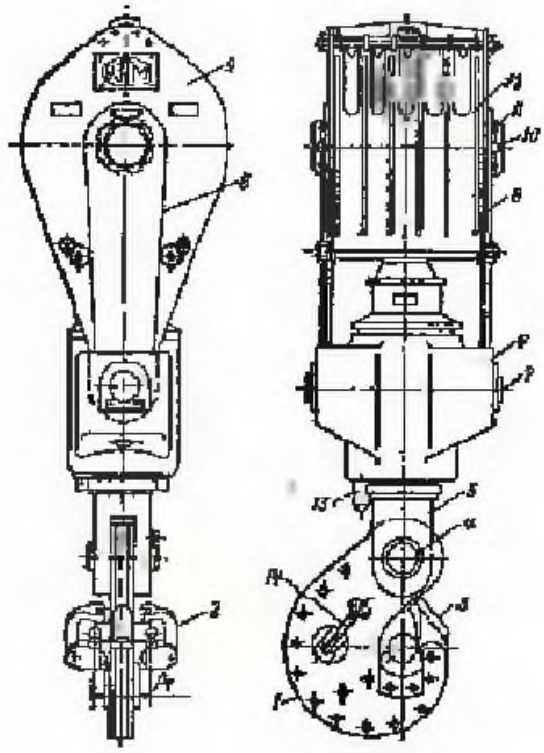


Рис. 7. Схемы крюкоблока Уралмашзавода

Современные механизмы крюка имеют амортизатор для устранения подскока крюка при развинчивании свечи. Гидравлический амортизатор состоит из поршня, выталкивающего масло из цилиндра. Крюки снабжаются «позиционером», устанавливающим его рог в задвижном положении, что облегчает работу бригады при спуске бурильных колонн.

1.7. Приспособление для крепления неподвижной ветви каната

В талевых механизмах применяют устройства для крепления неподвижной струны талевого каната нескольких типов. Наряду с основным назначением, рассматриваемые устройства обеспечивают удобство и быстроту смены и перепуска талевого каната. Механизмы для крепления неподвижной струны талевого каната (рис. 8 различаются по грузоподъемности и состоят из станины на которой находится рычаг *4* с осью 7 и подшипником качения *8*. На рычаге установлены конический барабан *6* и зажимы *3*. для крепления талевого каната 5.

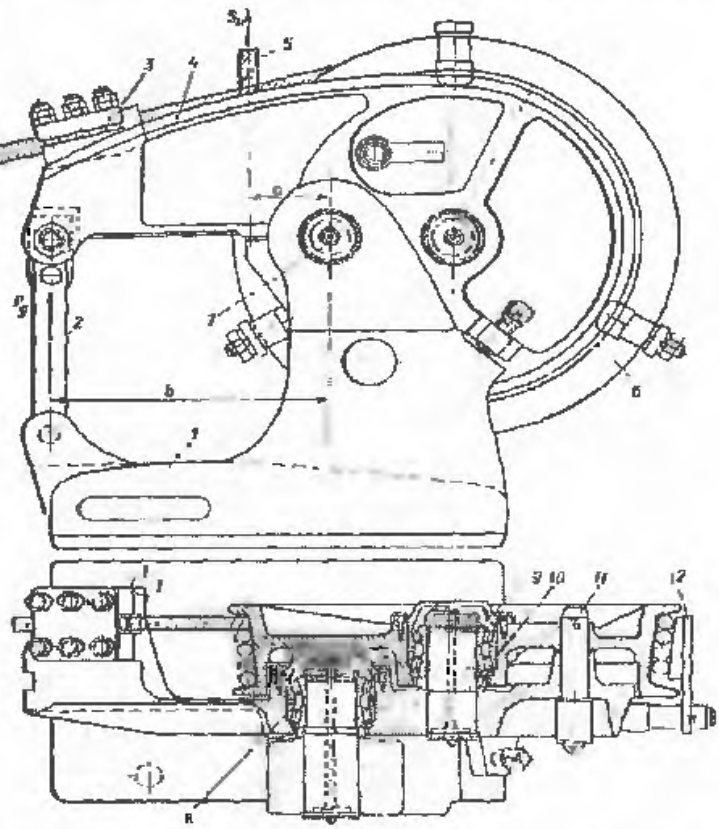


Рис. 8. Механизм для крепления неподвижной струны талевого каната

Благодаря вращению конического барабана в подшипнике *10* расположенном на оси *9* канат без скольжения, легко и быстро перемещается по барабану, что позволяет сократить время, задалживаемое на смену и перепуск каната. Планки *12* закрепленные на рычаге, удерживают витки каната от перехлестывания при вращении барабана.

После смены и перепусков каната барабан жестко соединяется с рычагом при помощи стопорного пальца *11* а свободный конец каната крепится в зажимах 3. В результате этого образуется рычаг, относительно оси 9, которого на плечо *а* действует движущая сила S от натяжения неподвижной струны каната, а на плечо *ь* – сила $Р_Д$ сопротивления, воспринимаемая датчиком веса 2, установленным между рычагом и станиной

По условию равновесия действующее на датчик усилие уменьшается пропорционально отношению плеч рычага:

$$Р_Д=S_Н\ a/b$$

Перенос места установки датчика веса с неподвижной струны каната в устройства для крепления ее позволяет ускорить смену и перепуск каната за счет устранения операций, связанных со сиятием и установкой датчика веса (выполняемых в случае его расположения на неподвижной струне).

1.8. Приспособление для навивки каната на барабан

Скорость ходового конца каната, навиваемого на барабан, в среднем составляет 9–12 м/с, а при подъеме ненагруженного элеватора – 20 м/с. При такой скорости наблюдаются значительные колебания каната, в результате чего витки его навиваются на барабан неравномерно, это ухудшает условия эксплуатации каната и вызывает его преждевременный износ. Для устранения вибрации и раскачивания каната применяются приспособления для правильной его навивки Следует отметить, что эти приспособления в осиовном способствуют плавной навивке каната, но не укладывают его в определенном порядке Такие приспособления устанавливают на всех буровых, что обеспечивает не только лучшую укладку каната, но и сокращает его расход.

Приспособление для навивки каната ПНК-1, на рис. 9 показано состоящее из ствбилизатора через который проходит ходовой ковец каната, роликов. системы тросов и для удержания ствбилизатора на необходимой высоте. Длина монтажного троса позволяет спускать ствбилизатор на поп буровой для осмотра и ремонта. К этому тросу при

помощи каната и роликов подвешены противовесы способствующие более плавной навивке каната на барабан.

Стабилизатор состоит из свариого корпуса с приспособлениями для прикрепления тросов противовесов. В его корпус в двух взаимно перпендикулярных плоскостях устанавливают на шарикоподшипниках восемь роликов между которым движется талевый канат Ролик закрепляется на высоте 12–15 м от пола буровой в средней плоскости барабана лебедки По такому же прияципу работает и ряд других конструкций этих приспособлений

1.9. Эксплуатация талевой системы

Уход за талевой системой в осиовном сводится к смазке подшипников, наблюдению за работой шкивов и каната, надежностью крепления гайки ствола и предохранительных скоб рогов подъемного крюка. Перед пуском талевой системы в работу необходимо убедиться в том, что все шкивы свободно вращаются на оси Следует проверить крепление кронблока и надежность всех болтовых соединений, установить предохранительные кожухи, а на закрепленном конце каната – трансформатор индикатора веса.

Унияерсальная смазка средней плавкости УС-3 со следующим режимом: роликоподшипники – 1 раз в неделю по 200 г на каждый шкив, упорные шарикоподшипники крюка – 1 раз в месяц по 500 г, соединение штропа крюка с корпусом и соединение пластинчатого крюка со ствопом – каждые сутки пс 20 г, защелка крюка и стопор 1 раз в месяц по 50 г.

Под оснасткой талевой системы поднимается навеска каната на шкивы кронблока и талевого блока в определенной последовательности, исключающей перекрещивание каната и трение его ветвей друг о друга В настоящее время создвно несколько типов осиастки. Перед тем как приступить к осиастке системы, необходимо определить число шкивов в талевом блоке, тип каната, диаметр и разрывное усилие каната Диаметр каната должен соответствовать размеру желобов шкивов талевого блока и кронблока, установленных на буровых Уменьшение диаметра каната против размера желобов шкивов в отдельных случаях разрешается, но не более чем на 3 мм. Увеличивать же его диаметр нельзя во избежание защемления каната в желобах шкивов, что приведет к быстрому его износу.

Тип талевых желобов выбирают в соответствии с эксплуатационными требованиями и отношением диаметра барабана лебедки к диаметру каната Наиболее приемлемыми для буровых установок считаются канат ЛК-РО 6 х 31 = 186 проволок с металлическим

сердечником 7Х7; ГОСТ 16853–71 и такой же канат с органическим сердечником, разрывное усилие которого на 12–14 % меньше чем у первого. Рекомендуется также применять канаты с органическим или металлическим сердечником ЛК-М 6 х 25 = 150 проволок.

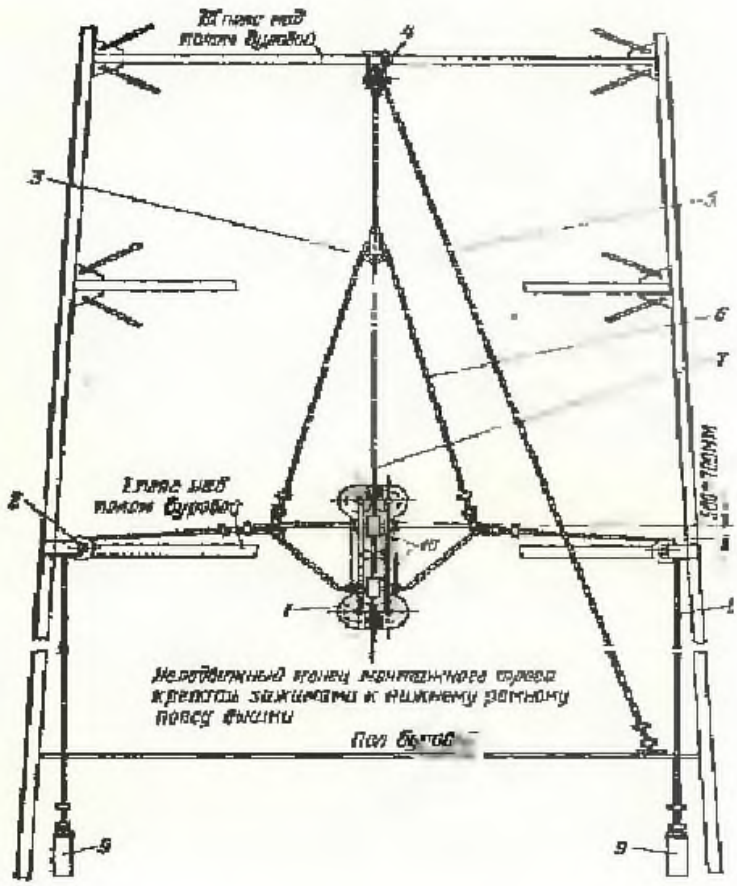


Рис 9. Приспособление для навивки каната ПНК-1

Если полученная нагрузка на канат с учетом к п д шкивов меньше допустимой и ниже допустимого натяжения набегающего на барабан конца каната, то такую оснастку можно приять для работы.

Во время эксплуатации надо следить за тем, чтобы подшипники не нагревались до температуры выше 80° С. При значительном износе канавок шкивов последние следует заменить, а при неравномерных износах талевый блок нужно повернуть на 180^0.

Смазка должна пронзводиться в полном соответствии с инструкцией заводов, которая прилагается к каждому виду оборудования

2. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ТАЛЕВОЙ СИСТЕМЫ

2.1. Расчет основных деталей буровых крюков резьбовой конструкции талевой системы

Основным грузозахватным приспособлением при бурении нефтяных и газовых скважин является крюк, который применяется и в самостоятельном изготовлении и в изготовлении совместно с талевым блоком (моноконструкция талевого блока и крюка).

Буровые крюки преднатвачены для подвешивания бурильного инструмента через вертаюг в процессе бурения, а также для подвешивания бурильной и обсадной колонн в процессе спуско-подъемных операций и спуска обсадной колонны при помощи элеватора со штропами.

Применяются однорогие буровые крюки, грузоподъемностью до 75 т, для бурения неглубоких скважин и трехрогие, грузоподъемностью более 75 т, для бурения глубоких и сверх глубоких скважин.

Крюк имеет следующие осиовные элементы: ствоп с гайкой, подвешенная к нему шарнирио изогнутая часть, траверса, серьга, связанная с траверсой пальцами, вмонтированными в стенки карманов траверсы; пружина, подшипник, защелка, перекрывающая зев изогиутой части крюка для предупреждения возможности попета инструмента и приспособление для запирания ствола с изогнутой частью от проворачивания в процессе бурения

Раньше большим распространением пользовались однорогие крюки, в которых изогнутая часть выполнялась цельнокованой со ствопом. В настоящее время изогиутая часть, как правило, выполняется пластинчатой конструкции с шарнирным присоединением к стволу. Изогнутая часть трехрогих крюков встречается в двух модификациях:

а) боковые рога выполиены в виде оси, запрессованной в тело изогнутой части крюка;

б) боковые рога совмещены с шарниpным пальцем, соединяющим изогнутую часть крюка со ствопом.

Исходными данными будут:

– нагрузка $Q_б$ – действующая на осиовной рог, максимальный вес бурильного инструмента, подвешиваемого на крюк через вертлюг;

– нагрузка $Q_а$ – действующая на боковые рога, – вес наиболее тяжелой обсадной коповны, подвешиваемой к боковым рогам при помощи элеватора со штропами.

Считаем необходимым указать, что нагрузки $Q_о$ и $Q_а$ не должны включать в себя никаких добавок в виде сомнительных "коэффициентов динамичности" и учета еще каких-либо явлений и величин. Следует иметь в виду следующее

При максимальных нагрузках инерционные усилия, появляющиеся при разгонах и торможениях, в силу относительно незначительных ускорений так малы по сравнению с указанными максималь-

ными нагрузками, что ими можно пренебречь Правда, при работе на больших скоростях подъема и спуска инерционные усилия могут принять весьма заметные значения в сравнении с нагрузками, действующими на крюк. Но при этом суммарная нагрузка, действующая на крюк с учетом инерционных сил, намного ниже максимальных статических В этом легко убедиться, если, произвести несколько элементарных подсчетов.

Что касается таких явлений, как трение о стенки скважины и потери веса колонн в жидкости, то действие их с достаточной для практики точностью можно считать взаимно компенсирующими

Этот вопрос особо стоит при бурении наклонно-направленных скважин Здесь уже нагрузки $Q_в$ и $Q_з$ должны включать в себя поправки на увеличение в учет особых условий, повышающих нагрузку на крюк против максимальных весов инструмента или обсадной колонны.

2.2. Ствол крюка

Материалами для ствола крюка (рис 10) служат различные марки легированных сталей (34ХН1М, 40ХН и др.) с пределом текучести не ниже 600 МПа.

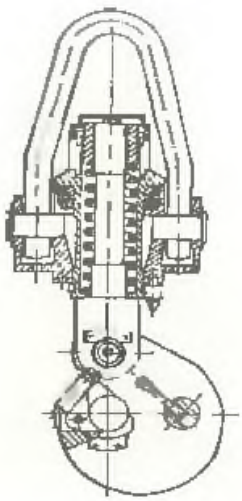


Рис 10 Схема ствола крюка

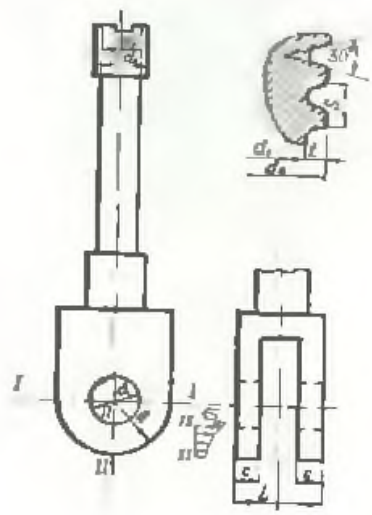


Рис. 11. Вишка ствола крюка (нижняя часть)

Верхний конец ствола снабжается трапецеидальной нарезкой с закруглением глубины ее впадины В нарезанной части ствол рассчитывается на деформацию растяжения с учетом концентрации напряжений по формуле

$$\sigma = L\frac{Q_0}{F} = L\frac{4Q_0}{\pi d^2} \le [\sigma] \ , \qquad (2.1)$$

где σ – напряжение в опасном сечении нарезанной части ствола, мПа,

F – площадь поперечного сечения ствола по внутреннему диаметру нарезки, м,

D – внутренний диаметр нарезки. м;

L – коэффициент концентрации напряжений, который можно определить по формуле Нейбера [11]

$$L = 1 + 2\sqrt{\gamma\frac{t}{\rho}}, \qquad (2.2.)$$

здесь γ – коэффициент, зависящий от отношения шага S к глубине нарезки t(S/t) (рис. 11), где t – глубина нарезки. м.

r – радиус закругления впадин нарезки, м

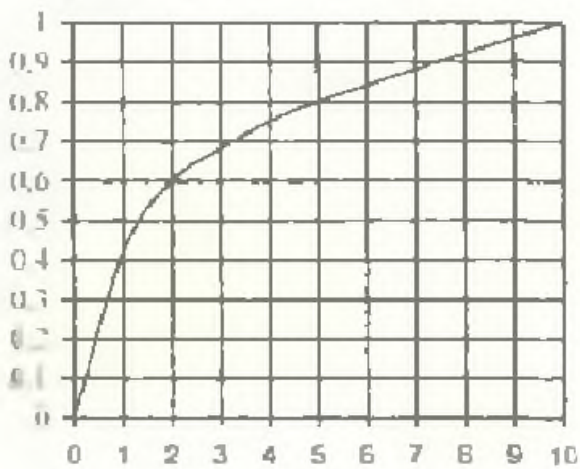


Рис. 12.

Сама нарезка должна быть рассчитана на три вида деформации изгиб, срез и смятие. Этот расчет дает возможность установить потребное рабочее число витков нарезки и, стало быть, высоту гайки H

$$H=ZS$$

Гайка обычно изготовляется из стали 38ХГН с пределом текучести σ_T >450мПа

Расчетная формула на изгиб нарезки имеет вид

$$\sigma = \frac{M_и}{W} = \frac{3Q_0(d_0 - d_1)}{2KZ\pi d_1 \beta^2 S^2} \le [\sigma], \quad (2.3)$$

$$\sigma = \frac{M_и}{W} = \frac{3Q_0(d_0 - d_1)}{2KZ\pi d_0 \beta^2 S^2} \le [\sigma], \quad (2.4)$$

где $M_и$ – изгибающий момент в опасном сечении одного витка нарезки, рассматриваемого как консоль с равномерно распределенной нагрузкой, Нм,

W – момент сопротивления опасного сечения одного витка нарезки, м;

d_0 – наружный диаметр нарезки, м:

к – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилия по виткам. Можно принять к = 0,4.

Следует, однако, отметить, что этот учет неравномерности распределения нагрузки по виткам является весьма условным. Для более благоприятвой раздачи усилия по виткам можно рекомендовать насколько увеличить податливость гайки;

β – коэффициент, зависящий от профиля резьбы. Для трапецииидальной резьбы рекомендуется β = 0.63– 0.68/4. Расчетная формула на срез

$$\tau = \frac{Q_0}{KZ\ \pi d_1 \beta S} \le [\tau]; \quad (2.5)$$

$$\tau = \frac{Q_0}{KZ\ \pi d_0 \beta S} \le [\tau], \quad (2.6)$$

Расчетная формула на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{4Q_0}{KZ\pi\left(d_0^2 - d_1^2\right)} \le [\sigma_{см}] \quad (2.7)$$

В формупах (2.3, 2.4, 2.5, 2.6, 2.7) не учтены конструктинные зазоры по вершинам и впадинам резьбы; формулы (2.3) и (2.4) – для резьбы гайки.

Помимо высоты гайки, следует установить еще размеры ее опорного бурта (пояска), один из конструктивных вариантов которого показан на рис. 13

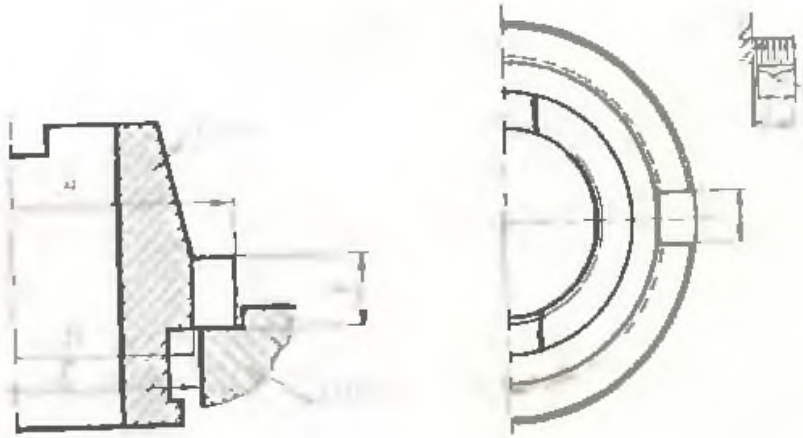


Рис. 13. Расчетная схема

Под нагрузкой пружина сжимается, гайка своим буртом (пояском) садится на стакан, через который нагрузка передается на траверсу и далее. Опорный поясок работает на изгиб, как консоль с равномерно распределенной нагрузкой на некотором участке этого пояска. Расчетная формула будет иметь следующий вид:

$$M_u = [\sigma]W; \qquad M_u = Q_0\left(l - \frac{a}{2}\right), \tag{2.8}$$

где $$l = \frac{A-B}{2}; \qquad a = \frac{A-C}{2};$$

$$W = \frac{(\pi B - 2b)h^2}{6}. \tag{2.9}$$

Отсюда расчетное уравнение будет иметь вид

$$\frac{Q_0}{4}(A + C - 2B) = [\sigma]\frac{(\pi B - 2b)h^2}{\sigma}, \tag{2.10}$$

где A – наружный диаметр пояска гайки;
C – внутренний диаметр стакана;
B – диаметр расположения опасного сечения пояска гайки,
b – ширина выреза в пояске гайки под направление;
h – высота опасного сечения пояска гайки;

2.3. Вилка крюка

Вилка ствола (нижняя часть ствола) может быть рассчитана следующим образом (рис. 11)

сечение I–I работает на растяжение

$$\frac{Q_0}{2} = [\sigma](2R - d)C \quad (2.11)$$

сечение П–П проверяется по формуле Ляме

$$\sigma_{max} = P_u \frac{R^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2}{R^2 - \left(\frac{d}{2}\right)^2}, \quad (2.12)$$

где интенсияность давления

$$P_u = \frac{Q_0}{2dc}. \quad (2.13)$$

Распределение напряжений по сечению П–П показано на рис. 11.

2.4. Палец

Расчетная формула будет иметь вид

$$M_u = [\sigma]W,$$

$$M_u = A\frac{l}{2} - \frac{Q_0}{2} * \frac{L - 2C}{4} = \frac{Q_0 L}{8}, \quad (2.14)$$

если иметь в виду. что $A = \frac{Q_0}{2}$, $W = 0{,}1d^3$, (2.15)

где d – диаметр пальца $l = L - C$,

окончательно имеем $\frac{Q_0 L}{8} = [\sigma]0{,}1d^3$. (2.16)

Расчеты вилки ствола и пальца, соединяющего изогнутую часть крюка со стволом, следует вести при обоюдной увязке.

2.5. Изогнутая часть крюка

Изогнутая часть крюка изготавливается из пластин, склепанных вместе. Материал пластин – обычная сталь 30ХГС с пределом текучести σ_T = 700 МПа.

При конструировании следует установить наиболее приемлемые размеры изогнутой части рогов и определить напряжение, возникающие в опасных сечениях. Исходными при этом являются зев крюка и боковые рога. Зев крюка характеризуется диаметром, который должен обеспечить подвеску бурильного инструмента через вертлюг или при помощи элеватора. В выполненных конструкциях диаметр зева равен 0,2...0,22 м.

Боковые рога, изготовляемые часто из стали 30ХГН, должны обеспечить подвеску максимального груза. Диаметр бокового рога может быть определен из расчета на изгиб по схеме (на рис. 14).

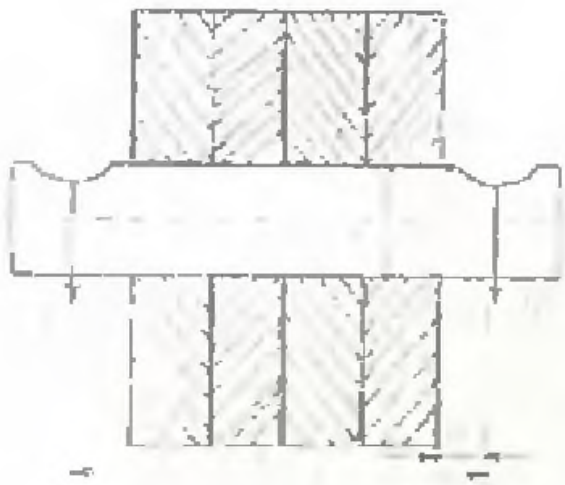


Рис. 14. Расчетная схема на изгиб

Установив предварительные размеры изогнутой части крюка, необходимо определить напряжение, возникающее в различных, наиболее характерных опасных ее сечениях, и в случае необходимости скорректировать эти предварительные размеры. При этом следует иметь в виду, что изогнутая часть крюка представляет собой кривой брус.

Сечение I–I (рис. 14). Действующей нагрузкой является $Q_б$.

Примем следующие обозначения:

h – высота сечения, м;

b – ширина сечения, м;

D – диаметр отверстия под боковые рога, м;

R_1 – радиус кривизны наружных (наиболее сжатых) волокон, м;

R_2 – радиус кривизны внутренних (наиболее растянутых) волокон, м;

R_0 – радиус кривизны стержня (расстояние от центра кривизны до центра тяжести рассматриваемого сечения), м;

r – радиус кривизны нейтрального слоя, м,

Z_0 – расстояние от центра тяжести рассматриваемого сечения до нейтральной оси, м.

Полные напряжения в сечении определяются по общеизвестной формуле

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M}{S} * \frac{Z}{\rho}, \qquad (2.17)$$

где N – нормальная сила, действующая в рассматриваемом сечении, Н;

F – площадь рассматриваемого сечения, $м^2$;

M - изгибающий момент, действующий в рассматриваемом сечении, Н м;

S – статический момент площади рассматриваемого сечения относительно нейтральной оси, $м^3$;

Z – расстояние от нейтрального слон до точки, в которой определяется напряжение, м;

R – радиус кривизны в той точке, где определяется напряжение, м

Полные максимальные напряжения будут в точках, наиболее удаленных от нейтральной оси рассматриваемого сечения.

Для внутренних точек сечения

$$\sigma = \frac{Q_в}{F} + \frac{Q_в R_0}{S} * \frac{-\left(\frac{h}{2} - Z_0\right)}{R_2} = \frac{Q_в}{F} + \frac{Q_в R_0}{S} * \frac{h - 2Z_0}{2R_2} \qquad (2.18)$$

Для наружных точек сечения

$$\sigma = \frac{Q_в}{F} + \frac{-Q_в R_0}{S} * \frac{\left(\frac{h}{2} + Z_0\right)}{R_1} = \frac{Q_в}{F} - \frac{Q_в R_0}{S} * \frac{h + 2Z_0}{2R_1}. \qquad (2.19)$$

Для вычисления полных максимальных напряжений необходимо произвести дополнительные вычисления.

Площадь рассматриваемого сечения определяется по формуле

$$F = b(h - D). \tag{2.20}$$

Радиус кривизны нейтрального слоя находится из выражения

$$r = \frac{F}{\int_F \frac{dF}{\rho}} = \frac{b(h-D)}{\int_{R_0+\frac{d}{2}}^{R_1} \frac{bd\rho}{\rho} + \int_{R_2}^{R_0-\frac{d}{2}} \frac{bd\rho}{\rho}} = \frac{h-D}{\ln\frac{R_1}{R_0+\frac{d}{2}} + \ln\frac{R_0-\frac{d}{2}}{R_2}}. \tag{2.21}$$

Расстояние от центра тяжести рассматриваемого сечения до нейтральной оси вычисляется так

$$Z_0 = R_0 - r. \tag{2.22}$$

Статический момент площади рассматриваемого относительно нейтральной оси определится по формуле

$$S = FZ_0 \tag{2.23}$$

В случае совмещения боковых рогов с шарнирным пальцем, соединяющим изогнутую часть крюка со стволом, рассматриваемое сечение I–I будет представлять собой сплошной прямоугольник со сторонами h и h_1, а радиус кривизны нейтрального слоя будет

$$r = \frac{h}{\ln\frac{R_1}{R_2}}. \tag{2.24}$$

Что касается боковых рогов, совмещенных с шарнирным пальцем, то их расчет ничем не будет отличаться от приведенного выше расчета буковых рогов, впрессованных в тело изогнутой части крюка.

Сечение II–II условно можно рассчитать по Ляме при нагрузке Q_0.

Интенсивность давления

$$P_u = \frac{Q_0}{bD}. \tag{2.25}$$

Максимальное напряжение

$$\sigma_{max} = P_u \frac{(D+2a)^2 + D^2}{(D+2a)^2 - D^2}. \quad (1.26)$$

Сечение III–III можно рассмотреть как работающее на растяжение под нагрузкой Q_0

$$\sigma = \frac{Q_0}{(B-D)b}. \quad (2.27)$$

Сечение IV–IV можно рассчитать по нагрузке Q_0

$$\sigma_{max} = P_u \frac{B^2 + d^2}{B^2 - d^2}, \quad (2.28)$$

где интенсивность давления

$$P_u = \frac{Q_0}{bD}. \quad (2.29)$$

2.6. Траверса крюка

Траверса крюка представляет собой литую деталь сложной конфигурации. Она отливается обычно из стали 35Л С пределом текучести σ_T = 280 мПа. За последнее время в конструкции траверсы предусматриваются два кармана, куда заводятся проушины серьги и закрепляются пальцами, вмонтированными в стенки кармана. Несколько схематизированная конструкция траверсы дана на рис 15

На траверсу действуют: максимальная нагрузка (вертикально), которая передается через стакан, равномерно распределяясь по кольцевой опорной поверхности подшипника и распорное усилие X, действующее на проушины серьги Усилие X вызывает сжатие в сечениях траверсы. Но, имея в виду, что напряжение, вызываемые действием X, весьма незначительны по сравнению с напряжениями от действия Q_0 можно ими пренебречь и действие X не рассматривать

Нагрузка Q_0, вызывает сложные явления в сечениях траверсы Приближенно, с достаточной точностью для оценки напряжений, возникающих в сечениях траверсы, можно считать, что траверса под действием Q_0 работает на изгиб, как балка, свободно лежащая на двух опорах, с сосредоточенной нагрузкой по середине пролета. Пролетом

балки будет L – расстояние между средними плоскостями кармаков для проушин серьги крюка.

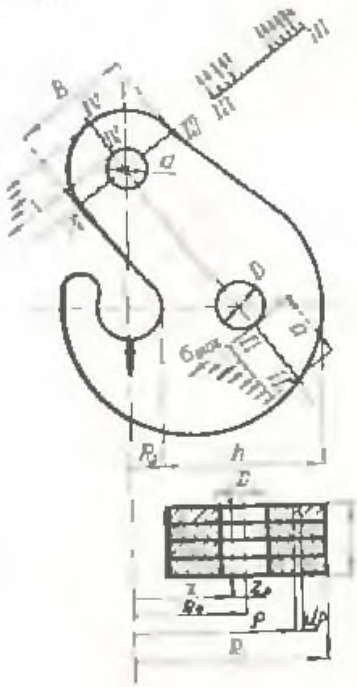


Рис. 15 Конструктивная схема траверсы крюка

Во втором приближении нагрузку Q_0 можно считать равномерно распределенной на участке длиною, равной диаметру подшипников (рис. 16).

Опасным сечением траверсы будет сечение I–I (рис. 16). Ввиду сложной конфигурации опасного сечения рекомендуется следующая методика расчета. Предварительно нужно установить размеры опасного сечения из коиструктивных соображений и определить напряжения, возникающие в опасном сечении. По полученным результатам можно судить о приемлемости принятого сечения. В случае его непригодности необходимо изменить размеры принятого сечения и расчет повторить. В качестве примера приведем методику определения напряжений в сечении I–I.

Определяем положение центра тяжести сечения, т. к. сечение симметрично относительно вертикальной оси Z_0, то центр тяжести его находится на этой оси. Разобьем сечение на простые фигуры, в данном случае на прямоугольники 1, 2, 3, 4, 5 (слева от оси Z_0, будут такие же прямоугольники).

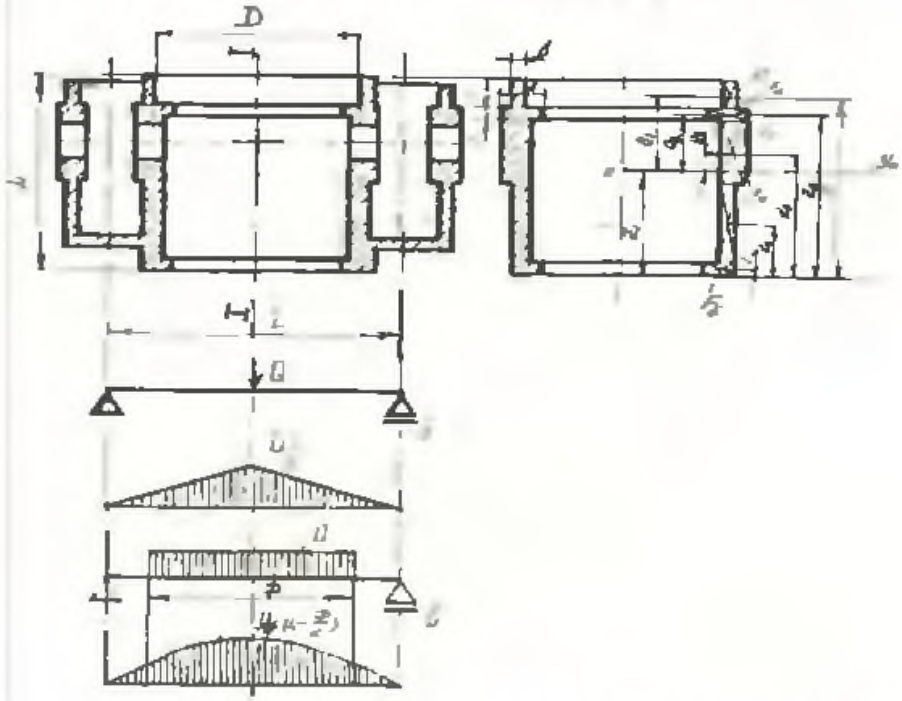


Рис. 16 Схема для определения напряжений в сечении I–I и эпюры перерезывающих сил

Возьмем вспомогательную ось Y, совпадающую с нижней стороной сечения, перпендикулярную оси Z_0.

Определим статический момент площади сечения I–I относительно Y, как сумму статических моментов площадей прямоугольников I, 2, 3, 4,... относительно оси Y.

$$S_y = 2\left(F_1 Z_1 + F_2 Z_2 + F_3 Z_3 + F_4 Z_4 + F_5 Z_5\right), \qquad (2.30)$$

где $F_1, F_2, \ldots$ – площадь прямоугольников, из которых состоит сечение I–I,

$Z_1, Z_2, \ldots$ – расстояние центра тяжести каждого прямоугольника оси У, м.

Определяем площадь сечения I–I

$$F = 2\left(F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5\right) \qquad (2.31)$$

Делением статического момента S, площади сечения I–I относительно оси Y на площадь сечения F, определяем расстояние Z_0 центра тяжести 0 сечения I–I от оси Y

$$Z_0 = \frac{S_y}{F}. \qquad (2.32)$$

Проводим через центр тяжести 0 сечения I–I центральную ось Y_0. Оси Y_0, и Z_0, будут главными центральными осями сечения I–I

Далее определяем момент инерции площади сечения I–I относительно главной центральной оси Y_0, как сумму моментов инерции площадей составляющих прямоугольников относительно той же оси Y_0

$$J_{y0} = 2(J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5) \qquad (2.33)$$

Моменты инерции J_1, J_2, J_3, J_4 и J_5 площадей прямоугольников 1, 2, 3, 4 и 5 относительно осн Y_0 определяются на основании зависимости между моментами инерции относительно параллельных осей одна (из которых – центральная), заключающейся в следующем: момент инерции площади плоской фигуры относительно любой оси равен моменту инерции ее относительно центральной оси, проведенной параллельно данной, плюс произведение из площади фигуры на квадрат расстояния между осями.

Проводя через центр тяжести каждого прямоугольника ось параллельно Y_0, и обозначив с соответствующими индексами через b_1 – ширину прямоугольника, h_1 – высоту прямоугольника и a_1 – расстояние между осями, будем иметь

$$J_{y0} = 2\left(\frac{b_1 h_1^3}{12} + b_1 h_1 a_1^2 - \frac{b_2 h_2^3}{12} + b_2 h_2 a_2^2 + \frac{b_3 h_3^3}{12} + \right.$$
$$\left. + b_3 h_3 a_3^2 + \frac{b_4 h_4^3}{12} + b_4 h_4 a_4^2 + \frac{b_5 h_5^3}{12} + b_5 h_5 a_5^2\right) \qquad (2.34)$$

Знак прн a_1, во внимание не принимается, т. к. a_1 входит в формулу в квадрате

Делением момента инерции J_{y0} на расстояния Z_0 и H–Z от оси Y_0 до наиболее удаленных от нее точек сечения определим два момента сопротивления

$$W_1 = \frac{J_{y0}}{Z_0}, \quad W_2 = \frac{J_{y0}}{H - Z_0}, \qquad (2.35)$$

которые двдут возможность определить максимальные растягивающие и сжимающие напряжения в сечении I–I

$$\sigma_p = \frac{M_u}{W_1} \qquad \text{и} \qquad \sigma_{сж} = \frac{M_u}{W_2}. \tag{2.36}$$

Что касается величины изгибающего момента M_u, то ее можно определить, как указано ниже

при рассмотрении по схеме (рис. 16. *б*)

$$M_u = \frac{Q_0 L}{4} \tag{2.37}$$

при рассмотрении по схеме (рис. 14, *в*)

$$M_4 = \frac{Q_0}{2}\frac{L}{2} - \frac{Q_0}{2}\frac{D}{4} = \frac{Q_0}{4}\left(L - \frac{D}{2}\right). \tag{2.38}$$

2.7. Подшипник

Подшипник предназначен обеспечить свободное проворачивание крюка при спуско-подъемных операциях. В крюках применяются однорядные упорные шарикоподшипники. Эти подшипники под значительной нагрузкой не вращаются, поэтому и на долговечность работы не рассчитываются. Расчет их можно вести на раздавливание шариков по максимальной нагрузке Q_0, действующей на крюк. Расчетная формула имеет вид

$$Q_0 = kzd^2,$$

где d – диаметр шарика, м,

Z – число шариков;

$K = \frac{\pi}{4}[\sigma]$ – коэффициент напряжения, МПа

Обычно рекомендуется принимать К 33 мПа.

2.8. Пружина крюка

Пружина крюка, материалом для которой служат легированные термообработанные стали 60С2 и 65Г с пределом текучести соответственно σ_T = 1200 и 700 мПа., предназначена обеспечить сохранность замковой резьбы, часто свинчиваемой и развинчиваемой при спуско-подъемных операциях. Одновременно пружина должна быть в состоянии вывести полностью конусную часть нарезки замкового соединения из муфтовой половины замка при отвинчивании свечи. Этими

обстоятельствами и определяются исходные величины для расчета пружины (рис 17).

Обычно пружина изготавливается из стали 60С2.

При подъеме отвернутой свечи пружина должна преодолеть вес этой свечи, вес элеватора со штропами, вес вращающихся деталей крюка и силу трения ушков гайки о направляющие стакана. Сумма всех этих сопротивлений и служит расчетной нагрузкой $P_р$, которую будем считать приложенной к верхнему сечению пружины при затянутой гайке.

Обозначим:

S – рабочий ход пружины, т. е. перемещение верхнего сечения пружины при затянутой гайки до положения его при нагруженном крюке, т. е. когда ушки гайки дойдут до стакана. Эта величина принимается несколько больше длины конуса замковой резьбы, м,

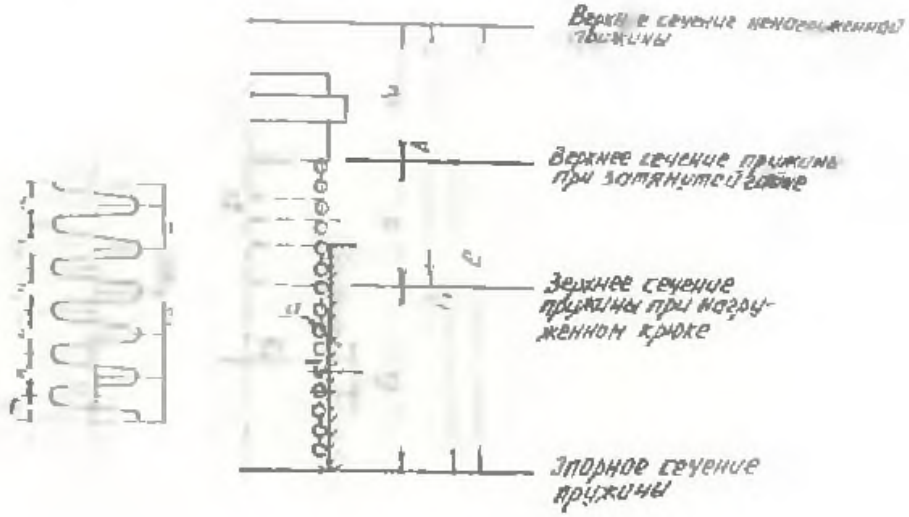


Рис. 17. Расчетная схема пружины крюка

где l – свободная длина пружины, м;

l_1 – длина пружины при затянутой гайке, м;

l_2 – длина пружины при нагруженном крюке, м;

λ_1 – деформация пружины после затяжки гайки, м;

$\lambda = \lambda_1 + S$ – деформация пружины при нагруженном крюке, м;

$P_р$ – усилие сжатия пружины при затянутой гайке, т. е. при длине l_2, Н,

P_{max} – усилие сжатия пружины при нагруженном крюке, т. е. при длине l_2, Н;

D – диаметр пружины по осн витков, м,
d – диаметр стержня пружины, см;
n – число витков пружины
$G = 8 \cdot 10^6$ Н/см^2 – модуль сдвига

Задавшись предварительно величиинами D, d, n определяем деформацию пружины

$$\lambda_1 = \frac{8P_p D^3 n}{Gd^4}. \qquad (2.39)$$

Далее определяем полную осадку пружины

$$\lambda = \lambda_1 + S \qquad (2.40)$$

Имея полную осадку пружины, определяем усилие P_{max} сжатия пружины прн длине l_2

$$P_{max} = \frac{\lambda G d^4}{8D^3 n}. \qquad (2.41)$$

По P_{max} определяем максимальное напряжение в сечениях стержня пружины

$$\tau_{max} = \frac{4P_{max}}{\pi d^2}\left(1 + \frac{2D}{d}\right). \qquad (2.42)$$

Это напряжение должно быть не больше допускаемого, т. е должно быть соблюдено условие

$$\tau_{max} \le [\tau].$$

Если это условие не будет соблюдено, следует соответствующим образом изменить предварительно принятые величины D, d и n и расчет повторить.

После уточнения и определения окончательных размеров D, d и n следует определить шаг пружины t, который должен быть выбран таким, чтобы прн нагруженном крюке между витками оставался некоторый зазор, т. е. чтобы прн этом не имело место сжатие пружины до отказа. Для этого необходимо, чтобы шаг t_0 сжатой пружины (прн нагруженном крюке) был больше диаметра d стержня пружины на C = 0.05 – 0.15 м, т е. чтобы

$$t = d + C \qquad (2.43)$$

тогда длина пружины прн нагруженном крюке

$$l_2 = t_0 n \ . \tag{2.44}$$

Длина же пружины в распущенном состоянии

$$l = l_2 + \lambda. \tag{2.45}$$

Телерь нетрудно определить шаг пружины t

$$t = \frac{l}{n - 0{,}5}. \tag{2.46}$$

Угол подъема витков нагруженной пружины

$$\operatorname{lg} L = \frac{t}{\pi D}. \tag{2.47}$$

Длина стержня для изготовления пружины

$$L = \frac{\pi D n}{\cos L}. \tag{2.48}$$

2.9. Серьга крюка

Серьга крюка, которая чаще всего изготовляется из легированых сталей 40 ХН с пределом текучестн σ ≥ 65О мПа, предназначена для подвешиявания его к талевому блоку. Обычно серьга имеет вид хомута, симметричного относительно вертикальной плоскостн. В нижней части серьга выполняется дугой с постоянным радиусом кривизны для подвешивания к серьге талевого блока. Серьга выполняется обычно кованой конструкции.

Ввиду симметричности конструкции полусерьгу можно рассматривать как консоль, приняв средиее ее сечение за защемленное (рис 18)

На конец полусерьги приложена вертикальвая нагрузка Р равная половиие максимальной нагрузки Q_0, действующей на крюк

$$P = \frac{Q_0}{2} \ . \tag{2.49}$$

Под дейстаием нагрузки полусерьга, деформируясь, проушиной своей стремится переместнться к оси симметрии. Но этому препятст-

вует сила трения между проушиной серьги и пальцем, связывающим ее с траверсой крюка и упорной поверхностью кармана траверсы. Вследствие этого на конец полусерьги еще будет действовать горизонтально направленная реакция X

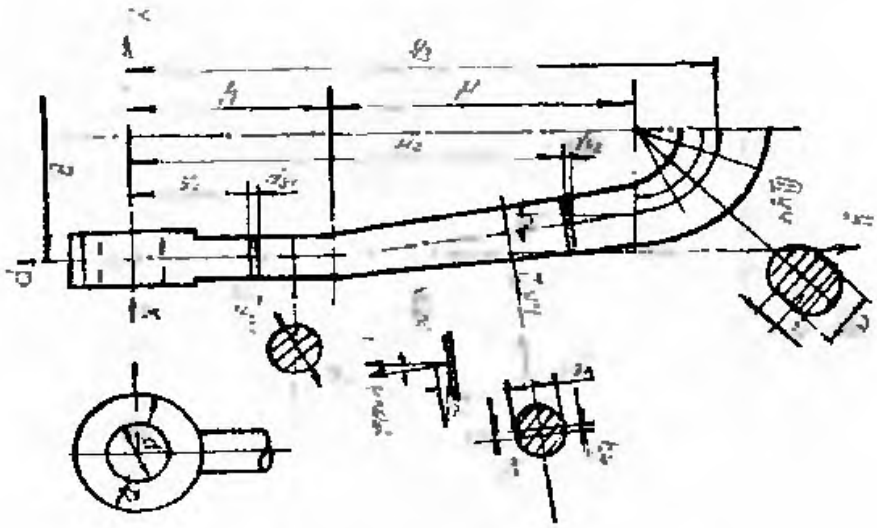


Рис. 18 Расчетная схема серьги крюка

Величину силы X определяют, применяя теорему Кастильяно: перемещение точки приложения сосредоточенной силы по линии ее действия равно частной производной потенциальной энергии деформации бруса по этой силе, т. е

$$X = \frac{\partial U}{\partial X}, \tag{2.50}$$

где U – потенциальная энергия деформации, накопившаяся во всём стержне, выражается формулой

$$U = \int_l \left(\frac{M^2}{2EJ} + \frac{N^2}{2EF} \right) dl, \tag{2.51}$$

здесь M – изгибающий момент, действующий в произвольном сечении бруса, Н м,

N – нормальная сила, действующая в этом произвольном сечении бруса, Н,

E – модуль продольной упругости материала бруса, Н/м^2;

J – момент инерции площади этого произвольного сечения бруса м^4;

F – площадь поперечного сечения бруса, м^г;

l – длина бруса по его оси. м.

Имея в виду, что

$$F = \frac{J}{i^2}, \quad U = \int_l \left(\frac{M^2}{2EJ} + \frac{i^2 N^2}{2EJ} \right) dl. \tag{2.52}$$

Так как перемещение проушины рассматриваемой полусерьги равна нулю

$$\frac{\partial U}{\partial X} = \int_l \left(\frac{2M}{2EJ} \frac{\partial M}{\partial X} + \frac{i^2 2N}{2EJ} \frac{\partial N}{\partial X} \right) dl = 0 \tag{2.53}$$

или

$$\frac{l}{EJ} = \int_l \left(M \frac{\partial M}{\partial X} + i^2 N \frac{\partial N}{\partial X} \right) dl = 0. \tag{2.54}$$

Это уравнение первой степени относительно X дает возможность определить интересующую нас силу X

Расчет серьги пронзводится в следующей последовательности задаются формой и размерами серьги, по формуле находят величину неизвестиого распора X; затем определяют напряжения в различных сечениях серьги и по ним судят о пригодности принятых размеров. В случае неудовлетворительных результатов решение повторяют.

Покажем на примере серьги, приведенной на рис. 18, порядок ее расчета

Полусерьга состоит из трех участков первый участок имеег прямолинейную ось, параллельную плоскости симметрин серьги; второй участок имеет прямолинейную ось, наклоненную к плоскости симметрии серьги под углом α; третий участок имеет криволинейную ось, очерченную по дуге окружности. Для первого участка примем постоянное сечение днаметром d_1 и длиною h. На всем остальном протяженин серьга имеет сечения, увеличивающееся к плоскости защемления. Формой сечения принят прямоугольник, ограниченный двумя полукругами, радиусом равным половине ширины прямоугольника. Для расчета второго участка примем постоянное сечение, равное среднему сечению серьги на этом участке Длину второго участка в направленин плоскости симметрии серьги обозначим через H

Третьему участку, аналогично второму, примем постоянное сечение, равное среднему сечению третьего участка. Ось третьего участка примем равной четверти окружности радиуса R

Начало координат поместим на оси проушины Ось X направим по оси проушины влево, а ось Y – по оси первого участка вертикально вверх.

Принятые исходные положения внесут некоторые погрешности в наши расчеты, но полагаем, что они будут незначительными и потому допустимыми

Так как полусерьга принята нами состоящей из трех участков, оси которых выражаются вполне закономерными линиями, и имея в виду, что материал серьги для всех участков один и тот же, уравнению может быть придан следующий вид:

$$\frac{1}{J_1}\int_0^h\left(M_1\frac{\partial M_1}{\partial X}+i_1^2N_1\frac{\partial N_1}{\partial X}\right)dY_1+\frac{1}{J_2}\int_h^{h+H}\left(M_2\frac{\partial M_2}{\partial X}+i_2^2N_2\frac{\partial N_2}{\partial X}\right)dY_2+$$
$$+\frac{1}{J_3}\int_{h+H}^{h-H+R}\left(M_3\frac{\partial M_3}{\partial X}+i_3^2N_3\frac{\partial N_3}{\partial X}\right)dY_3=0 \qquad (2.55)$$

Для решения уравнения, в первую очередь, нужно раскрыть интегралы, входящие в это уравнение

Интеграл, характеризующий участок I

$$M_1=-XY;\qquad \frac{\partial M_1}{\partial X}=-Y;$$

$$N_1=P;\qquad \frac{\partial N_1}{\partial N}=0;$$

$$\int_0^h\left(M_1\frac{\partial M_1}{\partial X}+i_1^2N_1\frac{\partial N_1}{\partial X}\right)dY_1=\int_0^h\left(-XY_1(\ )-Y_1\right)dY_1=\frac{Xh^3}{3}.$$

Интеграл, характеризующий участок II

$$X_2=(Y_2-h)tg\alpha;\qquad tg\alpha=\frac{\frac{B}{2}-R}{H},$$

$$M_2=-XY+PX_2=-XY_2+P(Y_2-h)tg\alpha;$$

$$\frac{\partial M_2}{\partial X}=-Y_2;$$

$$N_2=P\cos\alpha+X\sin\alpha;$$

$$\frac{\partial N_2}{\partial X} = \sin\alpha;$$

$$\int_h^{h+H}\left(M_2\frac{\partial M_2}{\partial X}+i_2^2N_2\frac{\partial N_2}{\partial X}\right)dY_2 = \int_h^{h+H}\left\{\left[-XY_2+P(Y_2-h)tg\alpha\right](-Y_2)+\right.$$

$$\left.+i_2^2(P\cos\alpha+X\sin\alpha)\sin\alpha\right\}dY_2 = X\int_h^{h+H}Y_2^2dY_2 - Ptg\alpha\int_h^{h+H}Y_2^2dY_2^2 +$$

$$+Phtg\alpha\int_h^{h+H}Y_2dY_2 + Pi_2^2\sin\alpha\cos\alpha\int_h^{h+H}dY_2 + Xi_2^2\sin^2\alpha\int_h^{h+H}dY_2 =$$

$$=\left[\frac{H^3+3H^2h+3Hh^2}{3}+Hi_2^2\sin\alpha\right]X-\left[\frac{H^3+3hH^2+3h^2H}{3}tg\alpha-\right.$$

$$\left.-\frac{H^2+2hH}{2}htg\alpha-\frac{Hi_2^2}{2}\sin 2\alpha\right]P.$$

Интеграл, характеризующий участок III

$$Y_3 = h+H+R\sin\beta;\quad X_3 = \frac{B}{2}-R\cos\beta; \qquad (2.56)$$

$$dY_3 = R\cos\beta d\beta;$$

$$M_3 = -XY_3+PX_3 = -X(h+H+R\cos\beta)+P\left(\frac{B}{2}-R\cos\beta\right);$$

$$\frac{\partial M_3}{\partial X} = -Y_3 = -(h+H+R\sin\beta);$$

$$N_3 = P\cos\beta+X\sin\beta;$$

$$\frac{\partial N_3}{\partial X} = \sin\beta;$$

$$\int_{h+11}^{h+11-R}\left(M_3\frac{\partial M_3}{\partial X}+i^2N_3\frac{\partial N_3}{\partial X}\right)dY_3=$$

$$=\int_a^{\frac{\pi}{2}}\left\{\left[\left[-X(h+H+RSin\beta)+P\left(\frac{B}{2}-RCos\beta\right)\right]\right.\right.$$

$$\left.\left.\cdot[-h+H+RSm\beta)]+i_3^2(PCos\beta+XSin\beta)\right]\right\}RCos\beta d\beta=$$

$$=Xh^2R\int_0^{\frac{\pi}{2}}Cos\beta d\beta+XH^2R\int_0^{\frac{\pi}{2}}Cos\beta d\beta=$$

$$=XR^3\int_0^{\frac{\pi}{2}}Sm^2\beta Cos\beta d\beta+X2hHR\int_0^{\frac{\pi}{2}}Cos\beta d\beta+X2hR^2$$

После этого необходимо определить моменты инерции, J_1, J_2 и J_3 площадей средних сечений всех трех участков относительно собственной центральной оси каждого сечения, перпендикулярной плоскости изгиба, а также площади F_1, F_2 и F_3 сечений и квадраты радиусов инерции i, i и i этих сечений

$$F_1=\frac{\pi d_1^2}{4};\qquad J_1=\frac{\pi d_1^2}{64};\qquad i_1^2=\frac{d_1^2}{16};$$

$$F_2=d_2h_2+\frac{\pi d_2^2}{4};$$

$$J_2=\frac{d_2h_2^3}{12}+2\left[0{,}00686d_2^4+\frac{\pi d_2^2}{8}\left(\frac{h_2}{2}+0{,}2122d_2\right)^2\right]. \qquad (2.57)$$

Здесь первое слагаемое представляет момент инерции площади прямоугольной части сечения относительно центральной оси сечения. Первое слагаемое квадратных скобок представляет момент инерции полукруглой части сечения относительно собственной центральной оси, параллельной центральной оси сечения. Выражение в круглых скобках представляет собой расстояние между параллельными центральными осями сечения и полукруглой частью сечения

$$i_2^2 = \frac{J_2}{F_2},$$

$$F_3 = d_3 h_3 + \frac{\pi d^2}{4}.$$

$$J = \frac{d_3 h_3^3}{12} + 2\left[0{,}00686 d_3^4 + \frac{\pi d_3^2}{8}\left(\frac{h_3}{2} + 0{,}1222 d_3\right)^2\right], \qquad (2.58)$$

$$i_1^2 = \frac{J_3}{F_3}.$$

Подставив полученные, величине в уравнение и решив его, получим искомую силу X Решение рекомендуем вести в числах. Дальнейшее решение следует вести как указано выше.

Определяем изгибающий момент и нормальную силу для всех характерных сечений.

Для сечения перехода от вертикального участка к наклонному

$$M_1^I = -hX, \qquad N_1^I = P. \qquad (2.59)$$

Для сечения перехода от наклонного участка к криволинейному

$$M_2^I = -X(h+H) + PHtg\alpha = -X(h+H) + P\left(\frac{B}{2} - R\right),$$
$$N_2^I = P\cos\alpha + X\sin\alpha. \qquad (2.60)$$

Для защемлённого сечения

$$M_3^I = -X(h+H+R) + P\frac{B}{2}, \qquad N_3^I = X. \qquad (2.61)$$

Далее определяем напряжения в указанных выше сечениях

$$\sigma_1 = \frac{N_1^I}{F_1} \pm \frac{M_1^I}{W_1^I}; \qquad (2.62)$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2^I}{F_2} \pm \frac{M_2^I}{W_2^I}, \qquad (2.63)$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3^I}{F_3} \pm \frac{M_3^I}{W_3^I}; \qquad (2.64)$$

По этим напряжениям и судят о пригодности принятых размеров Следует помнить, что все величины, входящие в формулы, относятся соответственно к сечениям перехода от одного участка к другому и к защемленному, для них должны быть вычислены площади сечений и моменты сопротивления. Моменты сопротивлений должны быть получены делением моментов инерции на расстояние от центральной оси до наиболее удаленной точки сечения Вычисление же моментов инерции следует производить так же, как для средних сечений участков.

Если сечения серьги имеют форму, отличную от рассмотренной – эллиптическую, трапецеидальную или иную, показанная методика от этого не меняется. Только величины, характеризуемые формой и размерами сечений, определяются соответствующим образом.

Проушина серьги рассчитывается так же, как и вилка ствола Расчетной нагрузкой служит половина максимальной нагрузки, действующей на крюк, т. е.

$$P = \frac{Q_0}{2}. \qquad (2.65)$$

Что касается пальца, сопрягающего серьгу с траверсой крюка, его можно рассчитать так же, как и палец, соединяющий изогнутую часть крюка со стволом, по схеме. При этом проушину серьги и палец, сопрягающий серьгу с траверсой, следует рассчитать при обоюдной увязке

В буровом крюке необходимо еще рассчитать проушины двух защелок, одна из которых предназначена обеспечить закрытие зева изогнутой части крюка, а другая служит для запирания ствола с изогнутой частью от проворачивания в процессе разбуривания забоя (рис. 19). Расчет этих проушин однотипен. Они обе должны быть сжимаемы усилием руки человека Это усилие р = 100. .

Ход пружины должен быть достаточным. чтобы вывести конец стержня защелки из углубления

Обозначим

h – рабочий ход пружины, м,

a – предварительное сжатие пружины, м:

λ – полное сжатие пружины $\lambda = a + h$:

d – диаметр пружинной проволоки, м;

D – диаметр пружины по оси витка, м;

G – модуль упругости при сдвиге, $Н/м^2$.

Задаемся величинами d, D, h, a и определяем расчетное усилие по формуле

$$P = \frac{\pi d^3}{8D}[\tau]. \qquad (2.66)$$

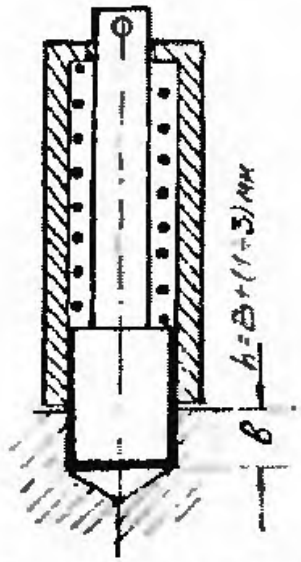


Рис. 19 Конструктивная схема проушины

При этом усилии P не должно превысить указанную выше величину. Далее из зависимости, связывающей осадку пружины с другими ее параметрами

$$\lambda = \frac{8PD^3 n}{Gd^4}. \tag{2.67}$$

Определяем потребное число витков

$$n = \frac{Gd^4\lambda}{8PD^3} = \frac{Gd\lambda}{\pi D^2[\tau]}. \tag{2.68}$$

Прибавив к этому числу витков еще 1–2 нерабочих витка, получаем окончательное число витков и рассчитываемой пружины

$$n_0 = n + (1 \div 2). \tag{2.69}$$

Считая, что при полном прогибе λ пружины, витки не должны касаться друг друга, а между ними должен остаться просвет Δ, можем определить длину

$$l = n_0(d + \Delta) + \lambda. \tag{2.70}$$

Поделив эту длину на число витков n, получим шаг пружины в распущенном состоянии

$$t = \frac{l}{n_0}. \tag{2.71}$$

Угол подъема витков ненагруженной пружины определяется по формуле

$$tg\alpha = \frac{t}{\pi D}. \qquad (2.72)$$

Отсюда длина пружинной проволоки

$$L = \frac{\pi D n_0}{\cos\alpha}. \qquad (2.73)$$

2.10. Расчет некоторых деталей буровых крюков безрезьбовой конструкции

За последнее время в практику бурения вошла конструкция безрезьбовых крюков.

Осиовное отличие безрезьбовых крюков от резьбовых заключается в следующем: ствол не имеет несущего резьбового элементв; верхняя часть ствола имеет цилиндрический выступ (бурт) , который под нагрузкой перемещается в стакане и упирается в поперечину стакана. Со стволом крюка шарнирно, при помощи накидной гайки , соединяется шток 6. Конец штока несет нарезку, на которую навертывается гайка , олирающаяся на упорную шайбу , которая подпирает пружину . Таким образом, здесь резьбовое соединение несет лишь нагрузку пружины , которая рассчитана на сумму весов отвертываемой саечи, элеватора со штропами и вращающихся детапей крюка.

Рассмотрим расчет некоторых элементов безрезьбовых крюков.

2.11. Стаол крюка

Ствол крюка изготовляется из стали 40ХНМА с пределом текучести σ_T = 600 МПа, работает на растяжение и рассчитывается по обычной формуле

$$Q_0 = [\sigma_T]\frac{\pi d^2}{4}. \qquad (2.74)$$

Расчет вильчатой части ствола ничем не отличается от показанного выше расчета ствола резьбовых крюков.

Цилиндрический выступ (бурт) ствола работает на следующие деформации Опорная поверхность выступа работает на смятие Расчетная формула

$$Q = [\sigma_{см}]\frac{\pi}{4}\left(D^2 - d_1^2\right). \qquad (2.75)$$

Пользуясь этой формулой, можно определить днаметр D выступа Сам выступ работает на деформации среза и изгиба.

Расчетная формула на изгиб (приближенно) на срез

$$Q = [\tau]\pi d_0 H; \tag{2.76}$$

$$M_u = [\sigma_0]$$

$$M_u = Q_0 \frac{D - d_0}{4}; \tag{2.77}$$

$$W = \frac{\pi d_0 H^2}{6},$$

отсюда

$$Q_0 \frac{D - d_0}{4} = [\sigma_u] \frac{\pi d_0 H^2}{6} \tag{2.78}$$

Последние две расчетные формулы могут дать основание к определению высоты Н бурта.

2.12. Корпус крюка

Корпус крюка (рис. 20) выполняется обычно сариой конструкции и состоит из трубы 1, к которой приварена наставка 2, с ушками 3 и распорками 4 Материалом для изготовления корпуса крюка является сталь марки Ст3 с пределом текучести $\delta_т$ =230 мПа

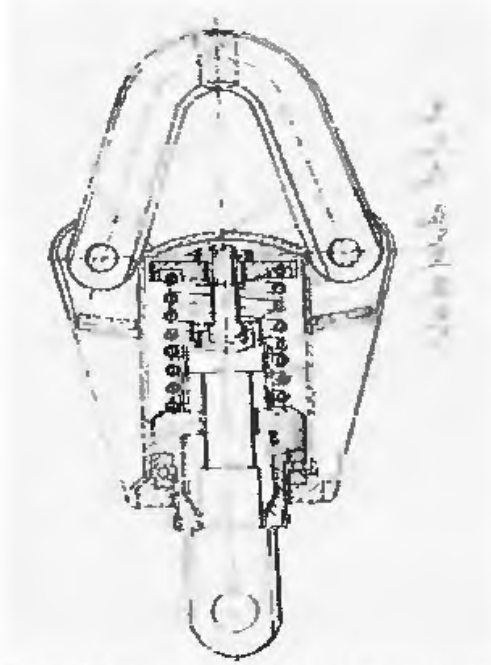


Рис. 20. Конструктивная схема корпуса крюка

Стенки корпуса на растяжение рассчитываются по формуле

$$Q_0 = [\sigma_p]\frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - D_2^2\right) \qquad (2.79)$$

Сварной шов корпуса с наставкой проверяется на растяжение

$$\sigma_p = \frac{Q_0}{F} = \frac{Q_0}{\frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - D_2^2\right)} \le [\sigma_p] \qquad (2.80)$$

Фланцевое переходное утолщение наставки следует рассчитывать на изгиб от действия нагрузки. Расчетные зависимости производиться следующим образом

$$M_u = Q_0\frac{D_3 - D_4}{4}; \quad M_u = [\sigma_u]W; \quad W = \frac{\pi D_3 b^2}{6}; \qquad (1.2.8)$$

Отсюда

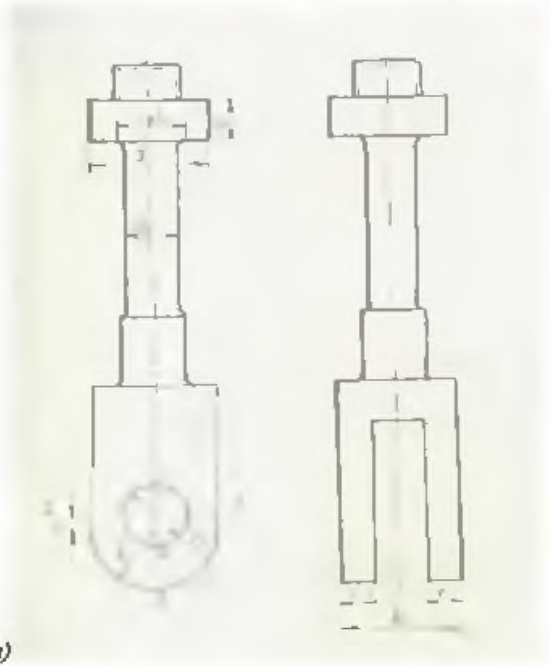
$$Q_0\frac{D_3 - D_4}{4} = [\sigma_u]\frac{\pi D_3 b^2}{6}. \qquad (1.2.9)$$

Все обозначения даны согласно рис. 21, *а, б*. При этом в расчете ослабления фланца углублениями под защелку, можно учесть некоторым коэффициентом уменьшения момента сопротивления β опасного сечения или допускаемого напряжения, тогда расчетная формула примет вид

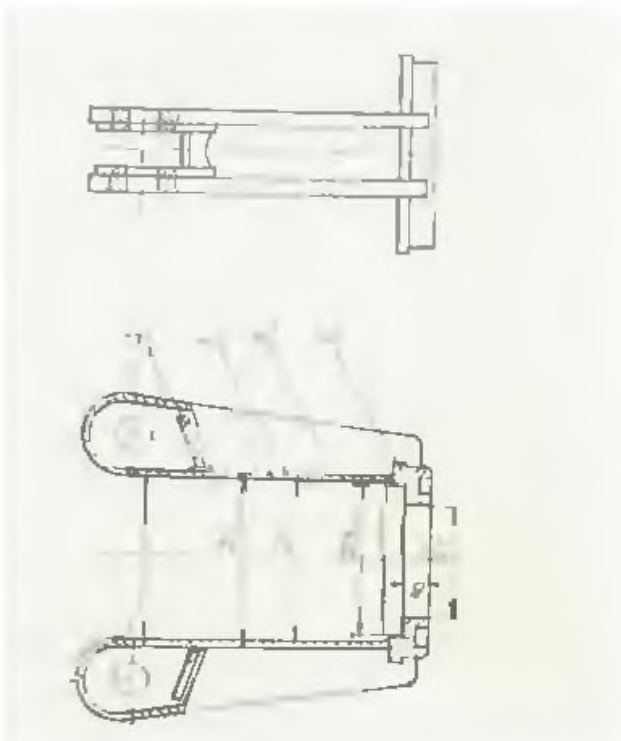
$$Q_0\frac{D_3 - D_4}{4} = [\sigma_u]\frac{\pi D_3 b^2}{6}. \qquad (1.2.10)$$

Коэффициент уменьшения можно принять β = 0,6.

Последняя расчетная формула может служить для определения некоторых видов наставки корпуса крюка. Проушины корпуса крюка можно рассчитать по формуле Ляме, аналогично приведенным выше расчетам. Сварные швы, крепящие ушки к корпусу, особому расчету не подвергаются ввиду их заведомо большой длины.



а)



б)

Рис. 21 Схемы для определения конструктивных размеров:
а) вид спереди; *б)* вид сбоку

2.13. Штроп крюка

Штроп крюка (рис. 22) изготавливается из стали 40ХН с пределом текучести $[\sigma_T] = 600$ мПа. Его можно рассчитать аналогично расчету серьги.

Только здесь полуштроп нужно рассматривать как состоящий из двух участков.

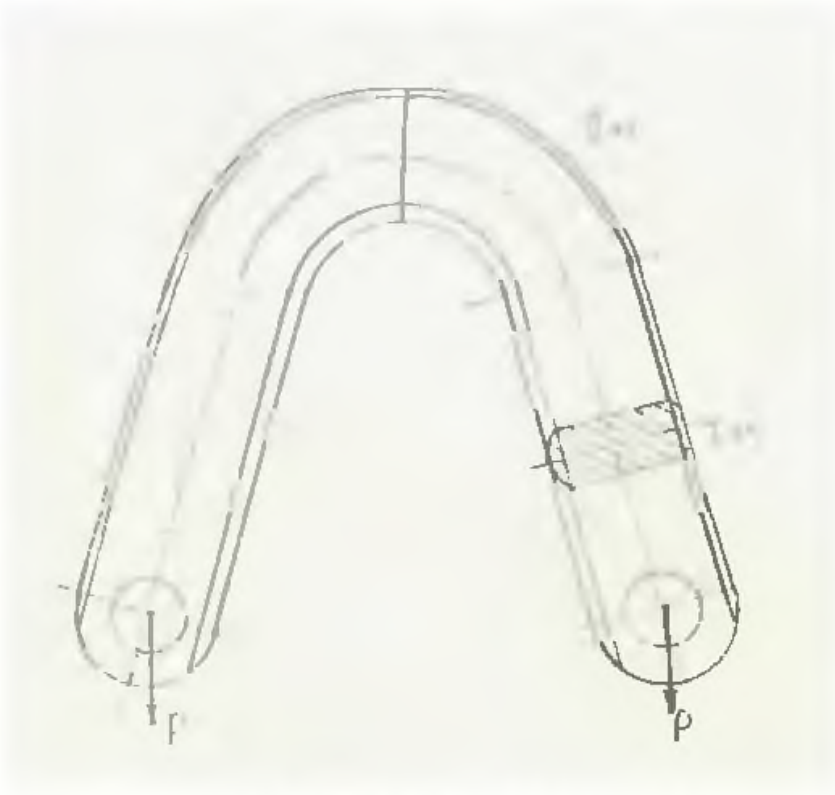


Рис. 22. Схема штропа крюка

3. РАСЧЕТ ТАЛЕВОЙ СИСТЕМЫ

Талевая система, представляющая собой полиспаст для выигрыша в силе, состоит из трех основных элементов: неподвижной системы канатных шкивов – кроблока, подвижной системы канатных шкивов – талевого блока и связывающего их талевого каната. Буровой полиспаст работает по схеме: тяговая ветвь сбегает со шкива неподвижной системы. Помимо этого, в буровом полиспасте имеется так называемая "мертвая" ветвь (нерабочая, неподвижная), которая сбегает со шкива неподвижной системы и крепится к специальному приспособлению у нижней рамы буровой вышки рис. 23.

3.1. Силовые соотношения в буровом полиспасте при подъеме груза

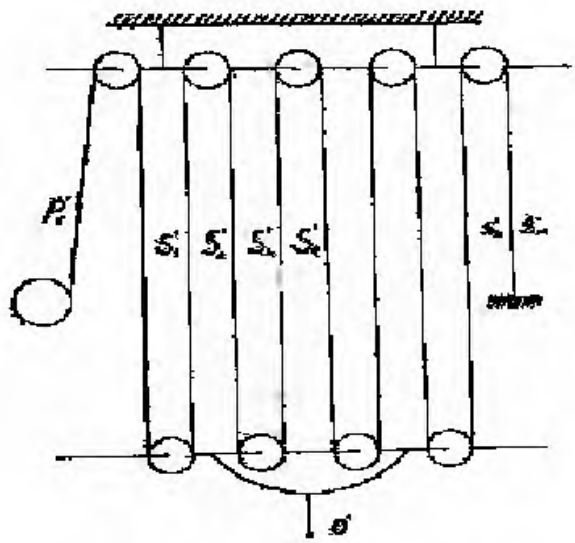


Рис. 23. Расчетная схема полиспаста

Обозначим:

Q – нагрузка на крюке (расчетная), кг;

Рт – натяжение тяговой ветви каната, кг;

Si – натяжение рабочих ветвей каната, кг;

n – число рабочих ветвей каната. В буровом полиспасте n равняется удвоенному числу канатных шкивов талевого блока;

$S_м$ – натяжение "мертвой" ветви каната, кг;

р – коэффициент сопротивления, учитывающий трение в опорах

канатного шкива и жесткость каната.

Это величина изменяется обратно пропорционально КПД канатного шкива

$$\beta = 1/\eta_ш.$$

С достаточной точностью β можно принять для всех канатных шкивов полиспаста одинаковым и рааным 1,01 - 1,02;

$\eta_ш$ – КПД канатного шкива;

η – КПД бурового полиспаста. Уравнение проекций на вертикальную ось дает

$$Q = S_1+S_2+S_3+....+S_n,$$

но $S_1 = P_T/\beta$; $S_2 = S_1/\beta = P_T/\beta^2$; $S_3 = S_2/\beta = P_T/\beta^3$;.... $S_n = P_T/\beta^n$, (3.1)

следовательно,

$$Q = P_T/\beta + P_T/\beta^2 + ... + P_T/\beta^n = P_T/\beta\,(1 + \beta^2 + \beta^3 + ... + \beta^n) =$$

$$=(P_T/\beta_n)((\beta^n-1)/(\beta-1)) \qquad (3.2)$$

Отсюда

$$P_T = Q\beta^n(\beta-1)/(\beta^n-1). \qquad (3.3)$$

Натяжения в отдельных ветвях будут

$$S_1 = P_T/\beta;\ S_2 = S_1/\beta;\ S_3 = S_2/\beta,.... S_n = S_{n-1}/\beta;\ S_M = S_n \qquad (3.4)$$

КПД полиспаста определяется по следующей формуле

$$\eta = Q/nP_T = (\beta^n-1)/n\beta^n(\beta-1) \qquad (3.5)$$

Установление веса подвижной части талевой системы

При подъемных операциях необходимо, чтобы подвижная часть талевой системы вместе с крюком и "порожним" элеватором под действием собственного веса свободно шла вниз. Для этого вес всех перечисленных элементов должен быть достаточным, чтобы преодолеть сопротивление в буровом полиспасте, вес тяговой ветви каната и сопротивление разматывания каната с барабана. Для правильного определения веса перечисленных выше элементов рассмотрим силовые соотношения в буровом полиспасте при спуске груза (рис. 21).

При этом нагрузка на крюке, которая для рассматриваемого случая является движущей силой, определяется по формуле

$$Q' = Q'_m + Q'_к + Q'_э \qquad (3.6)$$

здесь Q'_m – вес талевого блока, кг;

$Q'_к$ – вес крюка, кг;

$Q'_э$ – вес "порожнего" элеватора со штропами,кг,

Si – натяжение рабочих ветвей каната в случае спуска, кг;

Рт– сопротивление движения нагрузки Q' вниз, отнесенное к тяговой ветви каната, не считая сопротивления в самом полиспасте. кг

$$P' = G_{TB} + P'_P , \qquad (3.7)$$

где Gт.в. – вес тяговой ветви каната, кг;

P'р – сопротивление разматыванию каната с барабана, отнесенное к тяговой ветви каната, кг.

Эта снла учитывает сопротивление в опорах подъемного вала.

Определим Q' из выражения

$$Q' = S'_1 + S'_2 + S'_3 + \ldots + S'_n , \qquad (3.8)$$

но $S'_1 = P'_T/\beta$; $S'_2 = S'_1/\beta = P'_T/\beta^2$; $S'_3 = S'_2/\beta = P'_T/\beta^3$;.... $S'_n = P'_T/\beta^n$.

Следовательно,

$$Q' = P'_T/\beta + P'_T/\beta^2 + \ldots + P'_T/\beta^n = P'_T/\beta\,(1 + \beta^2 + \beta^3 + \ldots + \beta^n) =$$
$$= (P'_T/\beta_n)((\beta^n - 1)/(\beta - 1)) \qquad (3.9)$$

Этим соотношением следует руководстаоваться при установленин окоичательных значений весов элементов подвижной части талевой системы

В качестве расчетной нагрузки прн рассмотренин элементов талевой системы следует принимать приведенные выше при расчете крюков $Q_б$ и Q_0.

3.2. Расчет талевого каната

В качестве талевого каната применяются проволочные двухспиральные канаты с пределом прочности проволок $\sigma_в$ = 150 – 170 кг/мм Расчет каната следует вести по натяжению $P_т$ тяговой ветви каната прн максимальной нагрузке $Q_о$ на крюке. Сущестаует несколько методов

расчета проволочных канатов: 1) по нормам Госгортехнадзора; 2) по предельному числу изгибов; 3) по напряжениям растяжения и изгиба; 4) по "ходимости"

Имея наличие необходимых данных, можно рекомендовать расчет талевых канатов и вести по нормам Госгортехнадзора с последующей проверкой возникающих напряжений

Сущность расчета по нормам Госгортехнадзора сводится к следующему имея натяжение $P_т$ тяговой ветви каната прн максимальной нагрузке $Q_о$ на крюке, и подобрав коэффициент К, запаса прочности из рекомендуемых таблиц, соглясно условиям работы, определяют разрывающую нагрузку каната $P_{раз} = КP_т$.

По нагрузке $P_{раз}$ из таблиц стандартов или нормалей канатов, применяемых или рекомендуемых для бурения, выбирают канат.

Проверка возникающих напряжений в талевом канате ведется по формуле Рело с поправкой Баха. Для выбранного каната имеем.

d – диаметр каната, см,

δ – диаметр проволок каната, см;

z – число проволок в канате

По рекомендуемым соотношениям между диаметром каната и диаметром огибаемого им цилиндра определяют диаметр подъемного барабана или канатного шкива

$$D = K_1 d, \qquad (3.10)$$

где $K_1 = D/d$ может быть принят в пределах 25 – 40 (меньшие значения принимают дла подъемных барабанов, большие – для канатных шкивов)

После этого определяют полное напряжение от растяжения и изгиба

$$\Delta = \delta_р = \delta_и = P_т/(Z(\pi\delta^4/4)) + CE(\delta/D), \qquad (3.11)$$

здесь С – поправочный коэффициент Баха, равный обычно 3/8 Сравнивая это напряжение с пределом текучести $\sigma_т$ или с пределом прочности $\sigma_в$, можно судить о пригодности выбранного каната.

3.3. Расчет основных деталей кронблока

Кроиблок выполняется по схемам, приведенным на рнс. 24. *Многоосный кронблок рис. 24 а с расположением канатных шкивов в разбежку*. Каждый канатный шкив сидит неподвижно на самостоятельной оси, которая может вращаться на двух подшипниках качения Рама кроиблока выполняется из четырех двутавровых балок, связанных вместе. На балках рамы смоитнрованы подшипники.

Схема одноосного кронблока показана на рис. 24, б. На раме из двух связанных вместе двутавровых балок смонтирована неподвижная ось, на которой собраны канатные шкивы, сидящие на подшипниках качения.

Кронблок рис. 24, в – с одноосным расположением канатных шкивов (тип УЗ-130-2) На раме из трех балок, связанных вместе, смонтированы неподвижно две соосно расположенные оси, на которых собраны канатные шкивы, сидящие на подшипниках качения. Кроиблок состоит, таким образом, из двух секций канатных шкивов.

Кронблок одноосный трехопорный рис. 24, г. На раме из трех связанных вместе балок смонтирована неподвижная ось, на которой собраны две группы канатных шкивов, сидящих на подшипниках качения

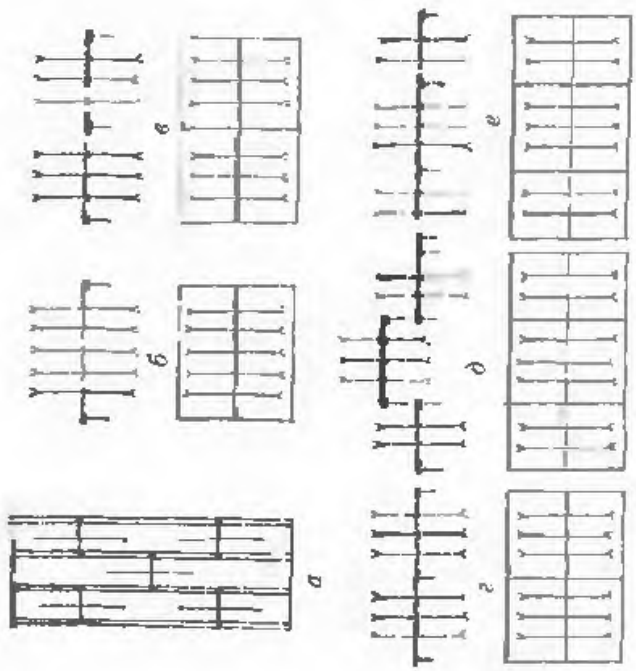


Рис. 24. Схемы компановки канатных шкивов на кронблоках

Кронблок многоопорный и многоосный рис. 24, д На раме из четырех связанных вместе балок смонтированы неподвижные три оси, на каждой из которых собрана группа канатных шкивов, сидящих на подшипниках качения, для уменьшения габаритной длины кроиблоков оси в вертикальной плоскости смещены. Таким образом, кроиблок состоит из трех секций канатных шкивов

Кронблок одноосный четырехопорный (тип КБН7- 300) рис. 24, е На раме из двух продольных балок, связанных двумя поперечными

балками, смонтирована неподвижно ось на четырех опорах, причем крайние опоры смонтированы на продольных балках, а промежуточные – в специальных балках сварной конструкции, опирающихся на поперечные балки. На оси собраны три группы канатных шкивов, сидящих на подшипниках качения.

Рассмотрим расчет основных элементов кроблока.

3.4. Подшипники

Методика расчета подшипников всех кроблоков одинакова Расчет их производят, учитывая переменный режим работы.

Подшипники качения для всей талевой системы унифицированы и, несмотря на то, что нагрузки, действующие на подшипники кроблока, несколько выше нагрузок, действующих на подшипники талевого блока, расчет следует вести для первых Подшипники кронблока в свою очередь несут различные нагрузки, величина которых уменьшается со стороны тяговой ветви к «мертвой»

Поэтому для расчета следует установить наиболее нагруженный подшипник. Наиболее нагруженными будут подшипники первого по ходу от тяговой ветви каната канатного шкива кроблока. Для расчета наиболее нагруженного подшипника, учитывая переменность его работы и по времени и по нагрузке, необходимо определить предварительно эквивалентную нагрузку на крюке, а для этого нужно установить режимные коэффициенты a_i показывающие продолжительность работы при каждом режиме по отношению к общему сроку службы подшипника, и режимные нагрузки Q_i, под которыми подшипник находится при каждом режиме работы.

Режимные коэффициенты Для определения режимных коэффициентов необходимо выявить, сколько времени затрачивается на подъем и спуск бурового инструмента за все время бурения скважины и как распределяется это время по отдельным режимам работы Здесь имеется ввиду время, затрачиваемое на процессы, при которых подшипники находятся в работе. Имея з виду многообразие факторов. влияющих на время работы талевой системы и распределение этого времени, следует пользоваться ориентировочными данными, полученными на основании материалов уже пробуренных скважин Целесообразнее всего опираться на кривые проходки скважин, которые в основном выражаются степенной зависимостью типа

$K = C_1$ или $L = aK$, где

К – число рейсов инструмента.

L – глубина бурения,

С и d (соответственно *а* и *в*) – коэффициенты, характеризующие условия бурения.

Для определения времени подъема и спуска бурильного инструмента необходимо знать количество свечей, извлекаемых из скважины на различных скоростях за все время проводки скважины. Построив кривую проходки, нетрудно увидеть, что площадь кривой выражает суммарную длину ∑L бурильных труб, поднимаемых за все время проводки скважины. Пусть дана кривая проводки скважины, оборудованной четырехскоростной лебедкой, в координатах (K,L). Площадь между кривой и осью К выражает суммарную длину ∑L бурильных труб, подвимаемых за все время проводки скважины. Если K_1 – число рейсов за все время проводки скважины, то

$$\sum L = \int_0^{k1} LdK = \int aKdR = \frac{aK}{b+1} . \qquad (3.12)$$

Для определения суммарной длины труб, подвимаемых на различных скоростях, и времени, затрачиваемого на эти подъемы, предварительно вычислим некоторые величины.

Пусть скорость подъема крюка на различных режимах работы – V_1, V_2, V_3, и V_4. Мощность на крюке находим из формулы

$$N_K = \eta N_{дв} , \qquad (3.13)$$

где η – КПД передач от двигателя до крюка;

$N_{дв}$ – мощность на валу двигателя.

По мощности на крюке и скорости подъема определим максимальную нагрузку, которую можно поднять на каждой скорости

$$Q_1' = 75\ N_K / V_1;\ Q_2' = 75\ N_K / V_2;\ Q_3' = 75\ N_k / V_3;\ Q_4' = 75\ N_K / V_4 . \qquad (3.14)$$

Вес бурильных труб, который можно поднять на каждой скорости, определится уменьшением полученных нагрузок на величину «мертвого» груза. Если обозначить вес «мертвого» груза через G_M, то максимальный вес бурильных труб, который может быть поднят на каждой

скорости, выразится таким образом

$$Q_1 = Q'_1 - G_M;\ Q_2 = Q'_2 - G_M;\ Q_3 = Q'_3 - G_M;\ Q_4 = Q'_4 - G_M; \qquad (3.15)$$

Теперь уже нетрудно определить максимальную длину бурильных труб, которую можно поднимать на каждой скорости, или глубину, с которой можно вести подъем бурильных труб на данной скорости

$$L_1 = Q_1/q,\ \ L_2 = Q_2/q,\ L_3 = Q_3/q,\ \ L_4 = Q_4/q\ , \qquad (3.16)$$

где q – вес единицы длины бурильных труб.

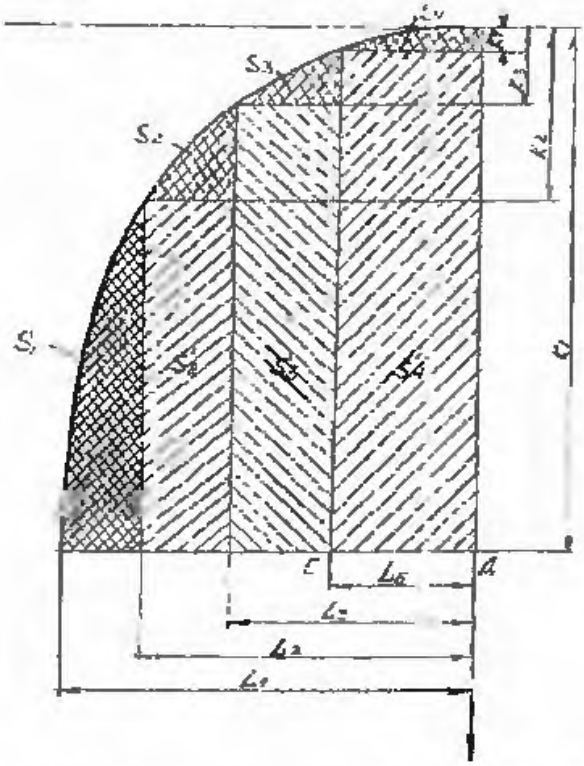


Рис. 25 Кривая проводки скважины оборудованной вебедкой

По этим глубинам делим площадь кривой проходки на четыре части, как показано на рис. 25, площадь каждой из них даст суммарную длину бурильных труб, поднимаемых на соответствующей скорости $\sum L_1$, $\sum L_2$, $\sum L_3$ и $\sum L_4$

Суммарная длина $\sum L_4$ бурильных труб, поднимаемых на четвертой скорости за все время проводки скважины, выразится площадью ABCD

$$\sum L_4 = S'_4 + S_4, \qquad (3.17)$$

где S'_4 – длина бурильных труб, поднимаемых на четвертой скорости за время проводки скважины на глубину от L_4 до L_1,

S_4 – длина бурильных труб, поднимаемых на четвертой скорости за время проводки скважины на глубину от 0 до L_4

Следовательно.

$$\sum L_4 = (K_1 - K_4)L_4 + aKdK = (K_1 - K_4)L_4 + [(aK_4)/(b+1)] \qquad (3.18)$$

Суммарная длина бурильных труб, поднимаемых на третьей скорости за время проводки скважины

$$\sum L_4 = S'_3 + S_3. \qquad (2.19)$$

где S'_3 – длина бурильных труб, поднимаемых на третьей скорости за время проводки скважины на глубину от L_3 до L_1,

S_3 – длина бурильных труб, поднимаемых на третьей скорости за время проводки скважины на глубину от L_4 до L_3.

Следовательно.

$$\sum L_4 = (K_1 - K_3)(L_3 - L_4) + (L - L_4)dK = (K_1 - K_3)(L_3 - L_4) + (aK - L4)dK =$$

$$(K_1 - K_3)(L_3 - L_4) + a((K_3 - K_4)/(в+1)) - (K_1 - K_4)L_4 \qquad (3.20)$$

Суммарная длина бурильных труб. поднимаемых на второй скорости за все время проводки скважины

$$\sum L_2 = S'_2 + S_2, \qquad (3.21)$$

S's – длина бурильных труб, поднимаемых на второй скорости за время проводки скважины на глубину от L_2 до L_1.

S_2 – длина бурильных труб, поднимаемых на второй скорости за время проводки скважины на глубину от L_3 до L_2.

$$\sum L_2 = (K_1 - K_2)(L_2 - L_3) + \int_{k3}^{k2} (L - L_3)dK = (K_1 - K_2)(L_2 - L_3) + \int_{k3}^{k2} (aK - L_3)dK =$$

$$= (K_1 - K_2)(L_2 - L_3) + a((K_2 - K_3)/(в+1)) - (K_2 - K_3)L_3 \qquad (3.22)$$

Суммарная длина бурильных труб, поднимаемых на первой скорости за все время проводки скважины

$$\sum L_1 = S_1,$$

где Si – длина бурильных труб, поднимаемых на первой скорости за время проводки скважины на глубину от L_2 до L_1

$$\sum L_1 = \int_{K2}^{K1} (L - L_2)dK = \int_{K2}^{K1} (aK - L_2)dK = a((K_1+K_2)/(в+1)) - (K_1 - K_2)L_2 \quad (3.23)$$

Тая как прн спуско-подъемных операциях инструмент разбирается свечами, то для определения времени, затрачиваемого на подъем инструмента на различных скоростях, необходимо определить количество свечей, поднимаемых кая за время бурения скважины, так и на каждой скорости в отдельности Имея суммарные длины поднимаемых труб, нетрудно определить суммарное количество свечей, поднимаемых на каждой скорости за время проводки скважины. Для этого определенные выше суммарные длины следует разделить на длину свечи Обозначив длину свечи через l_C, будем иметь суммарное количество свечей, поднимаемых за все время проводки скважины

:

$$Z_1 = L/1. \quad (3.24)$$

Суммарное количество свечей, поднимаемых на каждой скорости в отдельности за время проводки скважины:

– на первой скорости $Z_1 = L_1/lc$:,
– на второй скорости $Z_2 = L_2/lc$;
– на третьей скорости $Z_3 = Lз/lc$;
– на четвертой скорости $Z_4 = L4/lc$.

Для определения времени, затрачиваемого на подъем инструмента, следует знать время подъема одной свечи на каждой скорости, т. к. цикл подъема свечи состоит из трех периодов:

а) периода t_p разгона, в течение которого груз увеличивает скорость движения;

б) периода t_y установившейся скорости движения,

в) периода t_3 замедления движения до полной остановки груза, то время потребное для подъема свечи, будет

$$tn = tp + ty + t_3 . \quad (3.25)$$

Очевидно, величина t_n, при работе на различных скоростях будет различной.

Имея ввиду, что периоды разгона и замедления движения незначительны по сравнению с периодом установившегося движения, в особенности при работе на низших и средних скоростях, можно рекомендовать определять время подъема одной свечи на различных скоростях делением длины свечи на соответствующую скорость подъема, т.е

$$T_1^n = lc/V_1;\ t_2^n = lc/V_2;\ t_3^n = lc/V_3;\ t_4^n = lc/V_4. \quad (3.26)$$

Величины T_1^n, $T2^n$, T_3^n и $T4^n$ определяют собой продолжительность работы подъемного механизма, а следовательно, и подшипников на отдельных скоростях подъема и характеризует четыре режима работы.

Время подъема суммарного количества свечей на каждой скорости определим умножением времени подъема одной свечи на каждой скорости на суммарное количество поднимаемых на соответствующей скорости свечей и тогда будем иметь:

– для первой скорости $T_1^n = t_1^n Z_1$
– для второй скорости $T_2^n = t_2^n Z_2$,
– для третьей скорости $T_3^n = t_3^n Z_3$;
– для четвертой скорости $T_4^n = t_4^n Z_4$

Время подъема суммарного количества свечей за время проводки скважины выразится таким образом

$$T_c = T_1^n + T_2^n + T_3^n T_4^n = t_1^n Z_1 + t_2^n Z_2 + t_3^n Z_3 + t_4^n Z_4 . \quad (3.27)$$

В буровых установках, снабженных гидравлическим тормозом (в современных он обычно предусмотрен), можно с достаточной точностью считать, что слуск инструмента пронзводится со скоростью, равной четвертой скорости подъема. Тогда время t_c, затрачиваемое на спуск одной свечи, будет равно времени подъема одной свечи на четвертой скорости, т. е. $t_c = t4^n$.

Время, затрачиваемое на весь процесс спуска за все время проводки скважины, будет

$$T_c = T_1 + T_2 4 - T_3 + T_4 = t''_4 Z_1 + t''_4 Z_2 + t''_4 Z_3 + t''_4 Z_4 = t''_4 (Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4). \quad (3.28)$$

Величины T_1, T_2, T_3, T_4 определяют продолжительность работы подъемного механизма, а следовательно, и его подшипников на отдельных скоростях спуска и характеризуют вторые четыре режима работы.

Подъем порожнего элеватора совершается по трехпериодному циклу. Если установка не имеет экстра скорости, то подъем порожнего элеватора осуществляется на четвертой скорости и время его подъема будет равно $t''4$. Спуск порожнего элеватора обычно осуществляется по двухпериодному циклу (периоды установившегося движения отсутствуют). Можно без особого ущерба для точности считать время подъема и спуска порожнего элеватора одинаковым и равным

$$t_э'' = t_э = t_э = t_4'' \quad (3.29)$$

Если установка имеет экстраскорость, то время подъема и спуска порожнего элеватора можно определить делением длины свечи на электроскорость.

Время T_3, затрачиваемое на подъем и спуск порожнего элеватора за все время проводки скважины, выразится

$$T_3 = t_э 2Z. \quad (3.30)$$

Полное время работы подъемного механизма, а следовательно, и его подшипников за все время проводки скважины, выразится так:

$$T = T_п + T_c + T_э \quad (3.31)$$

Режимные коэффициенты, т. е. доля времени работы подъемного механизма и его подшипников на каждом режиме по отношению к общему времени работы, будут равны:

$$a_1 = T_1'' / T\ ;\ a_2 = T_2'' / T;\ a_3 = T_3'' / T \ldots\ldots\ a_8 = T_4 / T;\ a_9 = T_э / T$$

Если установка имеет иное число скоростей, чем в рассмотренном случае, то это обстоятельство должно учитываться без нарушения изложенной методики.

Режимные нагрузки. Определим теперь режимные нагрузки, за которые принимаем некоторую среднюю величину нагрузки, действующей на протяжении работы на данном режиме.

Пусть i – минимальное число свечей, которое можно поднять на данной скорости, будет i + n, где n – интервал глубины скважины в свечах, на котором происходит подъем на данной скорости. Величина i определяется делением глубины скважины в метрах, с которой нужно переходить к следующей (высшей) скорости подъема, на длину lc свечи. Величина n определяется разностью между максимальным и минимальным число свечей, поднимаемых на данной скорости.

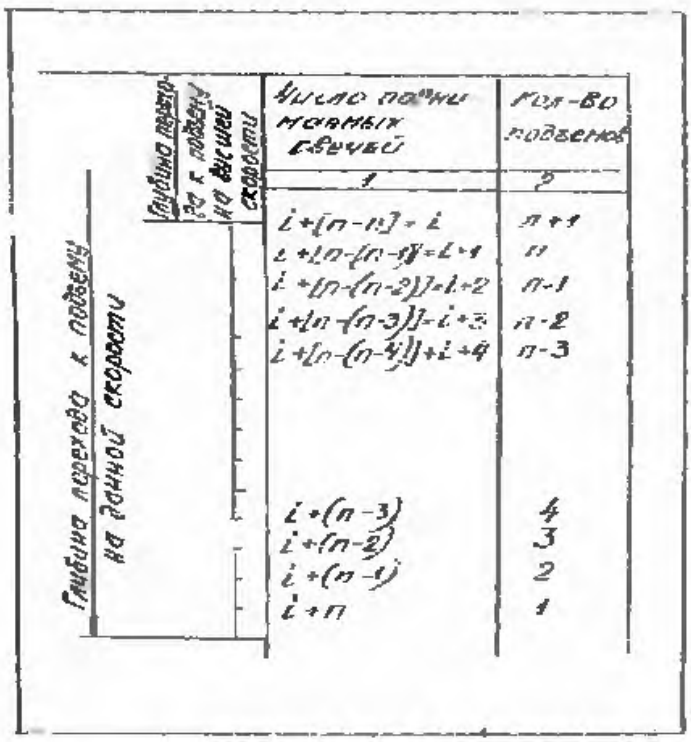


Рис. 26. Зависимость количества подъемов от числа поднимаемых свечей

За все время работы на данном режиме число i + n свечей будет поднято один раз, число [i + (n + l)] свечей – два раза и т.д., как показано на рис. 26. Тогда нагрузка, действующая на крюк за все время работы на данном режиме, выраженная в свечах, находим по формуле:

$$M_c = 1(i + n) + 2[i + (n - 1)] + 3[i + (n - 2)] + \ldots$$

$$+n(i + 1) + (n + 1)i = [(n + 1)(n + 2)(3i + n)]/6. \qquad (3.32)$$

Разделив эту нагрузку на количество подъемов на данном режиме получим следующую формулу

$$1 + 2 + 3 + ... + (n + 1) = [(n + 2)(n + 1)]/2, \quad (3.33)$$

среднюю нагрузку за все время работы на данном режиме в свечах

$$M = 2M_c / [(n + 2)(n + 1)] = i + (n/3). \quad (3.34)$$

Умножив полученное выражение на вес ql_c одной свечи и прибавив вес G_M «мертвого груза», получим среднюю нагрузку на все время работы на данном режиме в весовых единицах (режимную нагрузку)

$$Q_i = Mql_c + G_M \quad (3.35)$$

Режимные нагрузки при спускных работах можно принять равным и нагрузкам при подъемных работах. Режимная же нагрузка на крюке при подъеме и спуске порожнего элеватора равна весу G_M «мертвого» груза.

Таким образом, можем получить девять режимных нагрузок: Q_1, Q_2, Q_3 Q_4 – для подъемных операций; $Q_5 = Q_1$, $Q_6 = Q_2$, $Q_7 = Q_3$ b $Q_8 = Q_4$ – для спускных операций: $Q_9 = G_M$ – для операций с порожним элеватором.

Теперь, уже имея режимные коэффициенты и режимные нагрузки, определим эквивалентную нагрузку на крюке

$$Q_{экв} = \sqrt[3,33]{\alpha_1\beta_1Q_1 + \alpha_2\beta_2Q_2 \ .... \ \alpha_9\beta_9Q_9}, \quad (3.36)$$

Q_1, Q_2, Q_3 ..... – режимные нагрузки,
$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ ..... – режимные коэффициенты;

$\beta_1 = V_1 / V_y$, $\beta_2 = V_2 / V_y$ ... – отношение режимных скоростей к условным, за которые обычно принимают скорость при превалирующем режиме, с максимальным α. Тут имеется в виду скорость движения крюка.

Эквивалентную нагрузку на крюке приводим к тяговой ветви каната, согласно приведенной выше формуле

$$P_T = Q_{эк} [\beta^n (\beta - 1)] / (\beta^n - 1) \quad (3.37)$$

где $\beta = 1 / \eta_ш$ — коэффициент сопротивления канатного шкива.

$\eta_ш$ – КПД канатного шкива бурового полиспаста;

η – кратность бурового полиспаста

Наиболее загруженным в буровом полиспасте является первый канатный шкив кронблока по ходу от тяговой ветви, нагрузка на который

$$P_{max} = P_T + S_1, \tag{3.38}$$

где $S_1 = P_т/\beta$ – натяжение первой ветви каната бурового полиспаста.

Если каждый канатный шкив смонтирован на двух подшипниках качения, что обычно практикуется, эквивалентную нагрузку $P_{эк}$ для расчета подшипников можно принять равной половине нагрузки на наиболее нагруженный канатный шкив, т. е.

$$P_{эк} = P_{max}/2. \tag{3.39}$$

Если же канатный шкив смонтирован на одном подшипнике качения, что нередко применяется для буровых полиспастов большой грузоподъемности, следует принять

$$P_{эк} = P_{max}. \tag{3.40}$$

По эквивалентной нагрузке $P_{эк}$ определяем потребный коэффициент работоспособности С по известной формуле

$$C = P_{эк}(n_у h) \; K_к K_т K_б. \tag{3.41}$$

где $n_у$ – условное число оборотов подшипников, (мин.), которое определяем по условной скорости подъема крюка $V_у$ (м/с)

$$n_у = 60\eta \; V_у > /\pi D, \tag{3.42}$$

здесь $D = D_ш + d$ – диаметр канатного шкива по оси каната, м;

$D_ш$ – диаметр канатного шкива по дну желоба, м;

d – диаметр каната, м;

h – долговечность работы подшипника, ч;

$K_к$ – коэффициент, учитывающий зависимость долговечности от того, вращается ли внутреннее или наружное кольцо подшипника В нашем случае вращается наружное кольцо подшипника;

$K_т$ – коэффициент, учитывающий влияние на долговечность температурного режима работы подшипника;

$K_б$ – коэффициент, учитывающий влияние на долговечность характера нагрузки и условий работы

По коэффициенту работоспособности С выбираем подшипник Окончательный выбор подшипника должен быть увязан с размерами осей кронблока и талевого блока после их расчета.

3.5. Ось кронблока

Оси кронблоков изготавливаются обычно из сталей марок 4ХН, 40Х с пределом текучести σ> 600 – 650 мПа

Ось канатного шкива кронблока, представляет собой балку с равномерно распределенной нагрузкой, свободно лежащую на двух опорах (рис. 27)

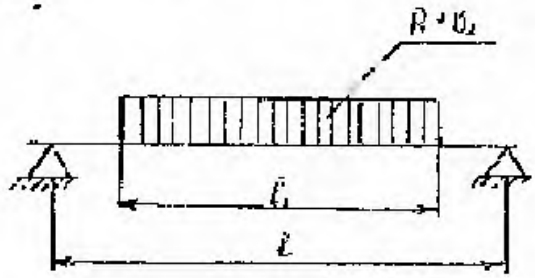


Рис. 27. Схема для расчета изгибающего момента в опасном сечении

Обозначим:

l – расстояние между опорами,

li – длина участка, по которому нагрузка распределена равномерно (в рассматриваемом случае длина ступицы канатного шкива);

$P_т + S_1$ – усилие, действующее на максимально нагруженную ось–сумма натяжений тяговой и первой ветви каната;

d – диаметр оси в середине пролета

Изгибающий момент в опасном сечении определяется следующей формулой:

$$M =[(P_т + S_1,)l/4]-[(P_т + S_1)l_1/8]=[(P_т + S_1)/4]\ [l-(l_1/2)], \quad (3.43)$$

Расчетная формула для определения потребного диаметра примет вид

$$[(P_т + S_1)/4][l-(l_1/2)]=0,1d\ [\sigma]\ . \quad (3.44)$$

Диаметры оси в середине пролета и в цапфе должны быть увязаны с размерами подшипника.

Следует иметь в виду, что как оси, так и подшипники для всего кронблока в целях унификации должны быть одинаковыми.

Ось кронблока, работает как балка, свободно лежащая на двух опорах, с нагрузкой, равной нагрузке, действующей на кронблок:

$$Q_k = P_T + S_1 + S_2 + S_3 + \ldots + S_n + S_m \qquad (3.45)$$

Нагрузку эту можно без ущерба для точности считать равномерно распределенной по всему пролету (рис. 28).

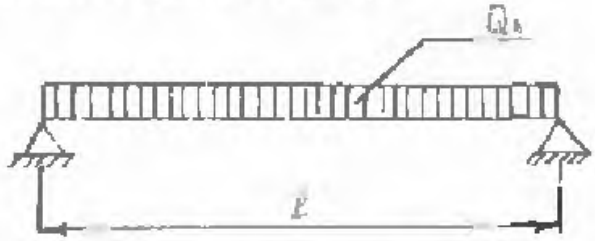


Рис. 28. Эпюра распределения нагрузки по длине балки, лежащей на двух опорах

Расчетная формула будет иметь вид

$$Q_k l/8 = 0{,}1 d[\sigma] \qquad (3.46)$$

Ось кронблока, также работает по схеме, (рис. 28). Рассчитывать следует наиболее нагруженную ось, на которую действуют натяжения, приходящиеся на канатные шкивы, смонтированные на рассчитываемой оси.

Ось кронблока работает, как двухпролетная неразрезная балка. Действующую нагрузку можно считать, без особого ущерба для точности, распределенной равномерно по пролетам.

$$Q_K = P_T + S_1 + S_2 + S_3 + \ldots + S_n + S_m \qquad (3.47)$$

Для расчета этой балки за лишнюю неизвестную примем реакцию С промежуточной опоры 1 и определим ее методом сравнения деформаций прогиб балки АВ, пролетом 2l в точке 1, от действия равномерно распределенной нагрузки Qк, равен прогибу той же балки в той же точке от действия сосредоточенной нагрузки С. Прогиб в указанной точке от нагрузки Qк будет определятся по формуле.

$$fQ_k = 5Q_K(2l)^3/384EJ = 5Q_k\ l^3/48EJ. \quad (3.48)$$

То же от нагрузки С

$$f_c = C(2l)^3/48EJ = C_l/6EJ \quad (3.49)$$

Приравняв полученные прогибы, получим

$$C = 5Q_k/8. \quad (3.50)$$

Определим теперь опорные реакции

$$\sum M_B = 0;\ A2l + Cl - Q_k l = 0;\ A = 3Q_k/16;$$

$$\sum M_A = 0;\ -B2l - Cl + Q_k l = 0;\ B = 3Q_k/16. \quad (3.51)$$

Строим эпюру перерезывающих сил (рис. 29).

Определим изгибающие моменты для характерных сечений балки В начале определим $l_a = l_в$ из подобия треугольников

$$3Q_K/16 : 5Q_K/16 = l_a/(l-l_a);\ l_a = l_в = 3l/8. \quad (3.52)$$

Теперь будем иметь

$$M_0 = 0;\ M_{la} = Al_a - (Q_K l_a/4l) = 9Q_K l/256,$$

$$M_l = Al - Q_k l/4 = -Q_k l/16,$$

$$M_в = M_a\ 9Q_k l/256$$

$$M_в = 0. \quad (2.53)$$

Эпюра изгибающих моментов показана на рис. 29. Расчетная формула для определения диаметра оси кронблока будет иметь обычный вид

$$/M/ = 0,1\ d^3[\sigma]. \quad (3.54)$$

По этой формуле можно рассчитывать любое сечение оси кронблока. Для этого необходимо только установить абсолютное значение величины изгибающего момента для рассчитываемого сечения либо из эпюры изгибающих моментов, либо вычислением. Об учете влияния ослабления оси кронблока отверстиями для передачи смазки будет

сказано позже.

Оси кронблока, работают по схеме, показанной на рис. 29. Наиболее нагруженной является ось средней секции, на которой смонтированы три канатных шкива. Ее и следует рассчитать, а оси всех секций нужно выполнить одинакового диаметра.

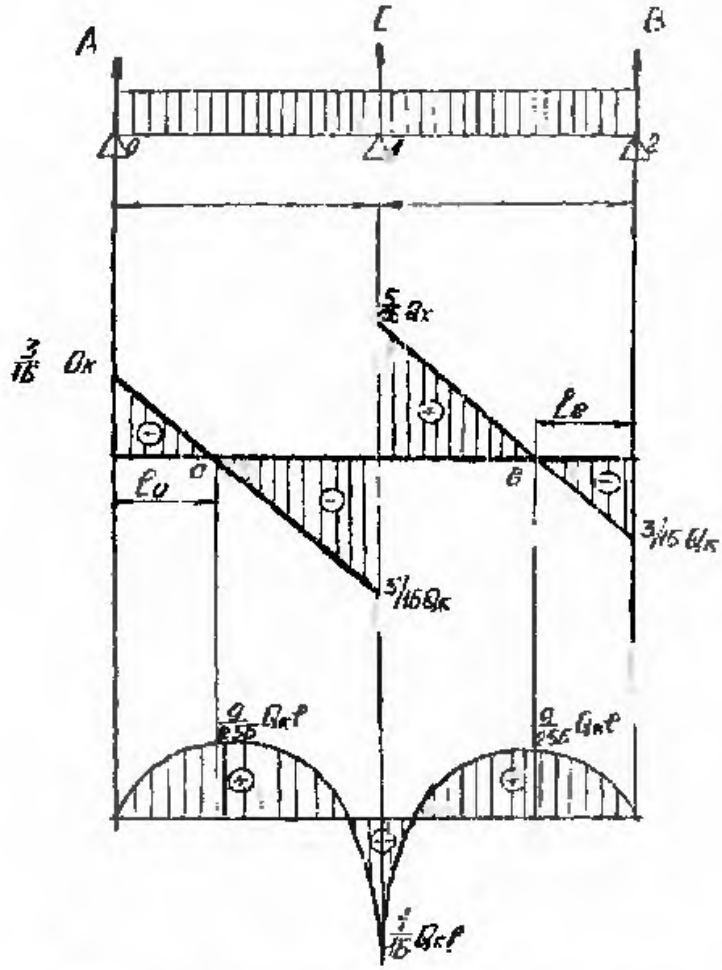


Рис. 29. Эпюра перерезывающих сил и изгибающих моментов (двух пролетная балка)

Ось кронблока, работает как трехпролетная неразрезная балка. Действующую нагрузку можно считать распределенной равномерно по пролетам (рис. 30), причем на первый пролет действует нагрузка Q_1 от суммы натяжений, приходящихся на первые два канатных шкива, на второй пролет действует нагрузка от суммы Q_2 натяжений, приходящихся на последующие два канатных шкива, т.е.

$$Q_1=P_T+S_1+S_2+S_3;$$

$$Q_2=S_4+S_5+S_6+S_7+S_8;$$

$$Q_3 = S_{10}+S_{11}+S_{12}+S_{13}, (S_M+S_{12}) \qquad (3.55)$$

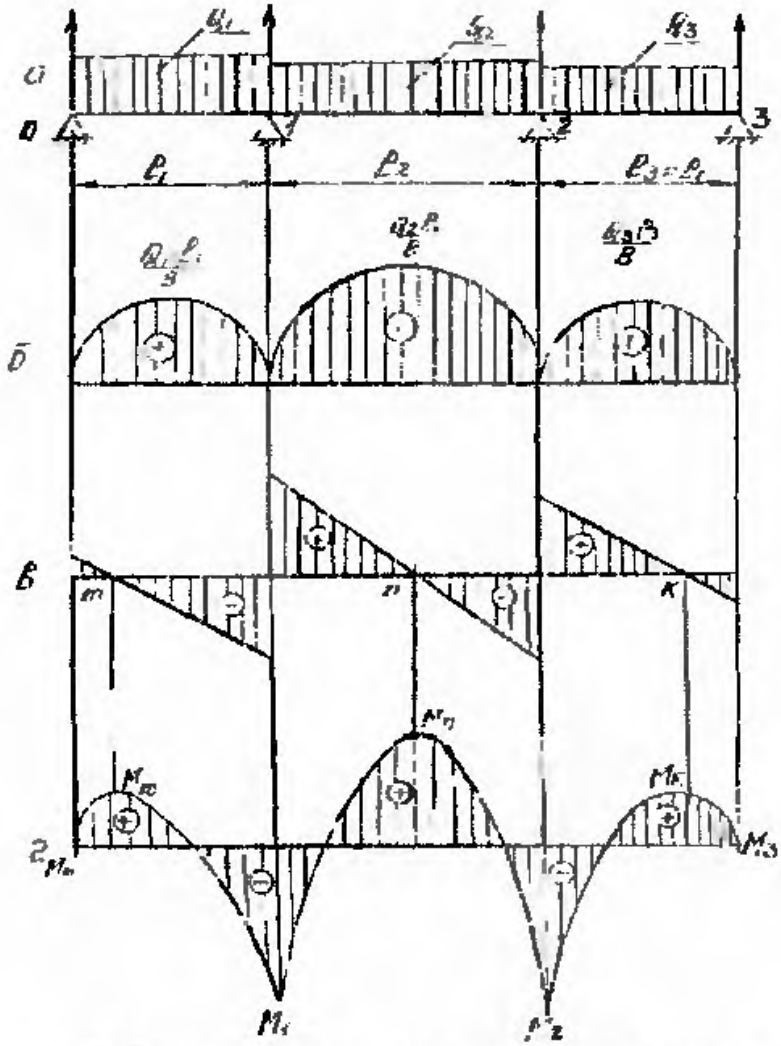


Рис. 30 Эпюра перерезывающих сил и изгибающих моментов (трехпролетная балка)

Балка на рис. 30, *а* дважды статически неопределима. За лишние неизвестные примем опорные моменты M_1 и M_2 и примем уравнение трех моментов.

Перенумеруем опоры от левой руки к правой. Уравнение трех моментов напишем два раза: для опоры 1 и для опоры 2.

Нам понадобятся площади эпюры изгибающих моментов от внешней нагрузки для осиовной системы. Эти эпюры построены на рнсунке

Уравнение трех моментов имеет вид

$$M_{n-1}l_n + 2M_n(l_n + l_{n+1}) + M_{n+1}l_{n+1} = -6[(F_n a_n/l_n) + (F_{n+1}b_{n+1}/n + 1)], \quad (3.56)$$

здесь M_{n-1}, M_n, M_{n+1} – опорные моменты соответственно индексу;

l_n, l_{n+1} – длина пролета согласио индексу;

F_n; F_{n+1} – площадь эпюры изгибающих моментов от анешних нагрузок для пролета согласио индексу;

A_n – расстояние от центра тяжестн Fn, до левой опоры;

B_{n+1} – расстояние от центра тяжести F_{n+1} до правой опоры.

Напишем уравнение трех моментов для опоры 1. Полагаем n = 1. тогда

$$M_{n-1} = M_0 = 0;\ F_n = F_1 = 2/3I_1(Q_1I_1/12) = (Q_1I_1/12);$$

$$a_n = a_1 = I_1/2;\ I_n = I_1,\ F_{n+1} = F_2 = 2/3I_2(Q_2I_2/8) = (Q_2I_2/12).$$

$$B_{n+1} = B_2I_2/2;\ I_{n+1} = I_2;\ M_n = M_1;\ M_{n+1} = M_2;$$

$$2M_1(I_1 + I_2) + M_2I_2 = -3F_1 - 2F_2. \quad (3.57)$$

Напишем уравнение трех моментов для опоры 2. Полагаем n = 2

$$M_{n-1} = M_1;\ M_n = M_2;\ M_{n+1} = M_3 = 0;\ l_n = l_2;\ l_{n+1} = l_3;$$

$$F_n = F_2 = (Q_2I_2/2);\ a_n = a_2(I2/2);\ F_{n+1} = F_3 = (Q_3I_3/12);\ B_{n+1} = B_3 = I_3/2;$$

$$M_1I_2 + 2M_2(l_2 + l_3) = -3F_2 - 3F_3 \quad (3.58)$$

Решив совместно уравнения получим величины неизвестных опорных моментов M_1 и M_2.

Далее определяем опорные реакции по формулам

$$R_0 = Q_1/2 + M_1/I_1$$

$$R_1 = (Q_1 + Q_2)/2 - M_1/I_1 - (M_1 - M_2)/I_2 \quad (3.59)$$

$$R_2=(Q_2+Q_3)/2-(M_1-M_2)/l_2-M_2/l_3$$

$$R_3=Q_3/2+M_3/l_3$$

Имея опорные реакции, нетрудно построить эпюру перерезывающих сил, которая будет примерно выглядеть, как показано на рис. 30, *в*. Далее определяем изгибающие моменты для всех характерных точек (О, m, I, n, 2, К, 3) и строим эпюру изгибающих моментов (рис. 30, *г*).

Расчетная формула для определения диаметра оси кронблока будет иметь вид

$$/M/ = 0{,}1\ d\ [\sigma]. \qquad (3.60)$$

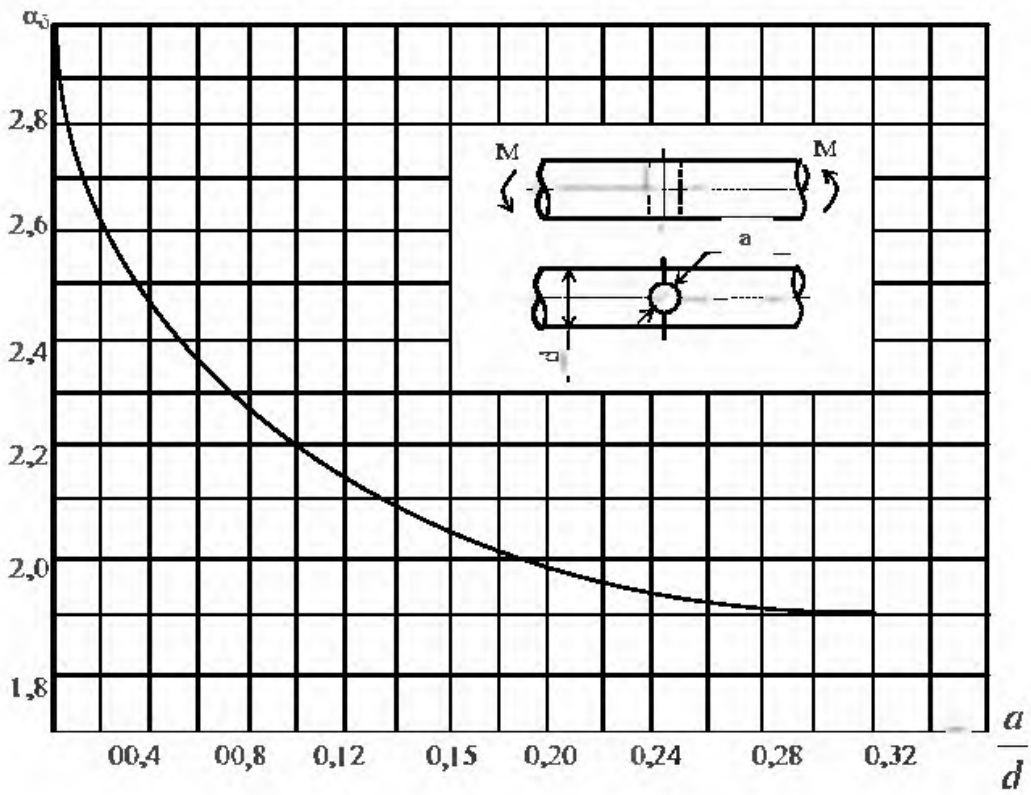


Рис. 31. График расчета оси кронблока

Обычно смазка к подшипникам кронблока подводится через центральные и радиальные каналы. Радиальные отверстия имеют диаметр 10–12 мм и зачастую расположены в плоскости изгиба. Поэтому при расчете оси кронблока необходимо учесть концентрацию напряжений. Наибольшие напряжения возникают у краев отверстия в точках, лежащих на концах диаметра, перпендикулярного оси стержня

и равны

$$\sigma_{max} = \alpha_\delta \sigma_в, \qquad (3.60)$$

где α_δ – коэффициент концентрации, который может быть выбран в зависимости от отношения a/d по кривой, приведенной на рис. 31.

a – диаметр отверстия,

d – диаметр оси кронблока.

Окончательный диаметр оси, как сказано выше, должен быть увязан с диаметром подшипника.

3.6. Рама кронблока

Материалом, для изготовления рамы кронблока и ее деталей служит обычно сталь марки Ст.3 с пределом текучести от > 23 мПа.

Рама кронблока, выполненного по рис. 32, *в*, состоит из четырех основных поперечных двутавровых балок, связанных по концам. Наиболее нагруженными из них являются средние, на каждую из которых опираются цапфы трех осей. Следует рассчитывать ту из средних балок, которая находится в наиболее неблагоприятных условиях. Схема нагрузок показана на рис. 32.

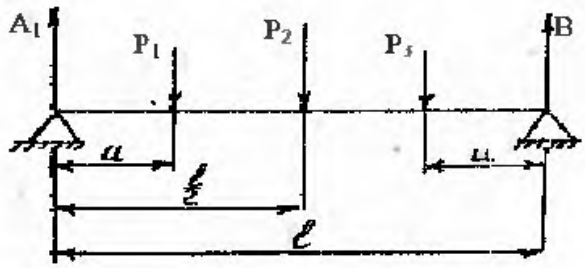


Рис. 32. Расчетная схема рамы кронблока

Нагрузки P_1 и P_2 и P_3 определяют по схеме оснастки, ориентируясь на рис. 32, *а*. Основным сечением балки будет среднее. Опорными реакциями будут следующие:

$$A = P_2/2 + (F_1(l-a)/l) + P_3/l,$$

$$B = P_2/2 + P_1 a/l + (F_3(l-a)/l); \qquad (3.61)$$

Изгибающий момент для среднего (опасного) сечения выразится

$$M = Al/2 - P_1(l/2-a) \qquad (3.62)$$

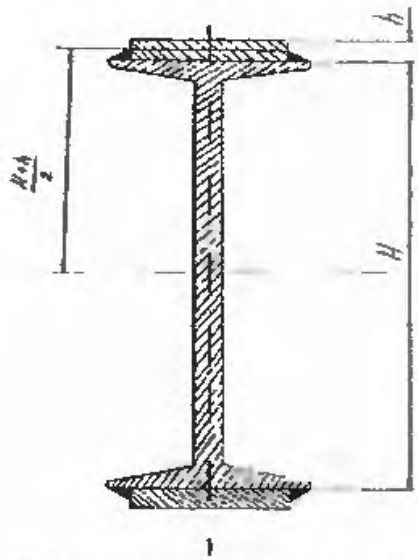


Рис. 33. Схема усиления полок двухтавровой балки

Потребный момент сопротивления определяется формулой

$$W = M/|\sigma| \qquad (3.63)$$

По этому моменту сопротивления выбирается соответствующий номер профиля.

Часто приходится принимать балку с усилением ее полок, как показано на рис. 33.

Тогда момент сопротивления сложного сечения должен быть определен следующим образом:

$$W = J_y/((H + 2h)/2) . \qquad (3.64)$$

Момент инерции сечения балки относительно оси Y.

Остальные обозначения даны на рис. 35

Рама кронблока, состоит из двух поперечных двутавровых балок, связанных по концам. На эти балки опирается ось кронблока своими концами. Следовательно, действующие на балки нагрузки будут равны, соответственно опорным реакциям оси. Пусть максимальная реакция оси кроноблока А. Тогда расчетная схема рамной балки будет такой, как на рис. 34.



Рис. 34. Расчетная схема рамной балки

Максимальный изгибающий момент для среднего сечения

$$M = AL/4. \quad (3.65)$$

Расчетная формула запишется в виде

$$M = W[\sigma]. \quad (3.66)$$

По этой формуле можно определить потребный момент сопротивления W и по нему подобрать номер профиля. Если будет необходимость в усилении полок балки, можно руководствоваться приведенными выше указаниями.

Рама кронблока, состоит из трех поперечных двутавровых балок, связанных по концам. Наиболее нагруженной является средняя балка, на которую передается нагрузка от двух осей. Действующая нагрузка определяется в процессе расчета оси кронблока.

Рама кронблока, также состоит из четырех поперечных двутавровых балок, связанных по концам. Обычно крайние балки двутавровые, средние же сварной конструкции. На крайние балки действуют нагрузки, равные опорным реакциям осей крайних секций кронблока. На средние балки действуют нагрузки, равные опорным реакциям осей крайних и средних секций кронблока. Опасное сечение средних балок имеет сложную форму, показанную на рис. 35.

Момент сопротивления опасного сечения следует определять по приведенной ниже методике.

Задаемся формой и размерами рассчитываемого сечения. Разбиваем сложное сечение на простые, в нашем случае на четыре прямоугольника (1, 2, 3 и 4) с размерами, показанными на рис. 35. Определим их площади F_1, F_2, F_3 и F_4 и положение центра тяжести всего сечения. Для этого проводим ось x перпендикулярно оси симметрии сечения балки, совпадающей с нижней стороной сечения. Определяем статический момент площади всего сечения относительно оси x как сумму статических моментов площадей составляющих прямоугольников относительно той же оси x.

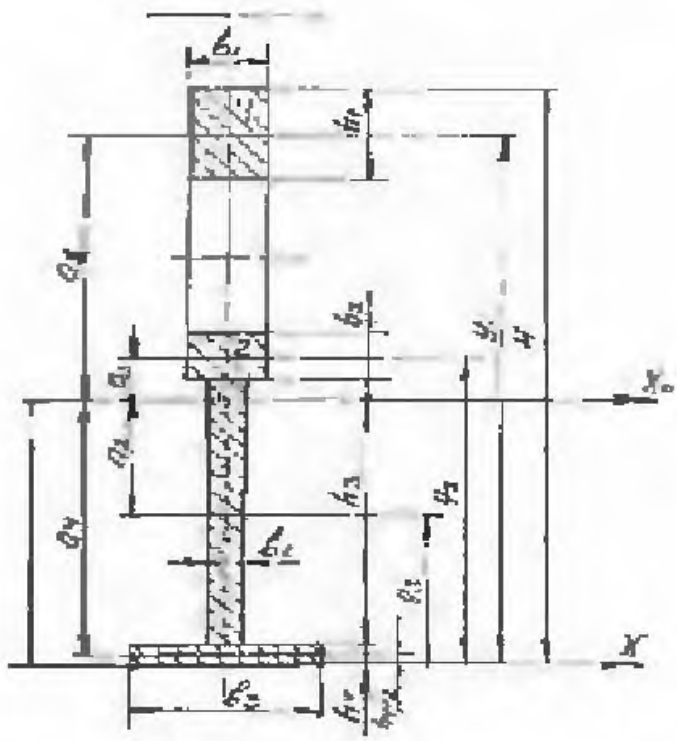


Рис. 35 Схема разделения сложного расчетного сечения на четыре прямоугольника

Делением Sx на площадь всего сечения определяем координату центра тяжести площади всего сечения относительно оси x

$$Y_c = S_x/(F_1 + F_2 + F_3 + F_4). \qquad (3.67)$$

Через центр тяжести C площади всего сечения проводим главную центральную ось x. Далее определяем момент инерции площади всего сечения относительно главной центральной оси, как сумму моментов инерции площадей составляющих прямоугольников относительно оси x

$$J_{xo} = b_1h_1/12 + b_1h_1a_1 + b_1h_2/12 + b_1h_2a_2 +$$

$$+b_1h_3/12 + b_1h_3a_3 + b_3h_4/12 + b_3h_4a_4 \qquad (3.68)$$

Делением момента инерции J – на расстояние от оси x. до крайних точек сечения определяем два моментя сопротивления – для растянутых волокон W_1 и для сжатых волокон W_2

$$W_1 = J_{xo}/Y_c; \; W_2 = J_{xo}/(H - Y_c). \qquad (3.69)$$

Теперь уже нетрудно определить максимальные напряжения растяжения и сжатия в опасном сечении рассчитываемой балки

$$\sigma_р = M_и/W_1;\ \ \sigma_{сж} = M_и/W_{21}. \qquad (3.70)$$

По этим напряжениям и будем судить о пригодности выбранного сечения. В случае необходимости нужно менять форму и размеры рассчитываемого сечения и расчет повторить.

Рама кронблока, также состоит из четырех поперечных балок, связанных по концам (см. чертеж кронблока КБН7-300). Крайние поперечные балки связаны с продольными и несут нагрузки, равные крайним опорным реакциям трехпролетной оси кронблока. Средние поперечные балки установлены на продольных и несут нагрузки, равные средним опорным реакциям трехпролетной оси кронблока. Нагрузки на все балки выявляются в процессе расчета оси кронблока. Средние поперечные балки имеют сечения, указанные на рис. 36.

Методика их расчета аналогична приведенной выше методике.

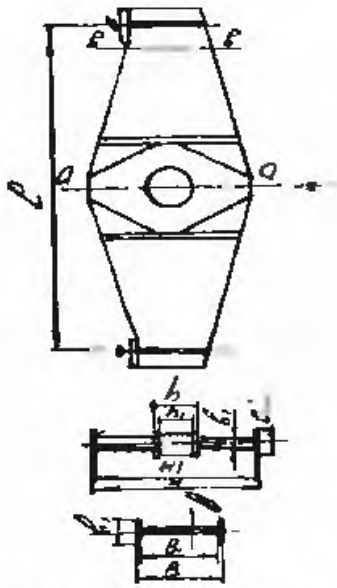


Рис. 36. Схемы средних поперечных баяов

4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТАЛЕВОЙ СИСТЕМЫ

4.1. Расчет основных деталей талевого блока

Талевые блоки выполняются по схемам, приведенным на рис. 37 Многоосный талевый блок (рис 37, *а*) с расположением канатных шкивов в разбежку. Каждый канатный шкив сидит неподвижно на самостоятельной оси, которая может вращаться на двух подшипниках, смонтированных в соседних щеках талевого блока. Все щеки являются несущими, число их на единицу больше числа канатных шкивов Жесткость системы обеспечивается двумя пальцами — верхним и нижним, которые связывают все щеки, разобщенные друг от друга дистанционными втулками. К нижнему пальцу подвешена кованая серьга, на которую в свою очередь подвешивается крюк. На верхнем пальце предусмотрена малая серьга, предназначенная для перемещения, подтаскивания, подъема и т.п

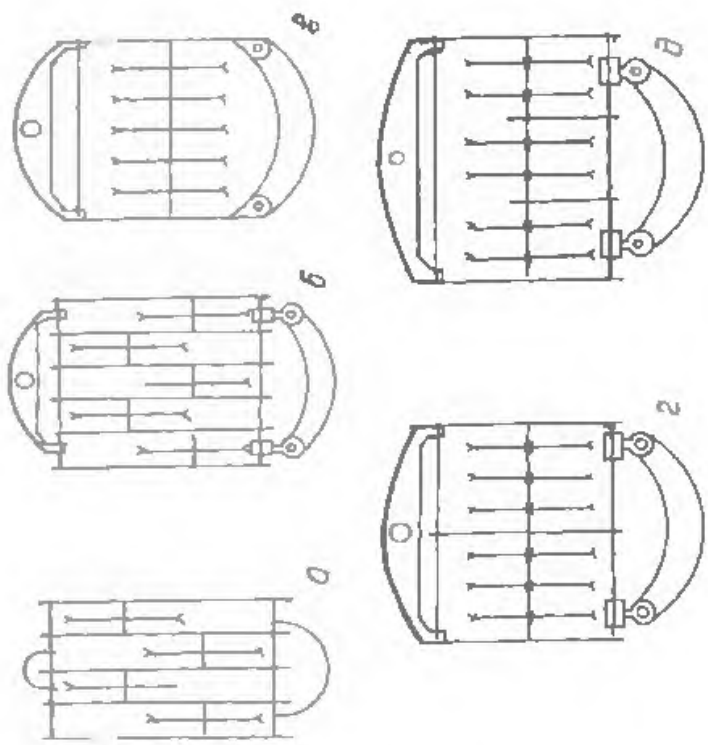


Рис. 37. Основные схемы талевых систем

Многоосный талевый блок, рис. 37, *б* конструкция которого одвотипна с предыдущей. Основная разница заключается в конструкциях серег. Верхняя, вспомогательная серьга выполнена сварной конструкции

В ней предусмотрены масляный бачок и капельница для смазки каната. Нижняя серьга для подвешивания крюка выполнена разборной конструкции: она состоит из двух боковин, шарнирно посаженных на нижний палец и шарнирно подсоединенного к ним моста.

Талевый блок одноосный рис 37, *в* канатные шкивы свободны на подшипниках качения, сидят на оси, которая своими концами смонтирована в двух щеках Выше канатных шкивов щеки связаны с траверсой, которая заменяет собой вспомогательную серьгу и несет в своей конструкции маслянный бачок и капельница для смазки каната Щеки в верхней своей части имеют прилитые ушки, к которым шарнирно присоединяется мост для подвешивания крюка.

Талевый блок одноосный рис. 37, *г* три щеки двумя пальцами — верхним и нижним, связаны в одну жесткую раму Канатные шкивы свободно на подшипниках качения собраны на одной оси, неподвижно смонтированной в щеках В верхней части талевого блока предусмотрена траверса свариой конструкции, которая служит вспомогательной серьгой и снабжена масляным бачком с капельницей для смазки каната К нижнему пальцу шарнирио подвешена разборная серьга. состоящая из двух боковин с шарнирно присоединенным мостом.

Талевый блок одноосный рис. 37, *д* на одной оси на подшипниках качения собрано шесть канатных шкивов Две боковые щеки, осью неподвижно вмонтированной в них, верхней сварной траверсой и нижним пальцем, связаны двумя дополнительными щеками, делящими канатные шкивы на три секции, по две в каждой К нижнему пальцу подвешена шарнирно разборная трехзвенная серьга, конструкция которой аналогична показанной на рис. 37, *г*.

Рассмотрим расчет осиовных элементов талевого блока.

Подшипники рассмотрению не подлежат, т. к. они принимаются одннаковыми для всей талевой системы, а методика их расчета показана при рассмотрении кронблока

4.2. Оси тнлевых блоков

Материаяом для изготовления осей талевых блоков служат стали 38ХГН и 40ХН с пределом текучести δ т> $600*10^6$ Па.

Ось канатиого шкива талевого блока, выполненного по схеме. показанной на рис. 37, *а* и *б* представляет собой балку, свободно ле-

жащую на двух опорах с равномерно распределенной нагрузкой, с той лишь разницей, что здесь нагрузка равна $S_1 + S_2$, а расстояния l1 и l2 соответствуют рассматриваемой конструкции, методика расчета та же.

Ось талевого блока, выполненного по рис. 37, *в* работает как балка, свободно лежащая на двух опорах, с нагрузкой, равной нагрузке, действующей на талевый блок, т. е. расчетной нагрузке Q на крюке. Здесь так же, как и выше, без ущерба для точности можно нагрузку считать равномерно распределенной по всему пролету. Расчетная формула будет иметь тот же вид.

Ось талевого блока, выполненного по рис. 37, *г* работает, как двух-пролетная нарезная балка. Действующую нагрузку можно считать равной Q, распределенной по пролетам.

Ось талевого блока, выполненного на рис. 37, *д* можно рассмотреть как трехпролетную нарезную балку при действующей нагрузке Q, неравномерно распределенной по всем пролетам. Длину пролетов следует принимать одинаковой.

При всех этих расчетах можно действующую на рассчитываемые оси нагрузку определять уточненно, исходя из натяжения отдельных ветвей каната. Однако следует иметь в виду, что уточнение величин и распределение действующих нагрузок, кроме усложнения вычислительной работы не даст заметной ратвицы в результатах решения. Поэтому приведенные указания к расчету осей можно считать вполне достаточными.

4.3. Пальцы талевых блоков

Рассмотрим пальцы талевого блока, выполненного по рис. 37, *в*. Обозначим нагрузку, действующую на крюк, а стало быть, и на талевый блок через Q = 2P. Расстояние между средними плоскостями соседних щек обозначим через 2a. Действующие на талевый блок нагрузки можно представить, как показано на рис. 38.

Рассматривая схему на рис. 38, видим, что нагрузка 2P передается через серьгу на нижний палец и приложение к нему в точках посадки проушин серьги. Величина действующей нагрузки в каждой точке равна P, т. к. нижний палец смонтирован в щеках, то последние будут воспринимать нагрузку и передавать блокам. Блоки, в свою очередь, будучи связаны осиасткой с кронблоком, будут передавать нагрузку через ветви полиспаста кронблоку и дальше. Щеки, помимо нижнего пальца, связаны еще с верхним пальцем.

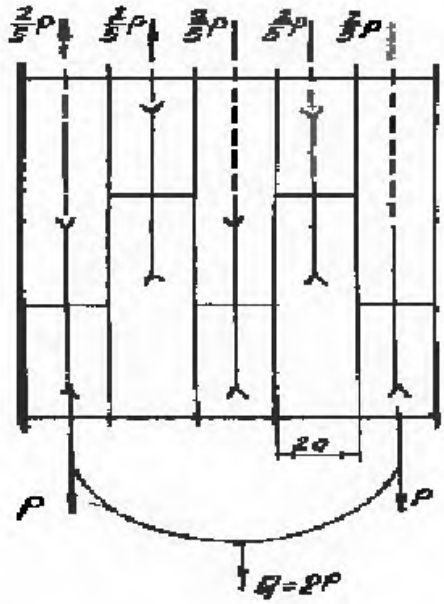


Рис. 38. Распределение нагрузок действующие на талевый блок

Благодаря упругости пальцев, они будут работать совместно, распределяя как-то действующую нагрузку 2Р между собой.

В целях упрощения расчета и получения (без существенного искажения результатов) приемлемых для практического применения окончательных формул примем следующие допущения

1) нагрузка распределяется между канатными шкивами поровну, т. е. пренебрегаем вредными сопротивлениями в канатных шкивах,

2) щеки недеформируемы, т.е считаем их абсолютно жесткими.

Рассмотрим расчет пальцев в первом приближении, заменяя действие средних щек двумя симметрично расположенными относительно средней плоскости талевого блока, силами распределенными как-то между верхним и нижним пальцами.

Будем иметь схему (рис. 39) В и С – полудействие всех средних щек на нижний и верхний пальцы соответственно.

Данное предположение равносильно замене всех средних щек двумя недеформируемыми щеками, соединяющими точки приложения сил В и С

Условие равновесия снл, действующих на талевый блок, приводится к одному уравнению:

$$4/5P - B - C = 0. \qquad (4.1)$$

Так как это уравнение содержит две неизвестные величины – В и С,

то задача определения усилий, действующих на пальцы, является однажды статически неопределимой. Для определения величин В и С необходимо составить ещё одно уравнение из условия совместности деформаций. Условием совместности деформаций в данном случае будет равенство прогибов верхнего и нижнего пальцев в точках приложения сил С и В, т. е.

$$Y_C = Y_B, \qquad (4.2)$$

где $У_с$ – прогиб верхнего пальца в точке приложения силы С;
$У_в$ – прогиб нижнего пальца в точке приложения силы В.

Решение системы уравнений приведет к зависимостям для определения С и В

Рассматривая каждый палец в отдельности, составим выражения для прогибов $У_с$ и $У_в$, применив метод фиктивных нагрузок.

Рассмотрим верхний палец. На рисунке показана схема действия сил. Определим для характерных сечений изгибающие моменты и построим эпюру, показанную на рис. 39, *в*

$$M^B_0 = 0, \quad M^B_2 = M^B_3 = -3C_в. \qquad (4.3)$$

Примем площадь эпюры изгибающих моментов за фиктивную нагрузку и рассмотрим верхний палец под этой нагрузкой. Опорные реакции от фиктивной нагрузки ввиду симметрии будут равны между собой и выразятся полуплощадью эпюры изгибающих моментов, т. е.

$$A^B_ф = B^B_ф = F^B_ф /2, \qquad (4.4)$$

где $A^B_ф$ и $B^B_ф$ – реакции упор от фиктивной загрузки для верхнего пальца,
$F^B_ф$ – площадь эпюры изгибающих моментоя для верхнего пальца, т. е. активная нагрузка

$$F^B_ф = (10a + 4aC3a)/2 = 21Ca^2 \qquad (4.5)$$

$$A^B_ф = 21Ca^2 = 10.5Ca^2 \qquad (4.6)$$

Изгибающий момент от фиктивной нагрузки для сечения 2, т. е для точки приложения силы С, выразится таким образом:

$$M^B_Ф = A^B_ф\ 3a - 0.5\ 3aC3a\ 1/3a\ 3a = 10.5Ca^2 3a - 4.5Ca^3 = 27Ca^2. \qquad (4.7)$$

Так как прогиб балки в данном сечении равен изгибающему моменту в том же сечении балки от фиктивной нагрузки, деленному на жесткость балки

$$Y_c = M2ф/E_B J_D = 27Ca^3/E_B J_D, \qquad (4.8)$$

где $J_д$ – момент инерции сечения верхнего пальца, см^4,.

$E_в$ – модуль продольной упругости материала верхнего пальца, кг/см.

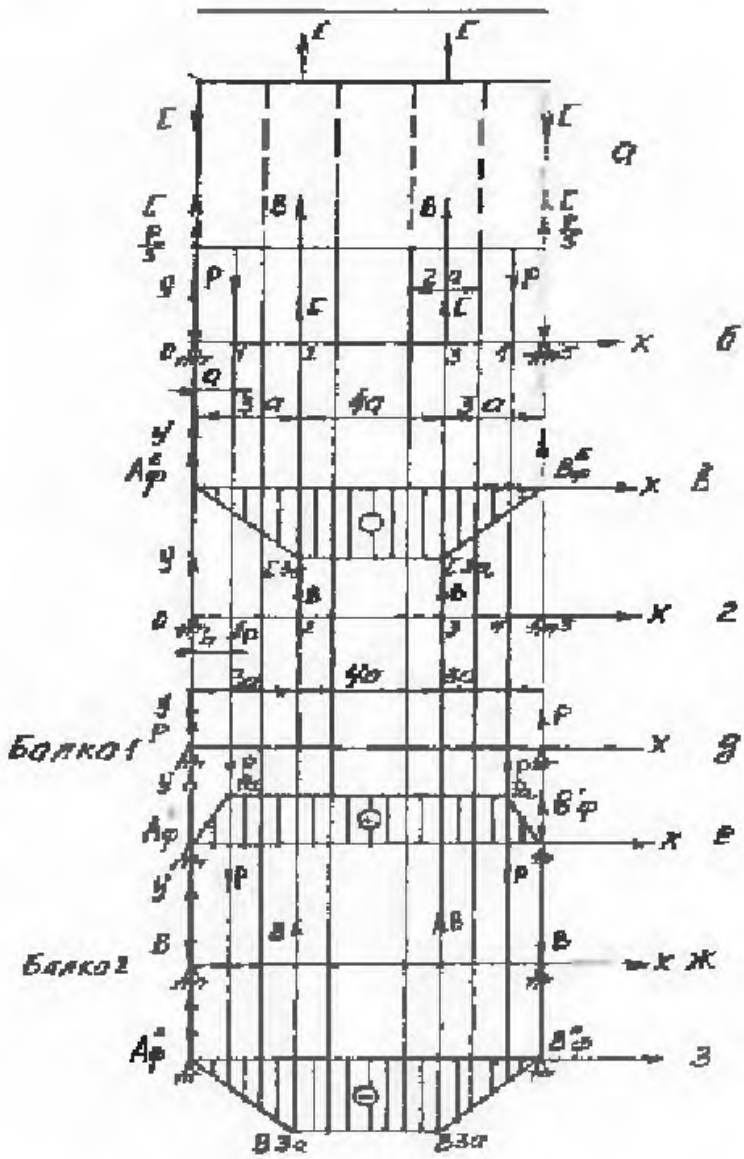


Рис. 39. Схема действия сил и эпюры изгибающих моментов

Рассмотрим нижний палец. На рис. 40, *г* показана схема действия сил. Для удобства решения разобьем нашу балку на две: 1) под действием Р (рис 40, *д*, 2) под действием снл В. Применим закон, независимости действия снл.

Балка 1 (рис. 40, *д*). Определим изгибающие моменты для характерных сечений и построим эпюру изгибающих моментоя, показанную на рис. 40, *е*

$$M_0 = 0,\ M = M_3 = M_4 = Pa \quad M = 0$$

Примем площадь эпюры изгибающих моментов за фиктивную нагрузку и рассмотрим нижний палец под этой нагрузкой. Опорные реакции ввиду симметрии будут равны между собой и выразятся полуплощадью эпюры изгибающих моментов, т. е

$$A'_\phi = B'_\phi = F'_\phi/2\ ,$$

где A'_ϕ и B'_ϕ – реакция опор от фиктивной нагрузки для балки 1 ;

F'_ϕ – площадь эпюры изгибающих моментов для балки 1, т. е фиктивная нагрузка

$$F'_\phi = (10a + 8aPa)/2 = 9Pa^2,$$

$$A'_\phi = B'_\phi = 9Pa^2/2 = 4.5Pa^2.$$

Изгибающий момент от фиктивной нагрузки для сечения 2 балки 1, т. е. для точки приложения снлы В. выразится так:

$$M_{2\phi} = -A_{2\Phi}\,3a + a/2\ \ Pa(a/3 + 2a) + 2a\ \ Pa =$$

$$= -4{,}5pa^2\,3a + (19Pa^3)/6 = 31/3Pa \qquad (4.9)$$

Балка 2 (рис. 40, *ж*). Аналогично предыдущему расчету будем иметь изгибающие моменты и эпюру, показанные на рис. 40, *з*. В полной аналогии с предыдущим расчетом получим изгибающий момент от фиктивной нагрузки для сечения 2 балки 2, т.е. для точки приложения силы

$$M_{2\Phi} = 27Ba^3.$$

Фиктивный изгибающий момент для сечения 2, нижнего пальца, схема действия снл которых показаны на рис. 40, *г*

Представив полученные значения, $У_c$ и $У_c$ в уравнение и решив его,

приняв предварительно $E_Н = E_В = E$, т. к. обычно оба пальца изготовляются из одинакового материала, получим

$$C = 169P / (405l + J_Н/J_В);$$

$$B = (4/5 - 169)\, JP / (405l + J_Н / J_В);$$

$$B = (155 + J_Н / J_В)\, P / 405. \qquad (4.10)$$

Рассмотрев пальцы талевого блока, выполненного по рисунку, придерживаясь приведенной методики, положив в осиову те же допущения, можно для первого приближения прийти к зависимостям

$$C = 159/512\, P / l + J_Н/J_h;$$

$$B = (255 + J_Н / J_В)\, P / 512.$$

Рассмотрим расчет пальцев без замены действия средних щек иными снлами, а имея в виду, что нагрузка, передаяаемая каждой средней щекой, будет как-то распределяться между пальцами в заяисимости от их жесткости Схема действия нагрузок на пальцы талевого блока, выполненного по рис 40, *б*, показана на рис. 40, *а*.

Через B_1, B_2, C_1 и C_2 обозначены действия средних щек на пальцы Как видно на рис. 40, действующая на любую среднюю щеку нагрузка, равна 2P/5. Следовательно, для второй и пятой щек будем иметь

$$B_1 + C_1 = 2P/5.$$

Рассмотрим расчет пальцев без замены действия средних щек иными силами, а имея в виду, что нагрузка, передаваемая каждой средней щекой, будет как-то распределяться между пальцами в зависимости от их жесткости. Схема действия нагрузок для пальцев талевого блока показана ва рис. 40, *б*.

Нензвестиыми здесь являются B_1 B_2, C_1, C_2. и задача их определения при наличин уравнений является статически дважды неопределимой Два недостающих уравнения получим из условия совместиости деформаций: прогибы верхнего и нижнего пальцев в точках приложения снл C_1, и B_2, а также C_2 и B_2 попарно равны, т. е. $У_с = У_в$

$$B_2 + C_2 = 2P/5 \qquad (4.11)$$

$$УC_1 = УB_2, \qquad (4.12)$$

где $У_{с1}$ и $У_{С2}$ – прогибы верхнего пальца в точках приложения соответственно снл $С_1$, и $С_2$,

$У_{в1}$, и$У_{В2}$ – прогибы нижнего пальца в точках приложения соответственно снл $В_1$ и $В_2$.

Решение системы уравнений приведет к зависимостям для определения $У_{с1}$ $У_{В2}$,$У_{с2}$, $У_{В2}$.

Рассматривая каждый палец в отдельности, составим выражения прогибов $У_{с1}$, $У_{в1}$,$У_{с2}$, $У_{в2}$, применив метод фиктивных нагрузок

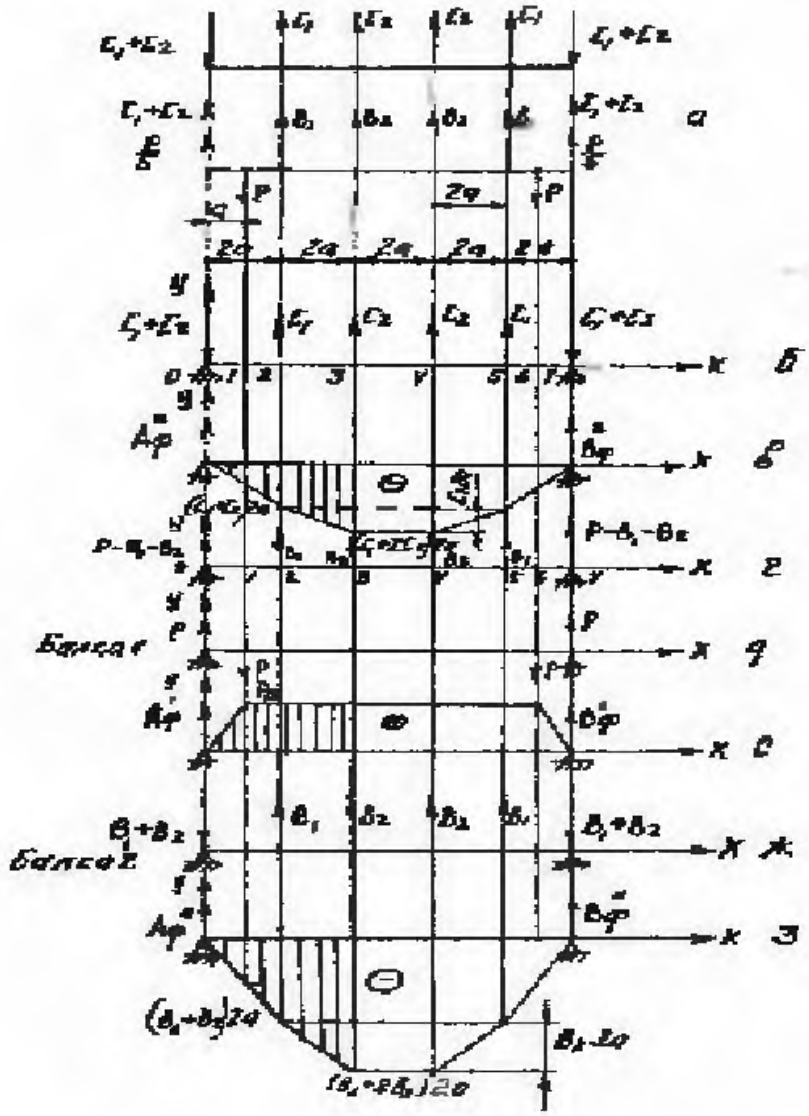


Рис. 40 Схема действия нагрузок на пальцы талевого блока

Рассмотрим верхний палец. На рис. 40, *в* показана схема действия снл. Определим изгибающие моменты для характерных сечений и построим эпюру изгибающих моментов. (рис. 40. *в*)

$$M^B_0 = 0.\ M^B_2 = M^B_5 = -(C_1 + C_2)2a.$$

$$M^B_3 = M^B_4 = -(C_1 + C_2)\,4a + C_1 2a = -(C + 2c_2)2a.$$

Примем площадь эпюры изгибающих моментов за фиктивную нагрузку и рассмотрим верхний палец под этой нагрузкой. Опорные реакции от фиктивной нагрузки ввиду симметрии будут равны между собой и выразятся полуплощадью эпюры изгибающих моментов, т.е.

$$A^B\text{ф} = B^B\text{ф} = F^B_\text{ф}/2,$$

где A^Bф и B^Bф – реакции упор от фиктивной нагрузки для верхнего пальца,

$F^B_\text{ф}$ – площадь эпюры изгибающих моментов для верхнего пальца. т. е. фиктивная нагрузка

$$F^B_\text{ф} = (10a + 6a*(C_1 + C_2)*2a) / 2 + (6a + 2a*C_2*2a) / 2 = 8\,(2C_1 + 3C_2)^2 a$$

$$A^B\text{ф} = B^B\text{ф} = 8\,(2C_1 + 3C_2)^2 a\,/2 = 4\,(2C_1 + 3C_2)^2 a$$

Изгибающие моменты от фиктивной нагрузки для сечений 2, 3, 4, и 5 выразятся таким образом:

$$M^B_{2\text{ф}} = M^B_{5\text{ф}} = A^B\text{ф}2a* 1/2\ \ 2a(C_1 + C_2)\ 2a\ 1/3\ 2a = 4\,(2C_1 + 3C_2)^2 a2a -$$

$$-4/3(C_1 + C_2)a^2 = (44C_1 + 68C_2)a^3 / 3$$

$$1/2\ 2a\ C_2 *2a * 1/3*2a = 4\,(2C_1 + 3C_2)\,a^2*4a -$$

$$-28/3 *C_1 a^3 - 32/3*C_1 a^3 = (68C_1 + 112C_2)a^3 / 2$$

Имек ввиду, что прогиб балки в любом сеченин равен изгибающему

$$Y_{c1} = \frac{M^B_{2o}}{E_B J_B} = \frac{(44C_1 + 68C_2)a^3}{3E_B J_B},$$

$$Y_{c1} = \frac{M^B_{3o}}{E_B J_B} = \frac{(68C_1 + 112C_2)a^3}{3E_B J_B}$$

моменту от фиктивной нагрузки в том же сечении, деленному на жесткость балки

Изгибающие моменты от фиктивной нагрузки для сечений 2, 3, 4, и 5 балки 1 для точек приложения сил В, и B_2 выразятся так

$$M'_{2\phi} = M'_{5\phi} = -A'_{\phi}2a + \frac{1}{2}aPa\left(\frac{a}{3}+a\right) + aP\frac{a}{2} = -4.5Pa^2 2a + \frac{7}{6}Pa^3 = \frac{47}{6}Pa^3,$$

$$M'_{3\phi} = M'_{4\phi} = -A'_{\phi}4a + \frac{1}{2}aPa\left(\frac{a}{3}+a\right) + 3aP\frac{3}{2} = -4.5Pa^2 4a + \frac{37}{6}Pa^3 = \frac{71}{6}Pa^3$$

Балка 2 (рис. 40, *ж*). Аналогично предыдущему расчету будем иметь изгибающие моменты и эпюру изгибающих моментов, показанные на рис. 40, *з*. В полной аналогии с предыдущим получим изгибающие моменты от фиктивной нагрузки для сечений 2, 3, 4, и 5 балки 2, т.е. для точек приложения сил B_1 и B_2

M`2a = M`5a = (44B1 + 68 B2) a3 * 1/3

M`3a = M`4a = (44B1 + 68 B2) a3 * 1/3

Фиктивные изгибающие моменты для сечений 2, 3, 4, и 5 нижнего пальца, схема действия сил, на которых показаны на рис. 40, *г*, выразятся так

$$M^{H}_{2\phi} = M^{H}_{5\phi} = M'_{2\phi} + M''_{2\phi} = -\frac{47Pa^3}{6} = \frac{(44B_1 + 68B_2)a^3}{3},$$

$$M^{H}_{3\phi} = M^{H}_{4\phi} = M'_{3\phi} + M''_{3\phi} = -\frac{71Pa^3}{6} = \frac{(68B_1 + 112B_2)a^3}{3}$$

Прогибы же нижнего пальца в точках приложения сил B1 и B2 будут

$$Y_{B1} = \frac{M^{H}_{2\phi}}{E_H J_H} = \frac{1}{E_H J_H}\left[-\frac{47Pa^3}{6} + \frac{(44B_1 + 68B_2)a^3}{3}\right];$$

$$Y_{B1} = \frac{M^{H}_{2\phi}}{E_B J_B} = \frac{1}{E_B J_B}\left[-\frac{71Pa^3}{6} + \frac{(68B_1 + 112B_2)a^3}{3}\right],$$

где $E_в$ – модуль продольной упругости материала нижнего пальца кг/см

$J_Н$ – момент инерции сечения нижнего пальца, см .

Подставив полученные значения $У_с$, $У_{с2}$ $У_{в1}$ $У_{в2}$ в уравнения (4.11) и (4.12) и Решив их совместно с уравнениями (4.9) и (4.10), приняв предварительно $E_В = E_Н = E$. получим:

$$C_1 = 241/760 - P/(1+\beta); \quad (4.13)$$

$$C_2 = 197P / 380(1+\beta), \quad (4.14)$$

$$B_1 = 0.4P + 241/760*(p/1+\beta); \quad (4.15)$$

$$B_2 = 0.4P - 197/380**(p/1+\beta); \quad (4.16)$$

Из полученных выражений видно, что усилие C_1 направлен вниз Рассмотрев пальцы талевого блока, выполненного по рис. 40, *а*, придерживаясь этой же методики и положив в основу те же допущения, считая, что нагрузка придаваемая каждой средней щекой, будет как-то распределяться между пальцами в зависимости от их жесткости придём к нижеприведённым зависимостям

$$C_1 = -\frac{15}{56} * \frac{P}{1+\beta}; \quad (4.17)$$

$$C_2 = \frac{23}{28} * \frac{P}{1+\beta}, \quad (4.18)$$

$$B_1 = 0.5P + 15P/(56+56\beta); \quad (4.19)$$

$$B_2 = 0.5P - 23P/(28+28\beta). \quad (4.20)$$

После определения нензвестных $c_1 c_2, B_1$ и B_2 строим эпюру изгибающих моментов для верхнего и нижнего пальца талевого блока, выполненного по схеме

$$M_2^B = M_5^B = -(c_1 + c_2)2a = -\left[-\frac{241}{760} * \frac{p}{1+\beta} + \frac{197}{380} * \frac{h}{1+\beta}\right]2a = \frac{360}{760} * \frac{pa}{1+\beta};$$

$$M_2^B = M_{4B} = -(c_1 - c_2)4a + c_1 * 2a = -\left[-\frac{241}{760} * \frac{p}{1+\beta} + \frac{197}{380} * \frac{h}{1+\beta}\right]4a - \frac{241*2a}{760(1+\beta)} = \frac{1094}{760} * \frac{pa}{1+\beta};$$

$$P - B_1 - B_2 = 0.2P + c_1 + c_2$$

Будем иметь

$$M_1^H = M_b^H = (0.2p + c_1 + c_2)a = \left[0.2p - \frac{241}{760} * \frac{p}{1+\beta} + \frac{197}{380} * \frac{h}{1+\beta}\right]a = \left[\frac{1}{5} + \frac{153}{760(1+\beta)}\right]Pa,$$

$$M_1^B = M_5^H = (0.2p + c_1 + c_2)2a - pa = \left[0.2p - \frac{241}{760} * \frac{p}{1+\beta} + \frac{197}{380} * \frac{h}{1+\beta}\right]2a - pa = \left[\frac{3}{5} \frac{306}{760(1+\beta)}\right]Pa,$$

$$M_1^H = M_5^H = (0.2p + c_1 + c_2)4a - p3a + B_1 2a = \left[0.2p - \frac{241}{760} * \frac{p}{1+\beta} + \frac{197}{380} * \frac{h}{1+\beta}\right]4a -$$

$$- p^3 + \left[\frac{2}{5}P - \frac{241p}{760(1+\beta)}\right]2a = -\left[\frac{7}{5} - \frac{1094}{760(1+\beta)}\right]pa$$

Из рассмотренных выражений эпюр, изгибающих моментов, для последних ясно, опасным для обоих пальцев является сечения на участке 3–4 Составим условие равнопрочности пальцев по максимальным напряжениям

$$\delta_u^b = \delta_u^h, \quad \delta_u^b = \frac{M_3^b}{Wb} = \frac{M_3^b d_b}{2J_b}, \quad \delta_u^h = \frac{M_3^h}{Wh} = \frac{M_3^h d_h}{2J_h}.$$

Отсюда имеем $\frac{M_3^b}{Wb} = \frac{M_3^h d_h}{2J_h}$

Подставив вместо изгибающих моментов полученные выше значения, а в место моментов инерции – их выражения через диаметры пальцев, получим

$$15\left(\frac{d_b}{d_h}\right)^4 + 547\frac{d_b}{d_h} - 532 = 0,$$

отсюда $\mathbf{d_b}$=0.95 d_w.

Теперь уже при поученном соотношении между диаметрами пальцев можно составить расчетное уравнение на изгиб

$$\left|M_3^b\right| = [\delta_u]0.1d_b^3,$$

но при d_b= 0.95 d_h

$$\beta = \frac{Jh}{Jb} = \left(\frac{d_h}{d_b}\right)^4 = \left(\frac{1}{0.95}\right)^4 = 1.225,$$

тогда $$\left|M_3^b\right| = \frac{1094\ pa}{760(1+\beta)} = \frac{1094\ pa}{760\ 1.225} = 0648\ \text{pa}.$$

Расчетное уравнение имеет вид 0,648 ра = $[\delta_u]$ 0,1 d_b^3.

Отсюда $$d_b = \sqrt[3]{\frac{6.48pa}{[\delta_v]}} \qquad d_h = \sqrt[3]{\frac{6.48pa}{0.95[\delta_u]}}$$

При этих днаметрах будем иметь примерио одинаковые напряжения в опасиых сечениях обоих пальцев

Аналогичное рассмотрение конструкции, выполненной по рис. 40, *а* показывает, что опасиыми для обоих пальцев является их среднее сечение. Условие равно прочноств пальцев, т.е. равенство максимальных напряжений, приводит к уравнению

$$3\left(\frac{d_b}{d_h}\right) + 31\frac{d_b}{d_h} - 28 = 0, \quad \text{откуда,} d_b = 0.85\ d_h, \quad d_b = \sqrt[3]{\frac{3.8pa}{[\delta u]}}$$

Пальцы тапевого блока, выполненного по рис. 40, *г* можно рассмотреть по аналогии с предыдущим расчетом, прииимая те же допущения. Схема действующих нагрузок показана ва рис 40, а Через $N_п$ и $N_в$ обозначим действия средней щеки на нижний и верхний пальцы. Нагрузка, действующая на среднюю щеку, будет равна реакции С средней опоры оси талевого блока, рассматриваемой как трех – опорная балка согласио

$$C = 1{,}25p,$$

следовательно,

$$N_N + N_B = 1.25\ P$$

Нензвестными здесь являются N_N и $N_в$ и задача их определения при наличие уравнения является статически одиажды неопределимой

Недостающее для решения задачи уравнения получим из условия совместности деформации: прогибы верхнего и нижнего пальцев в точках приложении сил N_N и $N_в$ равны, т.е.

$$Y_B = Y_H.$$

где Ув – прогиб верхнего пальца в точке приложения силы $N_в$, $У_в$ – прогиб нижнего пальца в точке приложения силы N_N. Решив уравнение , получим зависимости для определения N_N и $N_в$. Составим выражения прогибов $Y_В$ и $Y_Н$, осматривая каждый палец в отдельности, применив метод фиктивных нагрузок. Рассмотрим верхний палец Определим изгибающие моменты для характерных очертаний и эпюру изгибающих моментов, (рис. 41, *в*):

$$M^b_0 = 0 \qquad M^b_1 = M^b_3 = -N_b/2; \quad M^b_1 = -N_b l^2/4; \quad M^b_4 = 0$$

Примем площадь эпюры изгибающих моментов за фиктивную нагрузку и рассмотрим верхний палец под этой нагрузкой Опорные реакции от фиктивной нагрузки ввиду симметрии, будут равны между собой и выразятся полуплощадью эпюры изгибающих моментов, т.е.

$$A^B_\phi = B^B_\phi = \frac{F^B_\phi}{2},$$

где A^B_ϕ и B^B_ϕ – реакции опор от фиктивной нагрузки для верхнего пальца;

F^B_ϕ – площадь эпюры изгибающих моментов для верхнего пальца, т.е. фиктивная нагрузка.

$$F^B_\phi = \frac{1}{2}\partial\frac{n_b l}{4} = \frac{N_b l^3}{b}, \qquad A^B_\phi = B^B_\phi = \frac{N_b l^2}{16}.$$

Изгибающий момент от фиктивной нагрузки для сечения 2 выражается

$$M^B_{2\Phi} = A^B_\Phi \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\frac{L}{2}\frac{NbI}{4} - \frac{I}{6} = \frac{N_B I^3}{48}$$

Имея в виду, что прогиб балки в любом сечении равен изгибающему моменту от фиктивной нагрузки в том же сечении, деленному на жесткость балки, прогиб верхнего пальца в точке приложения силы $N_в$

$$Y_B = \frac{M^B_{2\Phi}}{EE_B J_B} = \frac{NI^3}{48E_B J_B}$$

где $E_в$ – модуль продольной упругости материвла верхнего пальца, кг/ см .

$J_в$ – момент инерции сечения верхнего пальца см

Рассмотрим нижний палец. На рис. 41, *г* показана схема действия сил. Для удобства решения разобьем и балку на две.

1) под действием сил P (рис. 41, *д*);
2) под действием сил $N_в$ (рис 41, *ж*).

Применим закон независимости сил.

Балка 1 (рис. 41, *д*). Определим изгибающие моменты для характерных сечений и построим эпюру изгибающих моментов. (рис. 41, *е*)

$$M'_0 = 0, \quad M'_1 = M'_2 = M'_3 = Pa; \quad M'_4 = 0.$$

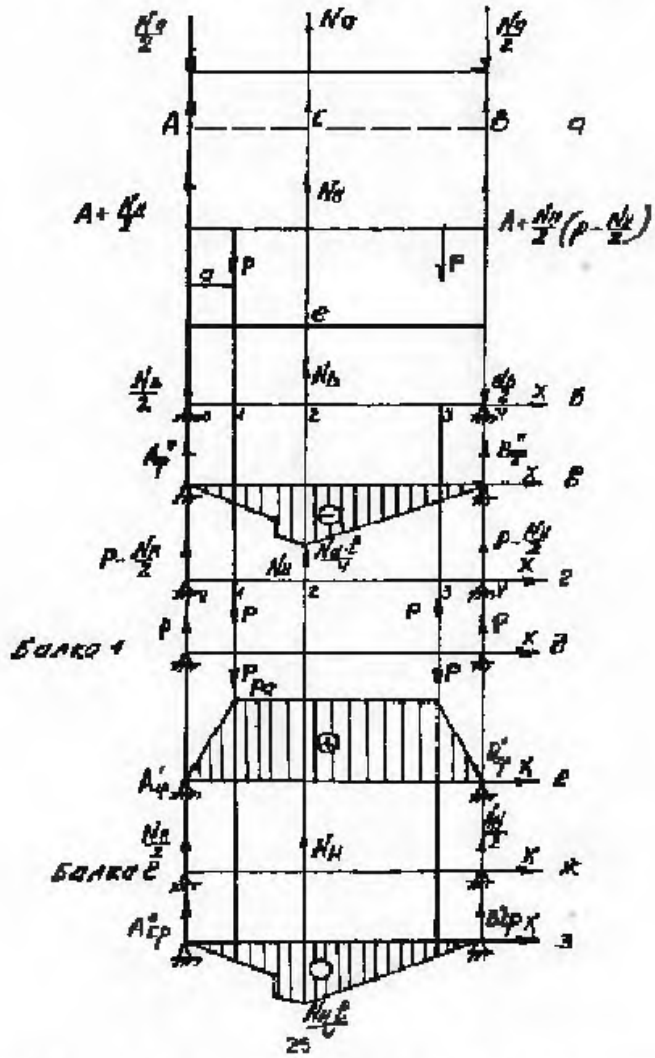


Рис. 41. Схема действия сил на нижний палец (расчетная схема)

Примем площадь эпюры изгибающих моментов за фиктивную нагрузку и рассмотрим нижний палец под этой нагрузкой. Опорные реакции ввиду симметрии, будут равны между собой и выразятся полуплощадью эпюры изгибающих моментов, т.е.

$$A'_{\phi} = B'_{\phi} = F'_{\phi}/2,$$

где $A'_{\phi} = B'_{\phi}$ – реакция опор от фиктивной нагрузки для балки 1;

F'_{ϕ} – площадь эпюры изгибающих моментов для балки 1, т.е фиктивная нагрузка

$$F'_{\phi} = \frac{I - 2a + I}{2} pa = pa(I - a)$$

$$A'_{\phi} = B'_{\phi} = \frac{Pa(I-a)}{2}$$

Изгибающие моменты от фиктивной нагрузки для сечения 2 выразятся следующей формулой:

$$M^{I}_{2\phi} = -A^{I}_{\Phi}\frac{1}{2} + 0{,}5apa(\frac{a}{3} + 0.5a) + (0.5-a)Pa0.5(0\,5-a) =$$

$$= \frac{pa(1-a)}{2} + 0.5pa^{2}(0.5 - 2/3a) + pa/8(1-2a)^{2} = \frac{pa}{24}(4a^{2} - 3e^{2})$$

Балка 2 рис. 41, *ж* Аналогично предыдущему будем иметь изгибающие моменты и эпюру изгибающих моментов, (рис. 41, *в*). В полной аналогии с предыдущим получим изгибающий момент от фиктивной нагрузки для сечения 2 балки 2:

$$M^{II}_{2\Phi} = \frac{N_h I^3}{48}.$$

Фиктивный изгибающий момент для сечения 2 нижнего пальца, схемой действия сил на рис. 41, *г* выразится так

$$M^{h}_{ah} = M^{I}_{2\Phi} + M^{II}_{2\Phi} = \frac{pa}{24}(4a^{2} - 3I^{2}) + \frac{N_h I^3}{48E_h J_h}.$$

Прогиб же нижнего пальца в точке приложения силы $N_в$ будет так

$$J_H = \frac{M^{I}_{2\phi}}{EE_h H_h} = \frac{pa}{24E_h H_h}(4a^{2} - 3I^{2}) + \frac{N_h I^3}{48E_h H_h} = \frac{pa(8a^{2} + 6I^{2}) + N_h I^3}{48E_h H_h},$$

где $E_в$ – модуль продольной упругости материала нижнего пальца, кг/см ; $У_в$ – момент инерции сечения нижнего пальца, см^4. Подставив полученные значения $У_в$ и $У_в$

$$E_b = E_h = E_b J_h / J_b = \beta;$$

$$Nb = \frac{5l^3 - 24l^3 a + 32a^3}{4l^3} \frac{p}{1+\beta};$$

$$Nh = \frac{5}{4} p - \frac{5l^3 - 24l^3 a + 32a^3}{4l^3} \frac{p}{1+\beta}.$$

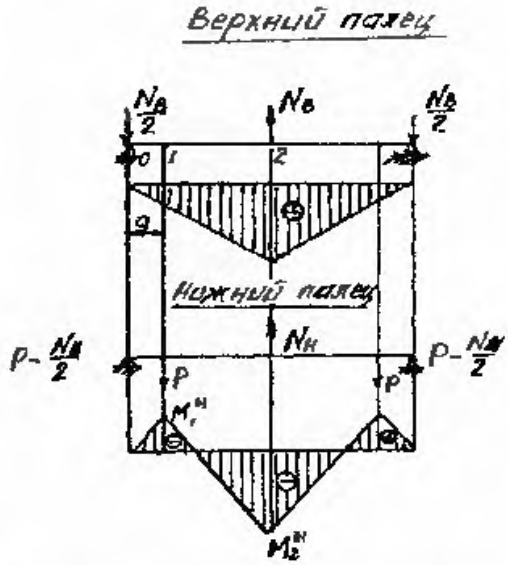


Рис. 42. Эпюры изгибающих для верхнего и нижнего пальцев

После определения нензвестных H_e и $N_в$ строим эпюру изгибающих моментов для верхнего и нижнего пальцев рассматриваемого талевого блока (рис. 42):

$$M_1^b = M_3^{11} = -\frac{Nb}{2} a = -\frac{5l^3 - 24a + 32a^3}{8l^3} - \frac{pa}{1+\beta};$$

$$M_2^1 = \frac{Nb}{2} \frac{l}{2} = -\frac{5l^3 - 24a + 32a^3}{16l^3} \frac{pa}{1+\beta},$$

$$M_2^b = M_3^b = (p - \frac{Nb}{2})a = \frac{3}{8} + \frac{5l^3 - 24a + 32a^3}{8l^3} - \frac{p}{1+\beta} pa;$$

$$M_2^b = (p - \frac{Nh}{2})0.5 - p(0.5 - a) = (\frac{3}{8} + \frac{5l^3 - 24a + 32a^3}{8l^3} - \frac{p}{1+\beta})pl/2 - \frac{p(1-2a)}{2}.$$

Рассмотрев эпюры изгибающих моментов и выражения для последних, можно убедится, что опасным для обоих пальцев является сечение 2. Составив условие, равное прочности пальцев по максимальным напряжениям. получим

$$\delta_u^b = \delta_u^b$$

$$\delta_u^2 = \frac{M_2^u}{Wu} = \frac{M_2^b}{2Jb}; \delta_u^b = \frac{M_2^b d_k}{2Jh}; \quad отсюда, \quad \frac{M_2^b db}{2Jb_u} = \frac{M_2^h d_h}{2Jh}$$

Подставим вместо изгибающих моментов полученные выше значения, а вместо моментов инерции их выражения через диаметры пальцев, можем определить соотношение между диаметрами пальцев, при котором максимальные напряжения будут примерно одинаковыми Серьга талевых блоков обычно изготавливаются из стали 38ХГН

4.4. Серьга талевых блоков

Серьга талевых блоков выполняется или в виде моста, шарнирно присоединяемого к проушинам, прилитым к боковым щекам, или в виде шарнирно присоединенного к боковинам серьги, которые своими ступицами посажены на нижний палец талевого блока

Проушины, прилитые или приваренные к боковым щекам на рис. 43

Для расчета проушины нужно предварительно задаться размерами, потом рассмотреть шарнирный палец, присоединяющий мост к проушине, как даух-пропетную балку при нагрузке

$$P = Q/4$$

При этом определяется реакция опор А, В и С по этим реакциям проушины рассчитываются на растяжение по сечению 1–1 и по Ляме - по сечению 2–2.

$$\delta_p = \frac{N}{(D-d)b_0} \le [\delta_p]$$

$$\delta \min = Pu\frac{D^2 + d^2}{(D^2 - d^2)} \le [\delta]$$

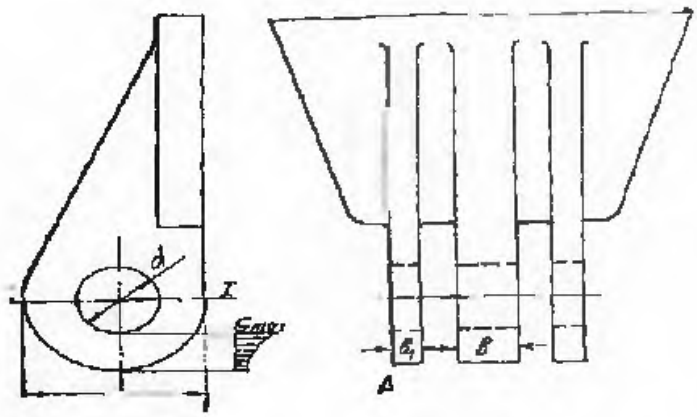


Рис. 43. Конструктивная схема серьги талевых блоков

Эпюра напряжений показана на рис. 39.

Крайние проушины рассчитываются аналогично по реакциям A или B при $B_0 = B$ Проушина моста рассчитывается по Ляме аналогично по действующей нагрузке P.

4.5. Мост серьги

Мост серьги (рис. 44), нужно рассчитать как кривой брус, свободно лежащий на двух опорах и работающий на изгиб под действием сосредоточенной нагрузки Q, приложенной к середине пролета, опасным сечением будет среднее, которое можно принять прямоугольным шириною *в* и высотою h. Наибольшие и наименьшие напряжения в опасном сечении будут в крайних точках сечения и могут быть выражены по формулам:

$$\delta_{\max} = \frac{M}{S}\frac{h}{r_1 + h_1} = \frac{M}{S}\frac{R_1 - r}{R_1};$$

$$\delta_{\min} = \frac{M}{S}\frac{h}{r_1 + h_2} = \frac{M}{S}\frac{r - R_2}{R_2},$$

здесь **M** – избегающий момент для опасного (среднего) сечения, Н.м

$$M = QL/4;$$

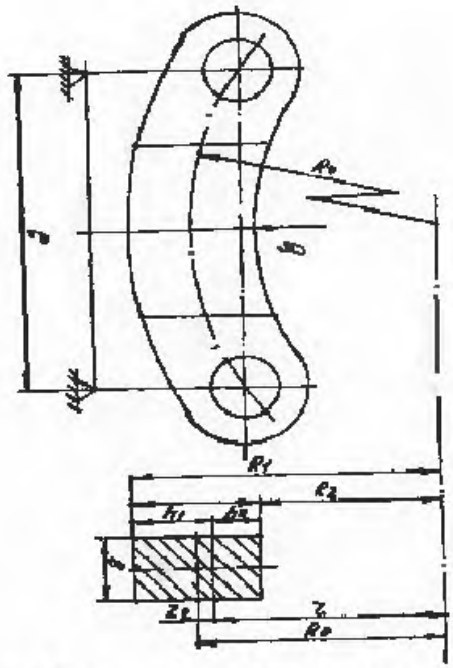


Рис. 44. Расчетная схема моста серьги

S – статически момент опасного сечения относительно нейтральной оси. м^3

$$S = FZ_0 = bh\ (R_0 - r);$$

h_1 – расстояние от нейтральной оси опасного сечения до наиболее удаленного растянутого волокна, м:

h_2 – расстояние от нейтральной оси опасного сечения до наиболее удаленного сжатого волокна, м,

Z_o – расстояние от нейтральной оси опасного сечения до его центральной оси,

R_o – радиус кривизны в центре тяжести опасного сечения, м,

R_1 – радиус кривизны наиболее растянутого волокна опасного сечения, м;

R_2 – радиус кривизны наиболее сжатого волокна опасного сечения, м;

r – радиус кривизны нейтрального слоя в опасном сечении, м

$$r = h / (\ln R_1 / R_2).$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Бейтельман Р.Д., Липкин Б.В.* Подшипники качения – М.: Машгиз, 1960.

2. *Беляев Н.М.* Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1965.

3. *Даниелян А.А.* Буровые машины и механизмы. – М.: Гостоптехиздат, 1961.

4. Детали машин. Под ред. *Н.С. Ачеркана.* Кн. 1. – М: Машгиз, 1953.

5. Детали машин. Под ред. *Н.С. Ачеркана.* Кн. 2. – М.: Машгиз, 1953.

6. *Добровольский В.А.* Детали машин. – М.: Машгиз, 1962.

7. *Заводчиков Д.А.* Грузоподъемные машины. – М.: Машгиз, 1961.

8. *Ильский А.Л.* Расчет и конструирование бурового оборудования и инструмента. – М.: Гостоптехиздат, 1962.

9. Машиностроение. Энциклопедический справочник. т. 1. – М.: Машгиз, 1948.

10. *Руденко Н.Ф.* Грузоподъёмные машины. – М.: Машгиз, 1958.

11. *Серенсен С.В.* Динамическая прочность в машиностроении. – М.: Машгиз, 1945.

12. *Сливаковский А.О., Руденко Н.Ф.* Подъёмно-транспортные машины. – М.: Машгиз, 1949.

СОДЕРЖАНИЕ

	ВВЕДЕНИЕ	3
1.	**ТАЛЕВАЯ СИСТЕМА**	4
1.1.	Назначение, схема и устройство	4
1.2.	Процесс спускоподъемных операций	7
1.3.	Стальные талевые канаты	8
1.4.	Кровблоки талевой системы	13
1.5.	Талевые блоки	15
1.6.	Подъемные крюки и кронблоки	16
1.7.	Приспособление для крепления неподвижной ветви каната	19
1.8.	Приспособление для навивки каната на барабан	20
1.9.	Эксплуатация талевой системы	21
2.	**РАСЧЕТ ТАЛЕВОЙ СИСТЕМЫ**	23
2.1.	Расчет основных деталей буровых крюков резьбовой Конструкции талевой системы	23
2.2.	Стяжной крюка	24
2.3.	Вилка крюка	28
2.4.	Палец	28
2.5.	Изогнутая часть крюка	29
2.6.	Траверса крюка	32
2.7.	Подшипник	36
2.8.	Пружина крюка	36
2.9.	Серьга крюка	39
2.10.	Расчёт некоторых деталей буровых крюков безрезьбовой конструкции	48
2.11.	Стяжной крюка	48
2 12.	Корпус крюка	49
2 13.	Штроп крюка	52
3.	**РАСЧЕТ ТАЛЕВОЙ СИСТЕМЫ**	53
3.1.	Силовые соотношения в буровом полиспасте при подъеме груза	53
3.2.	Расчет талевого каната	55
3.3.	Расчет основных деталей кронблока	56
3.4.	Подшипники	58
3.5.	Ось кронблока	68
3.6.	Рама кронблока	75

4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТАЛЕВОЙ СИСТЕМЫ..... 80
4.1. Расчёт основных деталей талевого блока..... 80
4.2. Осн талевых блоков..... 81
4.3. Пальцы талевых блоков..... 82
4.4. Серьга талевых блоков..... 99
4.5. Мост серьги..... 100

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК..... 102