

# СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ



Курсовое  
проектирование

ISBN 978-985-477-659-0



9 789854 776590

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Мозырский государственный педагогический университет  
имени И. П. Шамякина»

**СТРОИТЕЛЬНЫЕ  
МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ**  
Курсовое проектирование

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
по профессионально-техническому обучению в качестве пособия  
для студентов учреждений высшего образования, обучающихся  
по специальности 1-08 01 01 «Профессиональное обучение  
(по направлениям)» направление специальности  
1-08 01 01-05 «Профессиональное обучение (строительство)»*

Мозырь  
МГПУ им. И. П. Шамякина  
2018

УДК 69.057.7:621.873(078)

ББК 38.6-5я73

С 86

Составители:

**Е. И. Сафанков**, кандидат технических наук, доцент кафедры инженерно-педагогического образования УО МГПУ им. И. П. Шамякина;

**А. И. Гридюшко**, кандидат педагогических наук, доцент кафедры инженерно-педагогического образования УО МГПУ им. И. П. Шамякина

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой строительного производства Белорусского государственного университета транспорта

*О. Е. Пантюхов;*

директор Мозырского государственного политехнического колледжа

*С. Н. Дашкевич*

**Строительные машины и механизмы:** курсовое проектирование :  
С86 пособие / сост.: Е. И. Сафанков, А. И. Гридюшко. – Мозырь : МГПУ им. И. П. Шамякина, 2018. – 74 с.

ISBN 978-985-477-659-0.

В издании содержатся методические рекомендации к выполнению курсового проекта по дисциплине «Строительные машины и механизмы».

Рассмотрены основные этапы выполнения курсового проекта (работы), приведены алгоритмы расчетов механизмов грузоподъемных машин, их устойчивости и технико-эксплуатационных показателей, а также представлены тематика и необходимые справочные материалы.

Издание предназначено для студентов, обучающихся по специальности 1-08 01 01-05 «Профессиональное обучение (строительство)».

УДК 69.057.7:621.873(078)

ББК 38.6-5я73

© Е. И. Сафанков, А. И. Гридюшко,  
составление, 2018

© УО МГПУ им. И. П. Шамякина, 2018

ISBN 978-985-477-659-0

# **1 ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ О КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ**

## **1.1 Цель и задачи курсового проектирования**

Грузоподъемные машины являются неотъемлемой частью современного строительного производства. С их помощью осуществляется механизация основных технологических процессов и вспомогательных работ.

Курсовая работа по дисциплине «Строительные машины и механизмы» ставит своей целью систематизировать и закрепить теоретические знания, полученные при изучении общенаучных дисциплин, развить навыки самостоятельной работы и научить студентов практически использовать теоретическую подготовку в решении вопросов производственно-технического характера.

При выполнении курсовой работы студент в соответствии с заданием решает следующие задачи:

- приобретение навыков в определении расчетных нагрузок, действующих на механизмы, с учетом их кинематических и силовых параметров;
- приобретение навыков по расчетам устойчивости грузоподъемных машин;
- исследование рабочего процесса и определение технико-эксплуатационных показателей грузоподъемной машины;
- развитие способностей будущего специалиста для овладения инженерными расчетами с применением ПЭВМ.

Процесс проектирования предусматривает применение приемов алгоритмизации в сочетании с программным обеспечением, что дает возможность автоматизации выполнения необходимых расчетов.

При выполнении курсовой работы предусмотрено проведение поэтапного тестового контроля над проектировочной деятельностью студентов на основе модульно-рейтинговой технологии.

## **1.2 Тематика, структура и содержание курсового проектирования**

Работа над курсовым проектом (работой) позволяет студентам получить практические навыки в решении инженерных задач, показать уровень подготовки и умение пользоваться программным обеспечением, нормативной, справочной, учебной и научной литературой. Выбор темы

курсового проекта осуществляется из перечня тем, утверждаемым на кафедре.

При этом тематика курсового проектирования должна отвечать основным положениям курса с учетом перспективных направлений развития строительной техники.

Основными исходными данными при проектировании грузоподъемной машины являются: тип машины, ее грузоподъемность, скорости движения механизмов, высота подъема груза, режим работы и др.

При получении темы курсового проекта студенту выдаются исходные данные по варианту расчета основной части работы, определяемые полученной темой, перечнем и содержанием графической части; сроком представления работы на проверку и защиту.

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки в объеме 20–30 страниц машинописного текста и графического материала, который включает 2 листа чертежей.

В расчетно-пояснительную записку входят титульный лист; задание на проектирование; содержание работы с последовательным перечислением заголовков разделов, подразделов, приложений и страниц; введение; основная часть работы с заключением; приложения; список используемой литературы.

Во введении указывается цель и задачи работы, актуальность и практическая значимость темы, оценка состояния решаемой задачи, наименование и область применения проектируемой машины и ее техническая характеристика.

При проектировании и расчете грузоподъемной машины необходимо провести выбор кинематических и расчетных схем механизмов крана, выполнить расчет основных механизмов грузоподъемного крана (подъема, передвижения, изменения вылета стрелы, поворота), а также определить устойчивость крана и его эксплуатационные показатели.

### **1.3 Общие требования к выполнению курсовой работы**

Оформление пояснительной записки, схем и рисунков должно соответствовать требованиям ЕСКД и ЕСТД. Так, написание текстовых документов должно выполняться по требованиям ГОСТ 2.105-95 ЕСКД «Общие требования к текстовым документам» и ГОСТ 2.106-96 ЕСКД «Текстовые документы».

Расчетно-пояснительная записка пишется на одной стороне листа писчей бумаги чернилами черного, синего цвета или дается в

компьютерном варианте. Текст записки следует сопровождать необходимыми рисунками или схемами, которые нумеруются арабскими цифрами, например, рисунок 3. Цифровой материал может оформляться в виде таблиц, каждая таблица должна иметь название. Все таблицы должны быть пронумерованы сквозной нумерацией. Над левым верхним углом таблицы помещается надпись «Таблица 1». На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте расчетно-пояснительной записки.

Каждый раздел расчетно-пояснительной записки начинается с нового листа, а подразделы с новой строки. Разделы должны иметь порядковые номера, обозначенные арабскими цифрами, а подразделы – порядковые номера в пределах раздела. Номера подразделов состоят из номера раздела и подраздела, разделенных точкой. В конце номера точка не ставится.

Переносы слов в заголовках разделов и подразделов не допускаются. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой. В конце заголовка точка не ставится. Расстояние между заголовками и последующим текстом должно быть порядка 10 мм. В тексте расчетно-пояснительной записки необходимо делать ссылки на справочники, учебники и другую литературу, т. е. рекомендуется указывать номер источника, под каким он значится в списке использованной литературы, с указанием страницы, номера таблицы, например, таблица 5 [3, с. 33].

Текст расчетно-пояснительной записки излагается четко, без лишних подробностей и повторений, все пояснения должны быть краткими и ясными. В записке необходимо привести расчеты с четкой аргументацией принятых решений.

Нумерация страниц расчетно-пояснительной записки начинается с титульного листа (приложение 8), но номер страницы ставится, начиная с листа «Содержание».

Графическая и текстовая части при сдаче курсовой работы должны быть сброшюрованы.

Чертежи должны быть выполнены четко, с соблюдением масштаба, условных обозначений согласно ЕСКД, а также снабжены необходимыми размерами и поясняющими надписями. Размерные линии следует располагать от изображений и друг от друга на расстоянии не менее 10 мм, линейные размеры указывать в миллиметрах.

## 2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Основными параметрами грузоподъемных кранов являются: грузоподъемность, скорость движения механизмов (перемещения груза, передвижения крана и тележки, изменения вылета, поворота), высота подъема, вылет, пролет.

Номинальная (максимальная) грузоподъемность крана соответствует максимально допустимой массе поднимаемого и перемещаемого груза, включая массу грейфера, бады, грузового магнита, траверсы и других грузозахватных приспособлений, подвешиваемых на крюк крана. *Масса крюковой подвески в грузоподъемность крана не включается.*

Номинальная грузоподъемность крана с переменным вылетом относится к минимальному вылету, указанному в грузовысотной характеристике.

При проектировании кранов необходимо учитывать условия их эксплуатации для обеспечения требуемого уровня безопасности и долговечности.

В течение срока службы кран выполняет определенное число рабочих циклов, которое является одним из основных параметров классификации. Общее число рабочих циклов – сумма всех рабочих циклов за заданный срок службы крана. При определении срока службы крана необходимо учитывать экономические и технические факторы, влияние окружающей среды, а также моральный износ.

Важным параметром классификации является режим нагружения. Режимы нагружения связаны с числом подъемов груза определенной массы, выраженной в долях грузоподъемности крана.

Режим работы определяется для каждого механизма в отдельности (таблица 1). Режим работы крана в целом устанавливается по режиму работы механизма главного подъема.

По правилам Госпромнадзора рекомендуется следующее соответствие групп режимов работы механизмов грузоподъемных кранов и режимов их работы (таблица 2).

При выборе каната можно пользоваться одним из двух методов: один основан на учете значения коэффициента выбора каната, а другой – на учете величины коэффициента использования (запаса прочности)  $Z_p$  (таблица 3).

Таблица 1. – Группы режимов работы механизмов грузоподъемных кранов

Краны стрелового типа	Группа режима работы для механизма				
	главного подъема	вспомогательного подъема	передвижения тележки (изменения вылета)	передвижения крана	поворота
самоходный крюковой грузоподъемностью до 16 т	M4	M3	(M3)	–	M4
самоходный крюковой грузоподъемностью более 16 т	M3	M3	(M3)	–	M4
башенный кран для строительных и монтажных работ	M4	M3	M3 (M3)	M3	M3

Таблица 2. – Группы режимов работы механизмов грузоподъемных кранов и режимы их работы

Группа режима работы		Режим работы
крана	механизма	
A1, A2, A3	M1, M2, M3	легкий
A4, A5	M4	умеренный
A6, A7	M5	тяжелый
A8	M6	весьма тяжелый

Минимальные коэффициенты использования (запаса прочности) канатов  $Z_p$  для стреловых самоходных кранов приведены в таблице 3.

Таблица 3. – Минимальные коэффициенты использования канатов

Группа классификации (режима) по ИСО 4301/2	Подвижные канаты							Неподвижные канаты	
	подъем груза		подъем – опускание		телескопирование		монтаж	эксплуатация	монтаж
	группа классификации (режима) механизма	$Z_p$	группа классификации (режима) механизма	$Z_p$	группа классификации (режима) механизма	$Z_p$			
A1	M3	3,55	M2	3,35	M1	3,15	3,05	3,0	2,73
A2	M4	4,0	M3	3,35	M2	3,35	3,05	3,0	2,73
A3	M5	4,5	M3	3,55	M1	3,15	3,05	3,0	2,73



Минимальный диаметр барабанов, блоков и уравнительных блоков рассчитывают по минимальному диаметру каната с применением соответствующих значений коэффициентов  $e_1$ ,  $e_2$  и  $e_3$ , зависящих от классификационной группы механизма (таблица 4):

$$D \geq e \cdot d_k,$$

где  $D$  – диаметр барабана (блоков) по средней линии навитого каната;  
 $d_k$  – минимальный диаметр каната;  
 $e$  – коэффициент выбора диаметра барабана (блоков).

Таблица 4. – Коэффициенты выбора  $e_1$ ,  $e_2$  и  $e_3$

Классификационная группа механизмов	Коэффициенты выбора диаметров		
	барабана $e_1$	блока $e_2$	уравнительного блока $e_3$
М1	11,2	12,5	11,2
М2	12,5	14,0	12,5
М3	14,0	16,0	12,5
М4	16,0	18,0	14,0
М5	18,0	20,0	14,0
М6	20,0	22,4	16,0
М7	22,4	25,0	16,0
М8	25,0	28,0	18,0

Так, например, для стреловых самоходных кранов рекомендуется выбрать единый ряд значений коэффициента  $e$  независимо от классификационной группы механизма.

### 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

#### 3.1 Расчет механизма подъема груза

Общий расчет механизма подъема груза включает выбор полиспаста, крюка с подвеской, двигателя, редуктора, муфт, тормоза; выбор и расчет каната, расчет барабана и др.

При расчете полиспастной системы необходимо правильно подобрать блоки и канат для ее оснащения, а также лебедку с необходимым тяговым усилием.

Полиспастом называется система подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью и предназначенных для увеличения силы или скорости. Подвижные блоки, в которых ось перемещается в пространстве, применяют при подъеме груза для выигрыша в силе или пути (скорости). Неподвижные блоки служат только для изменения направления каната; оси их закреплены неподвижно.

Основным параметром полиспаста является его кратность  $i_n$ . Без учета потерь в опорах блоков и при сгибании каната кратность полиспаста для выигрыша в силе показывает, во сколько раз усилие в ветви каната, идущей на барабан, меньше силы тяжести массы (веса) поднимаемого груза.

Полиспасты бывают одинарные и сдвоенные (два одинарных полиспаста). Кратность полиспаста  $i_n$  есть частное от деления числа ветвей, на которых висит груз, на число ветвей каната, наматываемых на барабан. Рекомендуемые тип полиспаста и его кратность в зависимости от грузоподъемности механизма приведены в таблице 5.

Таблица 5. – Тип и кратность полиспаста

Тип полиспаста	Кратность полиспаста $i_n$ при грузоподъемности, т					
	до 1	1,25...6,3	8...16	20...32	40...50	60...70
простой	1; 2	2; 3	4; 5	6; 7	8; 9	10; 11
сдвоенный	–	2	2; 3	3; 4	4; 5	5; 6

Если свободный конец каната сбегает с неподвижного блока, кратность полиспаста  $i_n$  равна числу блоков  $z$  в полиспасте, т. е.  $i_n = z$ , а если с подвижного блока, то  $i_n = z + 1$ .

В *одинарных* полиспастах один конец каната закреплен на барабане, а второй конец закрепляется при четной кратности на неподвижном элементе конструкции, а при нечетной кратности – на крюковой обойме.

Для расчета КПД полиспаста удобнее получить его зависимость от кратности. Кратность полиспаста

$$i_{\text{п}} = 2n_{\text{п.б}} + a_{\text{г}},$$

где  $n_{\text{п.б}}$  – количество подвижных блоков в полиспасте,  
 $a_{\text{г}}$  – коэффициент,  $a_{\text{г}} = 1$  при нечетной кратности полиспаста, и  $a_{\text{г}} = 0$  при четной.

*Последовательность расчета механизма подъема груза*

1. По заданной грузоподъемности (таблица 5) и в соответствии с выбранной схемой выбирается кратность полиспаста.

2. Вычисляется КПД полиспаста по формуле

$$\eta_n = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^{i_n}}{i_n (1 - \eta_{\text{бл}})} \eta_{\text{бл}}^a, \quad (3.1)$$

где  $\eta_{\text{бл}}$  – КПД блока,  $\eta_{\text{бл}} = 0,98$  – при установке блока на подшипники качения и  $\eta_{\text{бл}} = 0,96$  – при установке блока на подшипники скольжения;

$a$  – число направляющих (обводных) блоков;

$i_{\text{п}}$  – кратность полиспаста.

При выводе данной формулы принято, что КПД подвижных и неподвижных блоков одинаковы. КПД сдвоенного полиспаста равен КПД одинарного (параллельный силовой поток).

3. Усилие (Н) в канате, набегавшем на барабан при подъеме груза,

$$F_k = \frac{Q \cdot g}{a_n \cdot i_n \cdot \eta_n}, \quad (3.2)$$

где  $Q$  – номинальная грузоподъемность крана, кг;

$a_n$  – число полиспастов в системе;

$g$  – ускорение свободного падения.

4. Расчетное разрывное усилие (Н) в канате

$$F \geq F_k \cdot Z_p, \quad (3.3)$$

где  $F_k$  – наибольшее натяжение в канате (без учета динамических нагрузок), Н;

$Z_p$  – коэффициент запаса прочности (таблица 3).

5. По справочной литературе подбирается стандартный канат (приложение А). Исходя из того, что диаметр каната определяет размеры блоков и барабана, величина его выбирается минимально возможной.

Фактический коэффициент запаса прочности каната

$$Z_{\phi} = F_{cm} / F_k,$$

где  $F_{cm}$  – паспортное значение разрывного усилия принятого каната, Н.

6. Определяются конструктивные размеры барабана.

6.1. Диаметр (м) барабана

$$D_{\delta} \geq d_k \cdot e, \quad (3.4)$$

где  $D_{\delta}$  – диаметр барабана, измеряемый по средней линии навитого каната, м;

$d_k$  – диаметр каната, м;

$e$  – коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и режима ее работы (таблица 4).

Допускается принимать минимальное значение диаметра барабана  $D_{\delta.min} \geq 0,85 D_{\delta}$ .

Из стандартного ряда (мм): 160, 200, 250, 320, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 принимается диаметр барабана  $D$ .

Выбираем крюковую подвеску по таблице 6.

6.2. Длина (м) каната, навиваемого на барабан с одного полиспаста,

$$L_k = i_n \cdot H + 5 \cdot \pi \cdot D,$$

где  $H$  – высота подъема груза, м;

$D$  – диаметр барабана, м.

6.3. Рабочая длина барабана

$$L_{\delta} = \frac{L_k \cdot t}{\pi \cdot m \cdot \Phi + m \cdot d_k \cdot \varphi}, \quad (3.5)$$

где  $L_k$  – длина каната, навиваемого на барабан, м;

$m$  – число слоев навивки,  $m \leq 5$ ;

$t$  – шаг витка,  $t = d_k + (2...3) \cdot 10^{-3}$ , м;

$\varphi$  – коэффициент неплотности навивки; для гладких барабанов  $\varphi = 0,9...0,95$ , для нарезных барабанов  $\varphi = 1,0$ . При навивке каната в несколько слоев барабан делается гладким, в один слой – нарезным.

6.4. Проверяется соотношение  $L_{\delta} / D = 0,5...3,0$ . Если данное соотношение не выполняется, изменяется значение  $m$ ,  $i_n$  или  $D$ .

6.5. Толщина стенки литого чугунового барабана (м) должна быть не менее значения, которое определяется по формуле:

$$\delta_{min} = 0,02 (D - d_k) + (0,006...0,01).$$

7. Статическая мощность (кВт) двигателя механизма подъема груза

$$P_c = \frac{Q \cdot g \cdot v_{\text{зр}}}{1000 \cdot \eta_m}, \quad (3.6)$$

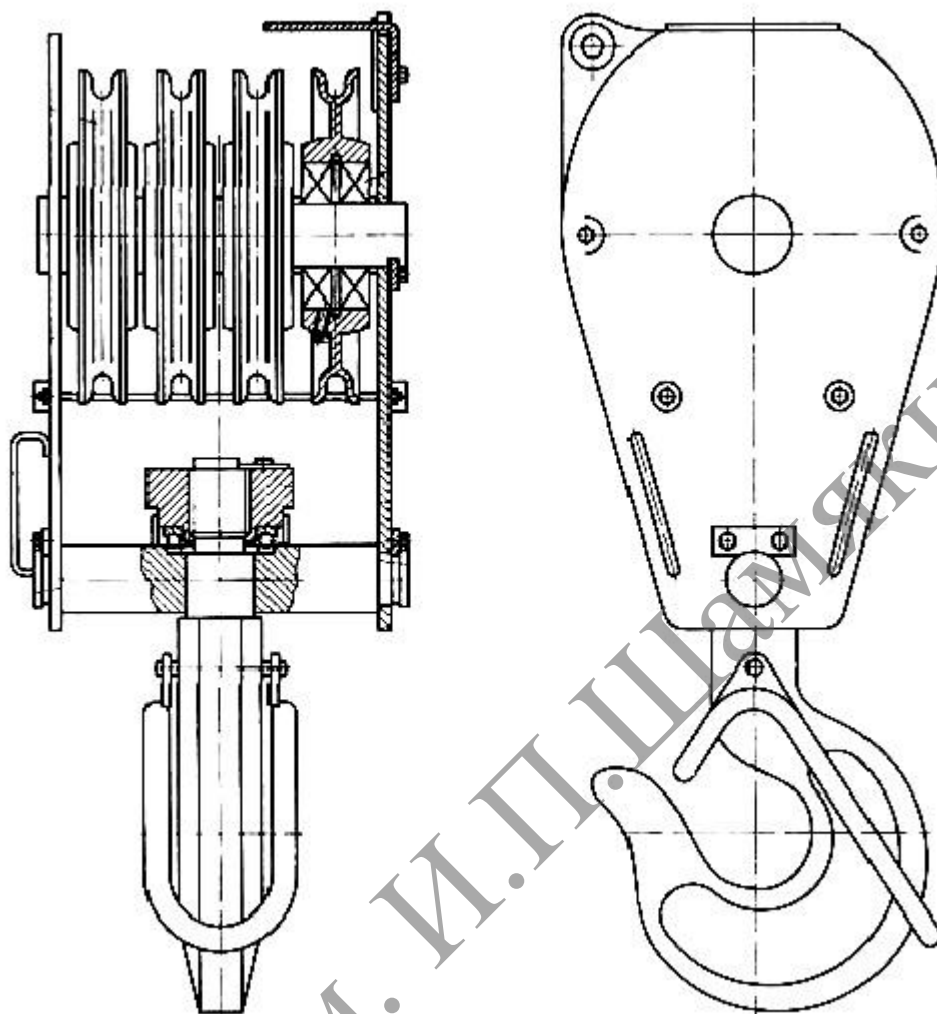
где  $v_{\text{зр}}$  – скорость подъема груза, м/с;

$\eta_m$  – КПД механизма привода барабана,  $\eta_m = 0,8$ .

По каталогу выбирается двигатель из условия, чтобы мощность его была равной или несколько меньшей статической мощности  $P_c$  (приложение Б).

Для кранов с гидравлическим приводом статическая мощность и выбор гидромотора определяется в следующей последовательности.

Таблица 6. – Подвески крюковые. Основные данные



Грузоподъемность, т	Режим работы	Тип	Диаметр каната, мм	Размеры, мм					Масса, кг
				<i>D</i>	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>b<sub>1</sub></i>	<i>H</i>	
3,2	Т	І	9,2	320	305	200	–	570	68
5	Т	І	12	400	370	225	–	732	100
5	У	І	11	320	305	200	–	612	72
5	Л	І	11	320	305	200	–	612	72
8	Т	І	15	450	400	266	–	857	190
8	У	І	14	400	370	225	–	760	106
8	Л	І	13	320	305	200	–	668	96
12,5	Т	ІІ	15	450	564	270	342	922	306
12,5	У	І	17,5	450	400	266	–	888	198
12,5	Л	І	17	400	370	225	–	825	128
20	У	ІІ	17,5	450	564	270	342	978	325
20	Л	І	20	450	400	266	–	982	233
32	У	ІІ	20	560	830	306	462	1187	586
32	Л	ІІ	20	450	578	290	433	1082	426
50	у	ІІ	25	670	710	346	522	1463	980

Угловая скорость (рад/с) барабана

$$w = \frac{2 \cdot v \cdot i_n}{D}$$

Статическая мощность (кВт) гидромотора

$$P_c = \frac{Q \cdot g \cdot v_{cp}}{1000 \cdot \eta_{мех}}$$

где  $\eta_{мех} = \eta_m \cdot \eta_{zd}$ ,

$\eta_m = 0,9$  – КПД механизма с цилиндрическим редуктором,

$\eta_{zd} = 0,965$  – КПД гидромотора.

Крутящий момент, создаваемый гидромотором,

$$T = \frac{P}{\omega_{zd}}$$

где  $w_{zd}$  – угловая скорость гидромотора,  $\omega_{zd} = w \cdot u_p$ , принимаем  $u_p = 31,5$  – передаточное число редуктора.

Потребный рабочий объём гидромотора

$$q' = \frac{6,28 \cdot T}{p' \cdot \eta_{мех}}$$

где  $p'$  – перепад давлений на гидромоторе, выбирается из характеристики крана).

По каталогу выбирается гидромотор и приводится его характеристика.

8. Определяется расчетный диаметр (м) барабана.

При многослойной навивке каната на барабан

$$D_{рас} = 0,5 [2 \cdot (D - d_k) + d_k \cdot (2m - 1)]. \quad (3.7)$$

Для нарезного барабана  $D_{рас} = D$ .

9. Частота вращения ( $\text{мин}^{-1}$ ) барабана

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot v_{cp} \cdot i_n}{\pi \cdot D_{рас}} \quad (3.8)$$

10. Общее передаточное число привода механизма

$$u = n / n_{\sigma}, \quad (3.9)$$

где  $n$  – частота вращения вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .

11. Определяется расчетная мощность редуктора и выбирается редуктор:

$$P_p = k_p \cdot P,$$

где  $k_p$  – коэффициент, учитывающий условия работы редуктора, для приводов механизмов подъема кранов  $k_p = 1$ ;

$P$  – наибольшая статическая мощность,  $P = P_c$ .

По каталогу выбираем редуктор по мощности (ближайшее большее значение) и передаточному числу с учетом условий работы (приложение В).

12. Момент (Н·м) статических сопротивлений на валу двигателя в период пуска

$$T_c = \frac{F_k \cdot a_n \cdot D_{pac}}{2 \cdot u \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{np}}, \quad (3.10)$$

где  $\eta_{\delta}$  – КПД барабана:  $\eta_{\delta} = 0,94 \dots 0,96$  на подшипниках скольжения и  $\eta_{\delta} = 0,96 \dots 0,98$  на подшипниках качения;

$\eta_{np}$  – КПД привода барабана: для одноступенчатого редуктора при подшипниках качения  $\eta_{np} = 0,97$ , при подшипниках скольжения  $\eta_{np} = 0,94$ ; для двухступенчатого редуктора при подшипниках качения  $\eta_{np} = 0,96$ , при подшипниках скольжения  $\eta_{np} = 0,90$ ; для трехступенчатого редуктора при подшипниках качения  $\eta_{np} = 0,94$ , при подшипниках скольжения  $\eta_{np} = 0,85$ .

13. Номинальный момент (Н·м) на валу двигателя

$$T_{ном.} = 9550 P_{дв} / n, \quad (3.11)$$

где  $P_{дв}$  – номинальная мощность двигателя, кВт.

14. Расчетный момент для выбора соединительной муфты

$$T_m = T_c \cdot K_1 \cdot K_2,$$

где  $K_1$  – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма: для механизма подъема  $K_1 = 1,3$ , для механизма поворота и изменения вылета  $K_1 = 1,4$ ;

$K_2$  – коэффициент, учитывающий режим работы механизма. При легком режиме  $K_2 = 1,1$ , при умеренном –  $K_2 = 1,2$ , при тяжелом –  $K_2 = 1,3$ , при весьма тяжелом  $K_2 = 1,5$ .

По величине расчетного момента выбираем соединительную муфту (приложение Г). Более широкое применение находят упругие муфты с тормозным шкивом.

Наибольший кратковременный момент, передаваемый муфтой, не должен превышать более чем в 2 раза наибольший крутящий момент  $T_m$ , который муфта может передать.

Момент инерции (кг·м<sup>2</sup>) муфты

$$I_m \approx (0,1 \dots 0,15) m_m \cdot D^2,$$

где  $m_m, D$  – соответственно масса (кг) и наибольший диаметр муфты (м).

Так, для упругой втулочно-пальцевой муфты при  $D = 90$  мм масса муфты  $m_m = 1,6$  кг; при  $D = 100$  мм –  $m_m = 2$  кг; при  $D = 120$  мм –  $m_m = 4,4$  кг; при  $D = 140$  мм –  $m_m = 6,6$  кг; при  $D = 170$  мм –  $m_m = 13,2$  кг; при  $D = 190$  мм –  $m_m = 16,8$  кг; при  $D = 220$  мм –  $m_m = 23$  кг; при  $D = 250$  мм –  $m_m = 36,9$  кг; при  $D = 320$  мм –  $m_m = 73,4$  кг.

15. Фактическая частота вращения ( $\text{мин}^{-1}$ ) барабана

$$n_{\phi}^{\phi} = \frac{n}{u_p}. \quad (3.12)$$

16. Фактическая скорость (м/с) подъема груза

$$v_{\phi}^{\phi} = \frac{\pi \cdot D_{\text{рас}} \cdot n_{\phi}^{\phi}}{60 \cdot i_n}. \quad (3.13)$$

17. Проверяется соответствие фактической скорости номинальной скорости (таблица 7)

$$\Delta v = \frac{v_{\text{сп}} - v_{\phi}^{\phi}}{v_{\text{сп}}} \cdot 100 \% \leq \pm 10 \%. \quad (3.14)$$

При несоблюдении условия меняют редуктор или диаметр барабана.

Таблица 7. – Номинальная скорость грузоподъемных кранов с гибкой подвеской грузозахватного органа (по ГОСТ 1575–87), м/с

–	0,01	0,1	1,0	10
–	0,0125	0,125	1,25	12,5
–	0,014	(0,14)	(1,4)	–
–	0,016	0,16	1,6	–
–	0,02	0,2	2	–
–	0,025	0,25	2,5	–
0,0032	0,032	0,32	3,2	–
0,004	0,04	0,4	4	–
0,005	0,05	0,5	5	–
0,0063	0,063	0,63	6,3	–
0,008	0,08	0,8	8	–

18. Проверяется двигатель на время пуска.

Для двигателей трехфазного тока с фазным ротором средний пусковой момент (Н·м) двигателя

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{\varphi_{\text{max}} + \varphi_{\text{min}}}{2} T_{\text{ном}}, \quad (3.15)$$

где  $\varphi_{\text{max}} = T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$  – максимальная кратность пускового момента электродвигателя,  $\varphi_{\text{max}} = 1,9 \dots 3,2$  (определяется по каталогу);

$\varphi_{\text{min}}$  – минимальная кратность пускового момента электродвигателя,  $\varphi_{\text{min}} = 1,1 \dots 1,4$ ;

$T_{\text{max}}$  – максимальный пусковой момент двигателя, Н·м;

$T_{\text{ном}}$  – номинальный момент двигателя, Н·м.



Для электродвигателей трехфазного тока с фазным ротором можно принимать  $T_{cp.n} = (1,5 \dots 1,6) T_{ном}$ .

Для электродвигателей с короткозамкнутым ротором можно принимать  $T_{cp.n} = (0,7 \dots 0,8) T_{max}$ .

Для обеспечения разгона двигателей трехфазного тока рекомендуется, чтобы  $T_{cp.n} > 1,5 T_c$  и  $T_{cp.n} = 0,5 (T_{max} + T_c)$ .

Фактическое время (с) пуска при подъеме груза

$$t_n = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 \cdot (T_{cp.n} - T_c)} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot v_{cp}^{\phi^2}}{n \cdot (T_{cp.n} - T_c) \cdot \eta_m}, \quad (3.16)$$

где  $\delta$  – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора двигателя и муфты),  $\delta = 1,10 \dots 1,25$ ;

$I$  – момент инерции ротора двигателя ( $I_p$ ) и муфты ( $I_m$ ),  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ , т. е.  $I = I_p + I_m$ ;

$\eta_m$  – КПД механизма,  $\eta = 0,85$ .

Фактическое время пуска при подъеме груза не должно превышать 2 с. С целью уменьшения динамических усилий рекомендуется время пуска принимать равным 1...2 с.

19. Ускорение ( $\text{м}/\text{с}^2$ ) при пуске механизма с учетом фактической скорости груза

$$a = \frac{v_{cp}^{\phi}}{t_n}. \quad (3.17)$$

Наибольшие допускаемые ускорения механизмов подъема кранов  $[a] = 0,1 \dots 0,2 \text{ м}/\text{с}^2$ .

Для дальнейших расчетов принимается меньшее значение.

20. Момент статического сопротивления (Н·м) на тормозном валу при торможении (тормозной момент)

$$T_c^T = \frac{F_k \cdot a_n \cdot D_{pac} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_T}{2 \cdot u_T}, \quad (3.18)$$

где  $\eta_T$  – КПД привода от вала барабана до тормозного вала,  $\eta_T = 0,85$ ;

$u_T$  – общее передаточное число между тормозным валом и валом барабана:  $u_T = n_T/n_6$ ;  $n_T$  – частота вращения тормозного вала.

Момент, создаваемый тормозом, выбирается из условия:

$$T_T \geq T_c^T \cdot k_T,$$

где  $k_T$  – коэффициент запаса торможения; при легком режиме работы  $k_T = 1,5$ ; при умеренном режиме работы  $k_T = 1,75$ ; при тяжелом режиме работы  $k_T = 2,0$ ; при весьма тяжелом режиме работы  $k_T = 2,5$ .

По величине расчетного момента, развиваемого тормозом, выбирается соответствующий тормоз (приложение Д).

21. Время торможения  $t_T$  (с) при опускании груза

$$t_T = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 \cdot (T_T - T_c^T)} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot v_{cp}^{\phi^2} \cdot \eta_m}{n \cdot (T_T - T_c^T)} \leq [t_T], \quad (3.19)$$

где  $[t_T]$  – допустимое время торможения, с. При скорости подъема груза  $v_{cp}^{\phi} < 0,2$  м/с  $[t_T] = 1,0$  с, при  $v_{cp}^{\phi} > 0,2$  м/с  $[t_T] = 1,5$  с.

22. Длина пути торможения (м) при равномерно замедленном движении

$$s = v_{cp}^{\phi} \cdot t_T / 2 \leq [s_{\max}],$$

где  $s_{\max}$  – наибольшая допускаемая длина пути торможения механизма подъема груза, м. При легком режиме работы механизма  $[s_{\max}] = v_{cp}^{\phi} / 2$ ; при умеренном –  $[s_{\max}] = v_{cp}^{\phi} / 1,7$ ; при тяжелом –  $[s_{\max}] = v_{cp}^{\phi} / 1,3$ .

23. Замедление (м/с<sup>2</sup>) при торможении механизма

$$a = v_{cp}^{\phi} / t_T \leq [a],$$

где  $[a]$  – допустимое замедление при торможении; в зависимости от назначения крана  $[a] \leq 0,1 \dots 0,8$  м/с<sup>2</sup>.

При невыполнении условий регулируют тормоз на расчетный тормозной момент за счет изменения длины рабочей пружины и вновь проверяют фактическое замедление при торможении.

Проверочный расчет механизма подъема проводится на ПЭВМ.

### 3.2 Расчет механизма передвижения

Расчет механизмов передвижения кранов проводится на основе выбранных кинематических схем и заключается в подборе и расчете ходовых колес, определении сопротивлений передвижению, выборе и проверке двигателей, редукторов, валов, муфт и тормозов.

*Последовательность расчета механизма передвижения крана (тележки)*

1. Определяется масса (т) крана по расчетным формулам:

$$\text{гусеничного} - m \approx \frac{222 - 27H + Q \cdot R}{9,09 - 0,106H};$$

$$\text{пневмоколесного} - m = \frac{75 - 0,75H + Q \cdot R}{6,88 - 0,106H};$$

$$\begin{aligned} \text{автомобильного (массой} \leq 10 \text{ т)} - m &= (1,7 \dots 1,8) Q; \\ \text{(массой} > 10 \text{ т)} - m &= (1,8 \dots 2,0) Q. \end{aligned}$$

Масса башенного крана и его элементов может быть принята по таблице 8 или по приложению Е.

Укрупненное распределение общего веса  $G$  башенного крана:

металлоконструкции  $- G_{\text{м.к.}} \approx 0,41 G$ ;

механизмы и электрооборудование  $- G_{\text{мех}} \approx 0,25 G$ ;

балласт и контргруз (противовес)  $- G_{\text{бал}} \approx 0,34 G$ .

Здесь  $Q$  – грузоподъемность, т;  $H$  – наибольшая высота подъема груза, м;  $R$  – вылет, м.

Таблица 8. – Расчетные формулы для ориентировочного определения массы (т) башенных кранов и их отдельных элементов

Наименование	Масса крана и его элементов, т			
	с поворотной башней		с поворотной головкой	
	с подъемной стрелой	с балочной стрелой	с подъемной стрелой	с балочной стрелой
Кран	$m = 0,31Q \cdot R \cdot \sqrt[3]{\frac{H}{Q}}$	$m = 0,335Q \cdot R \cdot \sqrt[3]{\frac{H}{Q}}$	$m = 0,335Q \cdot R \cdot \sqrt[3]{\frac{H}{Q}}$	$m = 0,36Q \cdot R \cdot \sqrt[3]{\frac{H}{Q}}$
Башня	$m_6 \approx 0,13 \cdot m$	$m_6 \approx 0,13 \cdot m$	$m_6 \approx 0,16 \cdot m$	–
Поворотная платформа	$m_{\text{пл}} \approx 0,1 \cdot m$	$m_{\text{пл}} \approx 0,09 \cdot m$	–	–
Стрела	$m_c \approx 0,035 \cdot m$	$m_c \approx 0,05 \cdot m$	$m_c \approx 0,035 \cdot m$	$m_c \approx 0,05 \cdot m$
Неповоротная рама	$m_{\text{нр}} \approx 0,145 \cdot m$	$m_{\text{нр}} \approx 0,14 \cdot m$	–	–
Противовес	$m_{\text{пв}} \approx 0,34 \cdot m$	$m_{\text{пв}} \approx 0,34 \cdot m$	$m_{\text{пв}} \approx 0,34 \cdot m$	$m_{\text{пв}} \approx 0,34 \cdot m$
Консоль противовеса	–	–	$m_{\text{к.п}} \approx 0,065 \cdot m$	$m_{\text{к.п}} \approx 0,07 \cdot m$
Портал	–	–	$m_{\text{п}} \approx 0,16 \cdot m$	$m_{\text{п}} \approx 0,14 \cdot m$
Каретка грузовая	–	$m_{\text{к.г}} \approx 0,01 \cdot m$	–	$m_{\text{к.г}} \approx 0,01 \cdot m$
Полиспаст грузовой с крюком	$m_{\text{п}}^r \approx 0,005 \cdot m$	$m_{\text{п}}^r \approx 0,005 \cdot m$	$m_{\text{п}}^r \approx 0,005 \cdot m$	$m_{\text{п}}^r \approx 0,005 \cdot m$
Полиспаст стреловой	$m_{\text{п}}^c \approx 0,005 \cdot m$	$m_{\text{п}}^c \approx 0,005 \cdot m$	$m_{\text{п}}^c \approx 0,005 \cdot m$	$m_{\text{п}}^c \approx 0,005 \cdot m$

2. Общее сопротивление ( $H$ ) передвижению крана (тележки) от статических нагрузок

$$F_{\text{пер}} = F_{\text{тр}} + F_{\text{укл}} + F_{\text{в}}, \quad (3.20)$$

где  $F_{\text{тр}}$  – сопротивление трения;

$F_{\text{укл}}$  – сопротивление от уклона пути;

$F_{\text{в}}$  – сопротивление от ветровой нагрузки,  $F_{\text{в}} = F^{\text{в}}$ . Здесь  $F^{\text{в}}$  – полная ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии.

Сопротивление трения при движении крана (тележки) по прямому рельсовому пути

$$F_{mp} = k_p (m + Q) g \frac{f \cdot d_{ц} + 2\mu}{D_k}, \quad (3.21)$$

где  $k_p$  – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления от трения реборд ходовых колес и торцов ступиц колеса: для подшипников скольжения  $k_p = 1,2 \dots 1,8$ ; для подшипников качения  $k_p = 2,0 \dots 2,5$ ;

$m$  – масса крана (тележки), кг;

$f$  – коэффициент трения (приведенный к цапфе вала) в подшипниках опор вала ходового колеса: в шариковых и роликовых подшипниках качения  $f = 0,015$ ; конических подшипниках качения  $f = 0,02$ ; в подшипниках скольжения  $f = 0,1$ ;

$D_k$  – диаметр ходового колеса, м;

$d_{ц}$  – диаметр цапфы вала ходового колеса, м,  $d_{ц} = (0,2 \dots 0,25) D_k$ ;

$\mu$  – коэффициент трения (плечо реактивной силы) качения ходовых колес по рельсам; для крана  $\mu = 0,0005 \dots 0,0008$  м, для тележки  $\mu = 0,0003 \dots 0,0004$  м.

В башенных кранах применяют колеса диаметром 500 мм, т. е.  $D_k = 500$  мм.

Диаметры колес крановых тележек принимаются при грузоподъемности до 10 т – 250 мм, свыше 10 т – 360 мм.

Сопротивление от уклона пути

$$F_{укл} = (m + Q) g \sin \alpha', \quad (3.22)$$

где  $\alpha'$  – угол наклона пути;  $\sin \alpha' = \text{tg } \alpha'$  – уклон пути. Для башенных кранов  $\sin \alpha' = 0,004$ ; стреловых самоходных кранов уклон основания  $\sin \alpha' = 0,052$ .

Различают ветровую нагрузку на кран в нерабочем и рабочем состояниях. Ветровая нагрузка в нерабочем состоянии должна учитываться при расчете механизмов поворота, передвижения, изменения вылета стрелы, осей и валов ходовых колес, противоугольных устройств и собственной устойчивости крана.

За ветровую нагрузку на кран в нерабочем состоянии принимается предельная нагрузка, на которую должны быть рассчитаны элементы крана.

Ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии должна быть учтена при расчете механизмов, тормозов, при определении мощности двигателей, собственной и грузовой устойчивости.

За ветровую нагрузку на кран в рабочем состоянии принимается предельная ветровая нагрузка, при которой обеспечивается эксплуатация крана с номинальным грузом.

Ветровая нагрузка на кран определяется как сумма статических и динамических составляющих.

Статическая составляющая ветровой нагрузки (Н)

$$F = p \cdot A, \quad (3.23)$$

где  $p$  – распределенная ветровая нагрузка на единицу расчетной площади элемента конструкции или груза, Па;

$A$  – расчетная площадь элемента конструкции или груза, м<sup>2</sup>.

За расчетную площадь конструкции принимают теньевую площадь, т. е. площадь проекций всех элементов конструкции на ее наветренную плоскость.

Для предварительных расчетов можно принимать:

$$A = A_k \cdot k_{спл}, \quad (3.24)$$

где  $A_k$  – габаритная площадь элемента крана, м<sup>2</sup>;

$k_{спл}$  – коэффициент сплошности: для решетчатых ферм  $k_{спл} \approx 0,3 \dots 0,4$ , для механизмов –  $k_{спл} \approx 0,8 \dots 1,0$ .

Расчетную площадь груза определяют по фактическим данным, а при их отсутствии – по таблице 9.

Таблица 9. – Расчетная площадь груза  $A_{Г}$  в зависимости от его номинальной массы  $Q$

$Q, \text{ т}$	$A_{Г}, \text{ м}^2$	$Q, \text{ т}$	$A_{Г}, \text{ м}^2$	$Q, \text{ т}$	$A_{Г}, \text{ м}^2$
0,05	0,56	1,25	3,2	12,5	12
0,10	0,80	1,60	3,6	16,0	14
0,20	1,0	2,0	4,0	20,0	16
0,25	1,4	2,5	5,0	25,0	18
0,32	1,6	3,2	5,6	32,0	20
0,40	1,8	4,0	6,3	40,0	22
0,50	2,0	5,0	7,1	50,0	25
0,63	2,2	6,3	8,0	63,0	28
0,80	2,5	8,0	9,0	80,0	32
1,00	2,8	10,0	10,0	100,0	36

Ветровую нагрузку на груз принимают не менее 500 Н.

Распределенная ветровая нагрузка (Па)

$$p = q \cdot k_h \cdot c \cdot n, \quad (3.25)$$

где  $q$  – динамическое давление ветра, Па. Для рабочего состояния кранов независимо от районов установки принимают  $q = 125 \dots 250$  Па. При проверке собственной устойчивости принимают  $q = 700$  Па для кранов высотой до 20 м. На каждый последующий метр высоты крана давление ветра увеличивают на 10 Па;

$k_h$  – коэффициент, учитывающий изменение динамического давления по высоте  $h$  над поверхностью земли: при высоте 10; 20; 40; 60; 100 м  $k_h$

соответственно равен 1; 1,25; 1,55; 1,75; 2,10. Для промежуточных высот значения коэффициента определяются линейной интерполяцией приведенных здесь данных. Для груза значение  $k_h$  принимают по максимальной высоте подъема груза;

$c$  – коэффициент аэродинамической силы,  $c = 1,4$  – для стрел, башен, мостов;  $c = 1,2$  – для вантов, канатов, противовесов, кабин;  $c = 1,8...3,5$  – для пространственных ферм; для груза  $c = 1,2$ ;

$n$  – коэффициент перегрузки. Для рабочего состояния  $n = 1$ ; для нерабочего состояния  $n = 1,1$ .

Полная ветровая нагрузка (Н) на элемент конструкции крана в нерабочем состоянии

$$F_i^{HP} = \sum p_i^{HP} \cdot A_i^{HP}, \quad (3.26)$$

где  $p_i^{HP}$  – распределенная ветровая нагрузка на соответствующую часть элемента крана, Па;

$A_i^{HP}$  – расчетная площадь этой части элемента крана, равная габаритной площади без проемов, м<sup>2</sup>.

Полная ветровая нагрузка (Н) на кран (т. е. на все элементы конструкции) в нерабочем состоянии

$$F^{HP} = \sum F_i^{HP}. \quad (3.27)$$

Полная ветровая нагрузка (Н) на элемент крана в рабочем состоянии

$$F_i^P = \sum p_i^P \cdot A_i^P, \quad (3.28)$$

где  $p_i^P$  – распределенная ветровая нагрузка на соответствующую часть элемента крана, Па;

$A_i^P$  – расчетная площадь этой части элемента крана, м<sup>2</sup>.

Ветровая нагрузка (Н) на все элементы конструкции крана в рабочем состоянии

$$F_K^P = \sum F_i^P. \quad (3.29)$$

Ветровая нагрузка (Н) на груз

$$F_G^P = p^P \cdot A_G, \quad (3.30)$$

где  $p^P$  – распределенная ветровая нагрузка на груз в рабочем состоянии крана, Па;

$A_G$  – расчетная площадь груза, м<sup>2</sup> (таблица 9).

Полная ветровая нагрузка (Н) на кран (т. е. на все его элементы и на груз) в рабочем состоянии

$$F^P = F_K^P + F_G^P. \quad (3.31)$$

3. Статическая мощность двигателя (кВт), необходимая для привода механизма передвижения крана (тележки),

$$P_c = \frac{F_{неp} \cdot v_{неp}}{1000 \eta_m}, \quad (3.32)$$

где  $v_{неp}$  – номинальная скорость передвижения, м/с;  
 $\eta_m$  – КПД механизма,  $\eta_m = 0,8$ .

Номинальная мощность двигателя должна быть равна или несколько больше статической мощности.

4. Составляется кинематическая схема механизма и выбирается двигатель. В случае отдельного привода механизма статическая мощность каждого двигателя (с учетом возможного неравномерного распределения нагрузки на каждый из них) принимается равной  $(0,5...0,6) P_c$ .

Номинальный момент (Н·м) на валу двигателя

$$T_{ном.} = 9550 P_{дв} / n, \quad (3.33)$$

где  $P_{дв}$  – номинальная мощность двигателя, кВт;  
 $n$  – частота вращения вала двигателя, мин<sup>-1</sup>.

5. Частота вращения (мин<sup>-1</sup>) ходовых колес

$$n_k = \frac{60 \cdot v_{неp}}{\pi \cdot D_k}$$

6. Требуемое передаточное число привода

$$u = n / n_k$$

7. Расчетная мощность редуктора

$$P_p = k_p \cdot P,$$

где  $k_p$  – коэффициент, учитывающий условия работы редуктора, для приводов механизмов поворота и передвижения кранов коэффициент  $k_p$  принимают в зависимости от режима работы (таблица 10);

$P$  – наибольшая мощность, передаваемая редуктором при нормально протекающем процессе работы механизма.

Таблица 10. – Значения коэффициента  $k_p$  для редукторов *PM* и *Ц2*

Режим работы	Легкий	Умеренный	Тяжелый	Весьма тяжелый
Значение коэффициента $k_p$	2,25	2,2	1,7	1,3

По каталогу выбирается редуктор по мощности (ближайшее большее значение) и передаточному числу с учетом условий работы.

8. Расчетные моменты соединительных муфт

$$T_m = T_c \cdot K_1 \cdot K_2,$$

где  $T_c$  – момент статических сопротивлений на валу двигателя для механизма передвижения, Н·м,  $T_c = \frac{F_{nep} \cdot D_k}{2 \cdot u_p \cdot \eta_m}$ ;

$K_1$  – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма,  $K_1 = 1,2$ ;

$K_2$  – коэффициент, учитывающий режим работы механизма. При легком режиме  $K_2 = 1,1$ , при умеренном –  $K_2 = 1,2$ , при тяжелом –  $K_2 = 1,3$ , при весьма тяжелом  $K_2 = 1,5$ .

По величине расчетного момента выбирается упругая муфта с тормозным шкивом.

9. Определяется фактическая скорость передвижения (м/с) и проверяется соответствие ее номинальной скорости (таблица 6):

$$v_{nep}^{\phi} = v_{nep} \cdot u / u_p.$$

10. Максимально допустимое ускорение крана (тележки) при пуске по условию сцепления колес с рельсами

$$\alpha_{max} = \left\{ \left[ \frac{z_{np}}{z} \left( \frac{\phi}{k_{\phi}} + \frac{fd_u}{D_k} \right) - 2\mu + fd_u \frac{k_p}{D_k} \right] \frac{F_k^p}{m \cdot g} \right\} g, \quad (3.34)$$

где  $z_{np}$  – число приводных ходовых колес;

$z$  – общее число ходовых колес;

$\phi$  – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами: при работе в помещении  $\phi = 0,15$ ; при работе на открытом воздухе  $\phi = 0,12$ ;

$k_{\phi}$  – коэффициент запаса сцепления: при работе без ветровой нагрузки  $k_{\phi} = 1,2$ ; при работе с ветровой нагрузкой  $k_{\phi} = 1,1$ ;

$m$  – масса крана (тележки), кг.

11. Наименьшее допускаемое время пуска

$$t_{don} = \frac{v_{nep}^{\phi}}{a_{max}}.$$

12. Проверяется двигатель на время пуска и на нагрев. Полученное время пуска должно соответствовать табличным данным.

Средний пусковой момент (Н·м) двигателя

$$T_{cp.n} = \frac{\varphi_{max} + \varphi_{min}}{2} T_{ном}. \quad (3.35)$$

Момент (Н·м) статических сопротивлений на валу двигателя в период пуска

$$T_c = \frac{F'_{nep} \cdot D_k}{2 \cdot u_p \cdot \eta_m}. \quad (3.36)$$



Соппротивление (Н) передвижению крана (тележки) без груза

$$F'_{nep} = k_p \cdot m \cdot g \frac{f \cdot d_u + 2\mu}{D_k} + m \cdot g \cdot \sin \alpha + F_k^p. \quad (3.37)$$

Фактическое время (с) пуска при передвижении крана (тележки) без груза

$$t_n = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 \cdot (T_{cp.n} - T_c)} + \frac{9,55 \cdot m \cdot v_{nep}^{\phi 2}}{n \cdot (T_{cp.n} - T_c) \cdot \eta_m}, \quad (3.38)$$

где  $\delta$  – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора двигателя и муфты),  $\delta = 1,1 \dots 1,25$ ;

$I$  – момент инерции ротора двигателя ( $I_p$ ) и муфты ( $I_m$ ), кг·м<sup>2</sup>, т. е.  $I = I_p + I_m$ .

Полученное время пуска механизма передвижения должно составлять для крана – 5...8 с, тележки – 1,5...5 с. Для тележки у кранов пролетного типа при времени пуска более 5 с необходимо увеличить количество ведущих ходовых колес.

Выбранный двигатель проверяется по ускорению при пуске без груза:

$$a_\phi = \frac{v_{nep}^{\phi}}{t_n} < a_{max}.$$

Если для соблюдения условия  $a_\phi < a_{max}$  принимается двигатель мощностью  $P_{дв} < P_c$ , он должен быть проверен по нагреву.

13. Проверяется запас сцепления ходовых колес с рельсами при пуске.

Суммарная нагрузка (Н) на приводные ходовые колеса без груза

$$F_{np} = m \cdot g \cdot z_{np} / z.$$

Фактический запас сцепления

$$k_\phi = \frac{F_{np} \cdot \phi}{F'_{nep} + m \cdot g \cdot \left( \frac{a_\phi}{g} - \frac{z_{np}}{z} \cdot f \cdot \frac{d_u}{D_k} \right)} \geq 1,1. \quad (3.39)$$

14. Определяется максимальное допустимое замедление.

Для механизмов передвижения по рельсовому ходу определение тормозного момента ведется по условию исключения проскальзывания заторможенных колес по рельсам. При этом расчет ведется для наименьшего сцепного веса крана, т. е. когда кран без груза.

Максимально допустимая величина замедления (м/с<sup>2</sup>), при которой обеспечивается заданный запас сцепления ходовых колес с рельсами,

$$\alpha_{\max}^T = \left\{ \left[ \frac{z_{np}}{z} \left( \frac{\phi}{k_{\phi}} - \frac{f \cdot d_u}{D_K} \right) + 2\mu + f \cdot d_u \frac{1}{D_K} \right] - \frac{F_k^p}{m \cdot g} \right\} g \leq [a_{\max}], \quad (3.40)$$

где  $[a_{\max}]$  – наибольшее допустимое замедление механизма передвижения крана,  $[a_{\max}] = 0,25 \text{ м/с}^2$ .

Для дальнейших расчетов берется меньшее значение.

15. Время (с) торможения без груза при  $a_{\max} = a_{\max}^T$

$$t_T = \frac{v_{nep}^{\phi}}{a_{\max}^T}.$$

16. Определяется момент статических сопротивлений на тормозном валу  $T_C^T$  при торможении без груза.

Сопротивление трения ходовых колес (Н) при торможении крана без груза:

$$F_{mp}^T = \frac{m \cdot g}{D_K} (f \cdot d_u + 2\mu).$$

Момент сил трения (Н·м) при торможении

$$T_{mp}^T = \frac{F_{mp}^T \cdot D_k \cdot \eta_T}{2 \cdot u_p},$$

где  $\eta_T$  – КПД механизма передвижения при торможении.

Момент сопротивления (Н·м) движению от уклона пути

$$T_{укл}^T = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha' \cdot D_k \cdot \eta_T}{2 \cdot u_p},$$

где  $\alpha'$  – угол наклона пути;  $\sin \alpha' = \text{tg } \alpha'$  – уклон пути.

Момент от ветровой нагрузки (Н·м)

$$T_{\epsilon}^T = \frac{F_k^p \cdot D_k \cdot \eta_T}{2 \cdot u_p}.$$

Момент статических сопротивлений (Н·м) на тормозном валу при неблагоприятном сочетании нагрузок во время торможения

$$T_C^T = T_{mp}^T - T_{укл}^T - T_{\epsilon}^T. \quad (3.41)$$

17. Момент сил инерции (Н·м) при торможении без груза

$$T_{ин}^T = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 \cdot t_T} + \frac{9,55 \cdot m \cdot v_{nep}^{\phi 2} \cdot \eta_T}{n \cdot t_T}. \quad (3.42)$$

18. Расчетный тормозной момент (Н·м) на валу тормоза при торможении без груза

$$T_m = T_{ин}^T - T_C^T. \quad (3.43)$$

По каталогу выбирается тормоз с тормозным моментом  $T_m$ .

19. Определяется минимальная длина пути торможения  $S_{\min}^T$  по таблице 11.

Таблица 11. – Рекомендуемая минимальная длина пути торможения механизма передвижения

Отношение числа затормаживаемых ходовых колес к общему их количеству, %	Длина пути торможения $S$ , м
25	$(2v^2) / k$
50	$v^2 / k$
100	$v^2 / 2k$

Примечание – При работе в помещении  $k = 1,5$ ; при работе на открытом воздухе  $k = 0,9$ ;  $v$  – фактическая скорость перемещения, м/с.

20. Фактическая длина пути торможения

$$S_{\phi} = 0,5 v_{\text{пер}}^{\phi} \cdot t_T.$$

Проверяется условие  $S_{\phi} \geq S_{\min}^T$ .

При несоблюдении условия регулируют тормоз на меньший тормозной момент или принимают другой тормоз, после чего вновь проверяют выполнение вышеприведенного условия.

### 3.3 Расчет механизма изменения вылета стрелы

Изменение вылета стреловых кранов осуществляется передвижением грузовой тележки по ее направляющим балкам или наклоном стрелы.

При изменении вылета передвижением грузовой тележки расчет аналогичен расчету механизма передвижения с учетом разности натяжений конечных ветвей грузового каната, сопротивления вследствие провисания хвостовой части тягового каната и центробежной силы инерции массы груза и тележки при повороте крана (для поворотных кранов).

При изменении вылета наклоном стрелы общий расчет механизма изменения вылета состоит в определении усилия в канате полиспаста, выборе и расчете каната и барабана, выборе двигателя, редуктора, муфт и тормоза.

Известны несколько способов изменения вылета: передвижением грузовой каретки по горизонтальной стреле; изменением угла наклона подъемно-опускной стрелы; выдвиганием отдельных секций телескопически раздвижной стрелы; изменением взаимного расположения отдельных секций шарнирно-сочлененной стрелы.

По методу реализации указанных способов различают стрелы, в том числе состоящие из нескольких жестко связанных между собой секций, подвешенные на стрелоподъемном канатном полиспасте, что обычно имеет место при электроприводе механизмов, и стрелы, в том числе состоящие из нескольких подвижных одна относительно другой секций, опирающиеся на шток гидротолкателя, что имеет место при гидроприводе механизмов. Существуют и комбинированные способы. Например, при изменении вылета раздвижением секций в телескопических стрелах часть секций выдвигается гидроцилиндром, а часть канатными полиспастами, связанными с гидроцилиндрами.

### 3.3.1 Расчет механизма изменения вылета стрелы посредством передвижения грузовой тележки

Изменение вылета стреловых кранов осуществляется посредством перемещения грузовой тележки по направляющим балкам стрелы с помощью тягового каната.

Тележечные лебедки характеризуются малой мощностью двигателя и небольшими габаритными размерами. На цилиндрический барабан лебедки встречно навиваются два тележечных каната для передвижения грузовой тележки вперед или назад. Канаты крепятся на разных концах барабана. На валу двигателя этих лебедок часто устанавливают маховики, что позволяет повысить плавность пуска и торможения привода лебедки. Расчет механизма передвижения грузовой тележки осуществляется на основе выбранной схемы для конкретного крана.

Усилие в канате согласно расчетной схеме (рисунок 1):

$$F_T = F_{\text{пер}} + F_u + F_n + F_{\text{пр}},$$

где  $F_{\text{пер}}$  – сопротивление передвижению тележки от трения, уклона пути и ветровой нагрузки, Н;

$F_u$  – центробежная сила инерции, создаваемая массой груза и тележки при повороте крана, Н:

$$F_u = \frac{Q + m_T \pi^2 n_{\text{пов}}^2 R}{900},$$

где  $m_T$  – масса тележки, кг;

$F_n$  – разность натяжений ветвей грузового полиспаста, Н:

$$F_n = F_1 - F_i = Q \cdot g \frac{1 - \eta_{\text{ол}} \quad 1 - \eta_{\text{ол}}^{c_k - 1}}{\eta_{\text{ол}} \quad 1 - \eta_{\text{ол}}^{c_k - 2}},$$

где  $F_1, F_i$  – натяжение первой и конечной ветвей каната грузового полиспаста (рисунок 1);

$\eta_{\text{бл}}$  – КПД канатного блока;

$c_k$  – количество ветвей каната в грузовом полиспасте,  $c_k = i_{\text{п}}^f + 2$ ;

$i_{\text{п}}^f$  – кратность грузового полиспаста;

$F_{\text{np}}$  – сопротивление от провисания хвостовой ветви каната, Н:

$$F_{\text{np}} = q_k \cdot g \frac{l^2}{8h},$$

где  $q_k$  – погонная масса хвостового каната, кг/м;

$l$  – длина (наибольшая) хвостовой ветви тягового каната, м;

$h$  – провисание, допускаемое для хвостовой ветви тягового каната, м;

$h = (0,01 \dots 0,02) l$ .

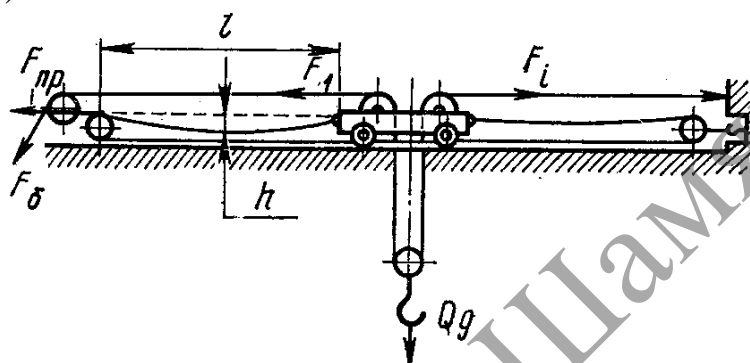


Рисунок 1. – Расчетная схема канатного механизма передвижения грузовой тележки

Далее расчет привода лебедки механизма передвижения тележки производится так же, как и расчет привода механизма передвижения крана.

### 3.3.2 Расчет механизма изменения вылета наклоном стрелы

При изменении вылета наклоном стрелы усилие в канате стрелового полиспаста у барабана:

$$F_6^C = \frac{F_{\text{п}}^C}{u_{\text{п}}^C \cdot \eta_0}, \quad (3.44)$$

где  $F_{\text{п}}^C$  – см. формулу (3.46);

$u_{\text{п}}^C$  – кратность стрелового полиспаста;

$\eta_0$  – КПД стрелового полиспаста и обводных блоков.

Момент статического сопротивления на валу двигателя при подъеме стрелы

$$T_C = F_6^C \frac{D_{\text{расч}}^C}{2u \cdot \eta_6 \cdot \eta_{\text{пр}}}, \quad (3.45)$$

где  $D_{\text{расч}}^C$  – расчетный диаметр барабана лебедки изменения вылета (см. формулу (3.7)).

Статическая мощность двигателя определяется по формуле:

$$P_c = T_c n / 9550.$$

Усилие в стреловом полиспасте (Н) (рисунок 2):

$$F_{II}^C = \frac{Q + 0,5m_c + 0,5m_{II}^C \cdot g \cdot L_C^r - \frac{Q \cdot g \cdot d}{u_{II}^r \cdot \eta_{II}^r} + \left( F_r^P + 0,5F_c^P + F_r^{II} + F_c^{II} \frac{h_c^{II}}{H} + F_{II}^{C,II} \right)}{H \cdot \cos \delta \pm L_C^r \cdot \sin \delta}, \quad (3.46)$$

- где  $m_c$  – масса стрелы, кг;  
 $m_{II}^C$  – масса стрелового полиспаста, кг;  
 $L_C^r$  – горизонтальная проекция стрелы, м;  
 $u_{II}^r$  – кратность грузоподъемного полиспаста;  
 $\eta_{II}^r$  – КПД грузоподъемного полиспаста;  
 $F_r^P$  – ветровая нагрузка на груз, Н;  
 $F_c^P$  – ветровал нагрузка на стрелу, Н;  
 $F_r^{II}$  – центробежная сила от груза и грузового полиспаста, Н;  
 $F_c^{II}$  – центробежная сила стрелы, Н;  
 $F_{II}^{C,II}$  – центробежная сила от стрелового полиспаста (учитывается половина его массы), Н;  
 $\delta$  – угол наклона полиспаста стрелы от горизонтали (рисунок 2), Н;  
 $h_c^{II}$ ,  $d$  – длина плеч сил, м (рисунок 2);  
 $H$  – вертикальная проекция стрелы, м.

Знак плюс перед вторым слагаемым знаменателя принимается, когда стреловой полиспаст наклонен от головки стрелы вверх, знак минус – при обратном наклоне.

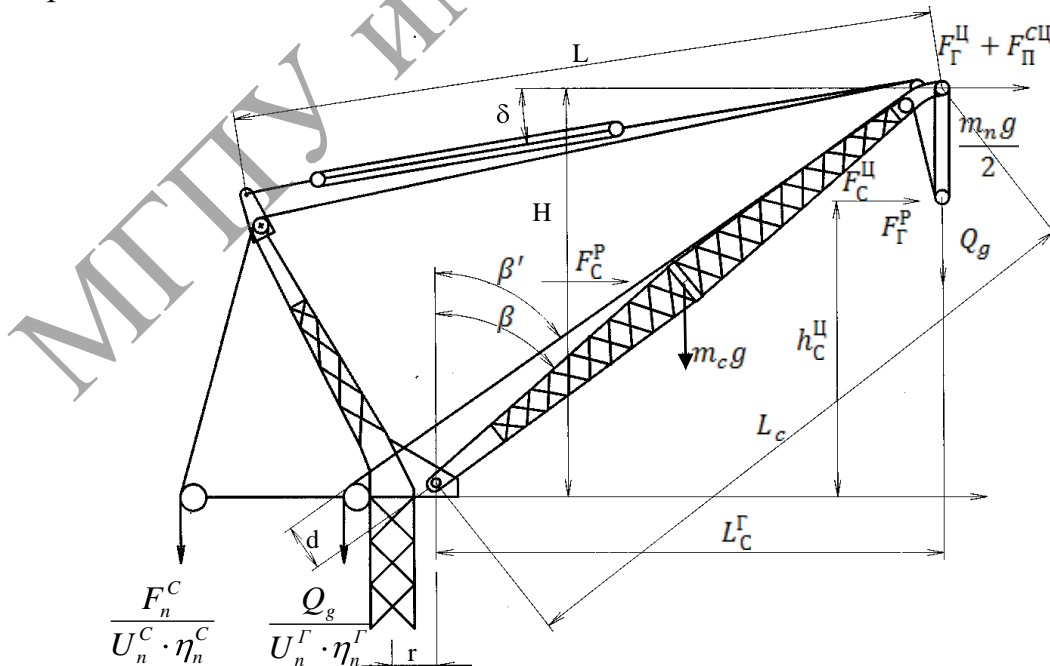


Рисунок 2. – Схема для определения усилия в стреловом полиспасте

Для стрел с вылетом до 25 м у кранов с частотой вращения менее  $1 \text{ мин}^{-1}$  центробежные силы могут не учитываться.

Максимальное усилие в стреловом полиспасте будет при наибольшем вылете стрелы. Расчетное усилие в стреловом полиспасте для определения необходимой мощности двигателя можно принимать равным полусумме усилий в полиспасте при крайних положениях стрелы.

Центробежная сила (Н) от массы груза

$$F_G^H = \frac{Q \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{ПОВ}}^2 \cdot R}{900}, \quad (3.47)$$

где  $n_{\text{ПОВ}}$  – частота вращения поворотной части крана,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $R$  – вылет стрелы, м.

Центробежная сила (Н) от массы стрелы

$$F_C^H = \frac{m_C \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{ПОВ}}^2}{1800} (2r + L_C \cdot \sin \theta), \quad (3.48)$$

где  $r, L_C, \theta$  – см. рисунок 2.

Ордината (м) центробежной силы  $F_C^H$  (рисунок 2)

$$h_C^H = \frac{3r + 2L_C \cdot \sin \theta}{2r + L_C \cdot \sin \theta} \cdot \frac{L_C}{3} \cdot \cos \theta. \quad (3.49)$$

Ход (м) стрелового полиспаста

$$\Delta L = L_{\text{max}} - L_{\text{min}}, \quad (3.50)$$

где  $L_{\text{max}}, L_{\text{min}}$  – длина стрелового полиспаста при наибольшем и наименьшем вылетах стрелы.

Длина каната, наматываемого на барабан стреловой лебедки,

$$l_K = \Delta L \cdot u_{\text{П}}^C. \quad (3.51)$$

Средняя скорость навивки каната на барабан

$$v_K = l_K / t, \quad (3.52)$$

где  $t$  – заданное время наклона стрелы при переходе из одного крайнего положения в другое, с.

Момент статических сопротивлений на валу тормоза при торможении

$$T_c^T = \frac{F_{\delta}^c \cdot a_n \cdot D_{\text{рас}} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_T}{2 \cdot u_T},$$

где  $\eta_T$  – КПД привода от вала барабана до тормозного вала,  $\eta_T = 0,85$ ;  
 $u_T$  – общее передаточное число между тормозным валом и валом барабана:  $u_T = n_T / n_{\delta}$ ;  $n_T$  – частота вращения тормозного вала.

Далее расчет производится так же, как и для механизма подъема.

Коэффициент запаса торможения  $k_T$  для механизма изменения вылета подъемом и опусканием стрелы принимают не менее 1,5.

### 3.3.3 Расчет механизма изменения вылета с жесткой подвеской стрелы

#### Расчет механизма изменения длины стрелы

Исходными данными являются грузоподъемность  $Q$ , массы выдвигаемых секций, конструктивная и расчетная схема стрелы (рисунок 3).

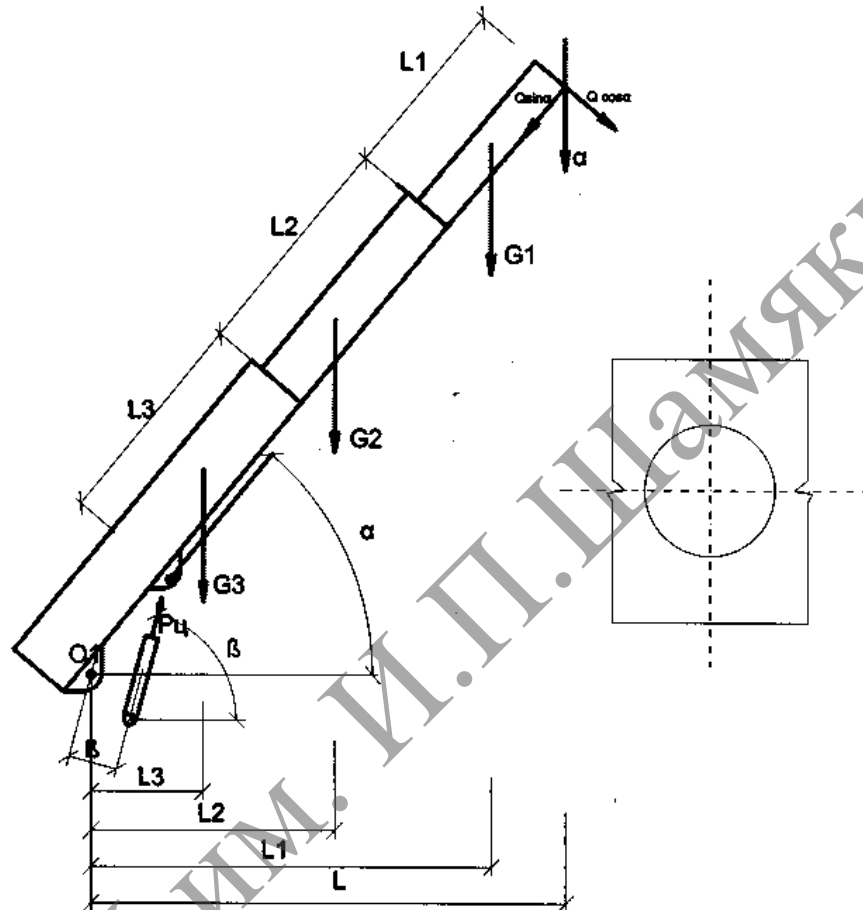


Рисунок 3. – Расчетная схема телескопической стрелы

Суммарная сжимающая сила, действующая на шток гидроцилиндра,

$$P = (Q + G_i) \sin \alpha,$$

где  $G_i$  – вес выдвигаемых секций.

Усилие, действующее в канате, выдвигающем верхнюю секцию,

$$F_K = \frac{Q + G_1 \sin \alpha}{2\eta},$$

где  $\eta$  – КПД, учитывающий потери на трение в роликах или ползунах верхней секции и на перегиб каната,  $\eta \cong 0,85 \dots 0,9$ .

Канат подбирают по разрывному усилию:



$$F = F_K \cdot Z_p,$$

где  $Z_p$  – коэффициент запаса прочности каната.

Поперечное сечение штока гидроцилиндра проверяют на сжатие с учетом продольного изгиба:

$$\sigma = P / A \cdot \phi \leq \sigma ,$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения, см<sup>2</sup>:  $A = \pi \cdot d^2 / 4$ ;

$\phi$  – коэффициент снижения допускаемого напряжения при продольном изгибе, зависящий от материала штока и его гибкости,

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение, при изготовлении стрелы из стали 10ХСН  $[\sigma] = 260$  МПа.

Минимальный диаметр штока

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot [\sigma]}}$$

Гибкость штока

$$\lambda = l_p / r_i,$$

где  $l_p$  – расчетная длина штока.

При обоих заделанных концах штока

$$l_p = 0,5l_{действ}.$$

При одном заделанном и другом шарнирно-опертом конце

$$l_p = 0,7l_{действ}.$$

При обоих шарнирно-опертых концах

$$l_p = l_{действ}.$$

Минимальный радиус инерции сечения

$$r_i = \sqrt{J / F} ,$$

где  $J$  – момент инерции сечения, см<sup>4</sup>:  $J = \pi \cdot d^4 / 64$ .

*Расчет механизма изменения вылета стрелы*

Изменение вылета обеспечивается одним или двумя гидроцилиндрами. Необходимое усилие  $P_{ц}$  определяется уравнением:

$$\sum M_{0_i} = 0; \quad P_{ц} = \frac{G_3 \cdot l_3' + G_2 \cdot l_2' + G_1 \cdot l_1' + Q \cdot l}{l_{ц}}.$$

Зная давление в гидроциindre  $p$ , находят внутренний диаметр цилиндра:

$$d_{ц} = 1,13 \sqrt{P_{ц} / p} .$$

Рекомендуются следующие значения  $d_{ц}$ , мм: 25, 32, 40, 50, 63, 70, 80, 90, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320.

Рекомендуются следующие значения давлений  $p$ , МПа: 10, 12,5, 16, 20, 25, 32, 40, 50.

Толщина стенки гидроцилиндра

$$\delta = \frac{p \cdot d_{ц}}{2[\sigma_p]},$$

где  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение на растяжение (для стали  $[\sigma_p] = 200 \dots 240$  МПа).

Поперечное сечение штока гидроцилиндра проверяют на сжатие с учетом продольного изгиба.

*Расчет гидроцилиндра подъема стрелы*

Расчет сводится к определению геометрических размеров поршня и штока.

Конструктивно принимаем диаметр штока, м:  $d = 0,8D$ .

Давление для преодоления полезной нагрузки

$$P_{ц}^{п} = \frac{P_u \cdot 10^{-6}}{A_n}$$

Давление для преодоления потерь на трение

$$\Delta P_{тр} = \frac{\alpha_{np} \cdot P_u \cdot 10^{-6}}{A_n},$$

где  $\alpha_{np} = 0,08$  – коэффициент пропорциональности.

Суммарное давление, подведённое в рабочую полость гидроцилиндра,

$$P_{ц} = P_{ц}^{п} + \Delta P_{тр} + P_{сл}$$

Здесь  $P_{сл} = 0$  – давление слива рабочей жидкости.

Сделать вывод о возможности обеспечения нормальной работы гидроцилиндра подъема стрелы с грузом совместно с выбранным ранее гидромотором.

### 3.4 Расчет механизма поворота крана

Расчет механизма поворота заключается в определении нагрузок на опоры поворотной части крана, в определении сопротивлений вращению, выборе двигателя, редуктора, муфт, тормоза и расчете конечного звена передачи – зубчатой, цевочной или канатной.

*Последовательность расчета механизма поворота:*

- 1) определяются опорные нагрузки по формулам (3.67), (3.68);
- 2) определяются моменты сопротивления вращению от уклона пути, ветровой нагрузки и сил трения по формулам (3.61), (3.62), (3.70);

3) определяется статическая мощность двигателя по формуле (3.64) и выбирается двигатель;

4) определяется общее передаточное число привода при  $n_6 = n_{ПОВ}$  и составляется кинематическая схема механизма;

5) определяется расчетная мощность редуктора;

6) определяются расчетные моменты соединительных муфт и выбираются муфты;

7) определяется время пуска (торможения) и проверяется соответствие его допустимым значениям;

8) определяется момент сопротивления вращению поворотной части крана на валу двигателя при пуске по формуле (3.53);

9) определяется необходимая мощность двигателя при пуске согласно формуле (3.64) при  $T_C = T_{ПУСК}$  и производится его проверка согласно пояснениям к формуле (3.64);

10) проверяется двигатель на нагрев;

11) определяется момент сопротивления на валу тормоза при торможении по формуле (3.65) и выбирается тормоз.

Момент сопротивления вращению поворотной части крана на валу двигателя в период пуска (разгона)

$$T_{пуск} = T_{ИН} + T_C = T_{ИН} + (T_{УКЛ} + T_B + T_{ТР}) \frac{1}{u \cdot \eta}, \quad (3.53)$$

где  $T_{ИН}$  – момент сопротивления от сил инерции при пуске;

$T_{УКЛ}$  – момент статического сопротивления от веса крана и груза относительно оси вращения крана при нахождении крана на уклоне;

$T_B$  – момент статического сопротивления от ветровой нагрузки относительно оси вращения крана;

$T_{ТР}$  – момент статического сопротивления от сил трения относительно оси вращения крана;

$T_C$ ,  $u$ ,  $\eta$  – соответственно момент статических сопротивлений, передаточное отношение и КПД передачи,  $\eta = 0,8$ .

Момент сопротивления от сил инерции при пуске

$$T_{ИН} = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 t_{П}} + \frac{I_{ВР.ПОВ} \cdot n}{9,55 t_{П} \cdot u^2 \cdot \eta}, \quad (3.54)$$

где  $t_{П}$  – время пуска, с:

$$t_{П} = \frac{[\beta]}{3n_{ПОВ}},$$

где  $[\beta]$  – наибольший допустимый угол поворота крана при пуске, ...°.

Для легкого режима работы  $[\beta] = 15^\circ$ , для умеренного режима работы  $[\beta] = 20^\circ$ , для тяжелого режима работы  $[\beta] = 30^\circ$ ;

$n_{ПОВ}$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup>.

Время  $t$  должно соответствовать данным таблицы 12.

Таблица 12. – Рекомендуемое время пуска и торможения механизма поворота

Максимальный вылет стрелы, м	Время, с	
	пуска, не менее	торможения, не более
5	1	4
10	2,5	8
15	4	10
20	8	15
25	8	25
30	10	30

Общее передаточное число  $u$  привода механизма:

$$u = n / n_{\text{пов.}}$$

Момент инерции  $I_{\text{вр.пов}}$  вращающихся масс ( $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ) платформы, противовеса (с противовесной консолью), башни, стрелы и груза относительно оси вращения платформы

$$I_{\text{вр.пов}} = I_{\text{вр.плл}} + I_{\text{вр.пв}} + I_{\text{вр.б}} + I_{\text{вр.с}} + I_{\text{вр.г}}, \quad (3.55)$$

где  $I_{\text{вр.плл}}$  – момент инерции вращающейся массы платформы,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ; при совпадении центра тяжести масс платформы (имеющей форму, близкую к форме круга) с осью вращения крана можно принять:

$$I_{\text{вр.плл}} \approx 0,12 \dots 0,15 m_{\text{плл}} \cdot D_{\text{плл}}^2. \quad (3.56)$$

Здесь  $D_{\text{плл}}$  – наружный диаметр платформы, м.

При несовпадении центра тяжести масс платформы с осью вращения крана (рисунок 4) можно принять:

$$I_{\text{вр.плл}} \approx m_{\text{плл}} \cdot l_{\text{плл}}^2.$$

Момент инерции вращающейся массы ( $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ) противовеса  $I_{\text{вр.пв}}$  (включая противовесную консоль)

$$I_{\text{вр.пв}} \approx m_{\text{пв}} \cdot l_{\text{пв}}^2. \quad (3.57)$$

Момент инерции вращающейся массы ( $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ) башни  $I_{\text{вр.б}}$ , при совпадении центра тяжести масс башни (имеющей форму, близкую к форме квадрата) с осью вращения крана можно принять:

$$I_{\text{вр.б}} \approx 0,5 m_{\text{б}} \cdot b^2; \quad (3.58.1)$$

при несовпадении центра тяжести масс башни с осью вращения крана (рисунок 4)

$$I_{\text{вр.б}} \approx m_{\text{б}} \cdot l_{\text{б}}^2, \quad (3.58.2)$$

где  $m_{пл}$ ,  $m_{пв}$ ,  $m_б$  – массы соответственно поворотной платформы, противовеса (включая противовесную консоль), башни, кг;

$l_{пл}$ ,  $l_{пв}$ ,  $l_б$  – расстояния от оси вращения крана до центра тяжести соответственно платформы, противовеса, башни (см. рисунок 4), м;

$b$  – длина стороны квадратного поперечного сечения башни, м.

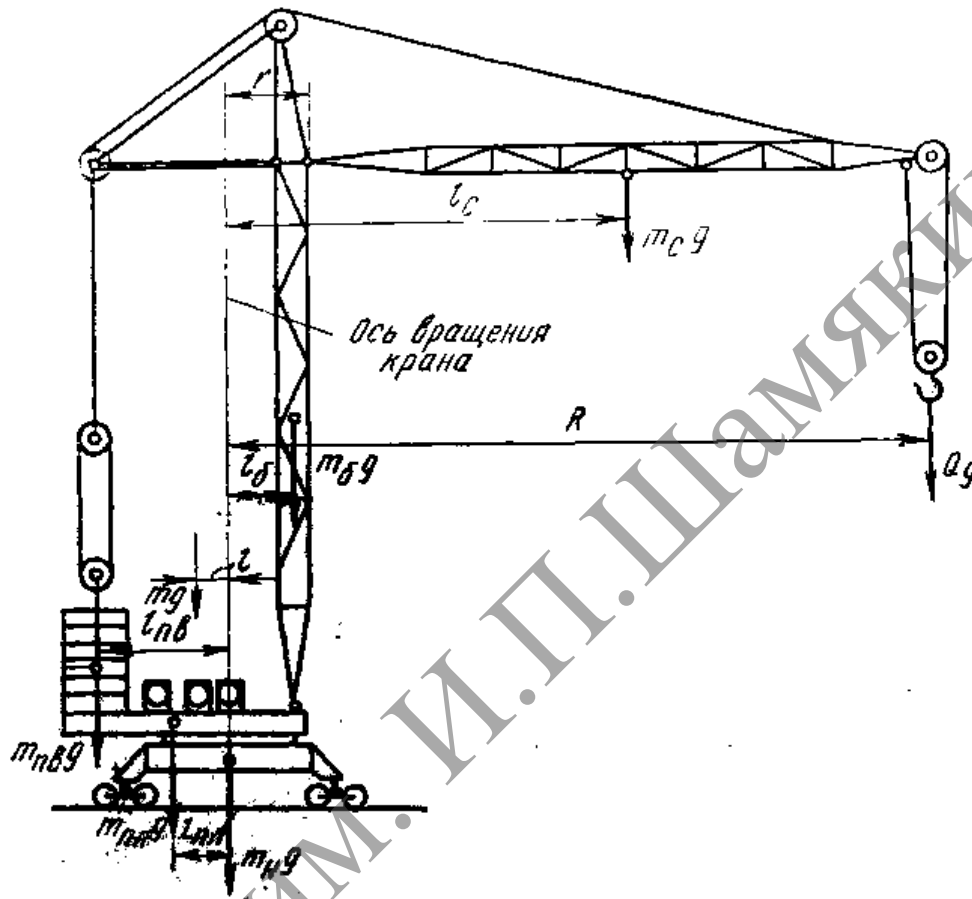


Рисунок 4. – Расчетная схема крана

Момент инерции вращающейся массы (кг·м<sup>2</sup>) наклоненной стрелы

$I_{вп.с}$

$$I_{вп.с} = m_c \frac{R^2 + R \cdot r + r^2}{3}, \quad (3.59)$$

где  $m_c$  – масса стрелы, кг;

$R$  – вылет стрелы, м;

$r$  – расстояние от оси вращения крана до оси пяты стрелы, м.

Момент инерции массы (кг·м<sup>2</sup>) груза при наклоне стрелы  $I_{вп.г}$

$$I_{вп.г} = Q \cdot R^2. \quad (3.60)$$

Наибольший момент сопротивления (Н·м) вращению от веса поворотной части крана и груза при нахождении крана на уклоне:

$$T_{укл} = m_{пов} \cdot l_{пов} + Q \cdot R \cdot g \cdot \sin \alpha', \quad (3.61)$$

где  $m_{пов}$  – масса поворотной части крана, кг:  $m_{пов} = m_{плл} + m_{пв} + m_{б} + m_{с}$  (соответственно массы поворотной платформы, противовеса с противовесной стрелой, башни, стрелы);

$l_{пов}$  – расстояние от оси вращения крана до центра тяжести поворотной части крана, м;

$$l_{пов} = \frac{m_{плл} \cdot l_{плл} + m_{пв} \cdot l_{пв} + m_{б} \cdot l_{б} + m_{с} \cdot l_{с}}{m_{пов}},$$

где  $l_{плл}$ ,  $l_{пв}$ ,  $l_{б}$  и  $l_{с}$  – соответственно расстояния от оси вращения крана до центра тяжести соответственно платформы, противовеса, башни и стрелы, м;

$Q$  – масса груза при номинальной грузоподъемности, кг;

$R$  – вылет крана, м;

$\alpha'$  – угол наклона пути крана.

Наибольший момент сопротивления (Н·м) вращению поворотной части крана от ветровой нагрузки относительно оси вращения крана

$$T_B = F_K^p \cdot r_B + F_G^p \cdot R, \quad (3.62)$$

где  $F_K^p$ ,  $F_G^p$  – ветровые нагрузки на кран и груз, Н;

$r_B$  – расстояние от оси вращения до центра тяжести площади наветренной поверхности крана, м.

Момент сопротивления (Н·м) вращению поворотной части крана от сил трения относительно оси вращения крана

$$T_{тр} = \sum F_i f_i r_i, \quad (3.63)$$

где  $F_i$  – опорные нагрузки, Н (см. ниже),

$f_i$  – коэффициенты трения в подшипниках качения (шариковых и роликовых –  $f = 0,015$ , конических –  $f = 0,02$ ), в подшипниках скольжения  $f = 0,1$ ;

$r_i$  – радиусы действия сил трения опор поворотной части крана, м.

Статическая мощность (кВт) двигателя привода механизма поворота крана

$$P_C = \frac{T_C \cdot n_{пов}}{9550\eta}, \quad (3.64)$$

где  $T_C$  – момент статических сопротивлений вращению поворотной части крана относительно оси вращения крана, Н·м:  $T_C = T_{укл} + T_B + T_{тр}$ ;

$\eta$  – КПД привода механизма поворота,  $\eta = 0,8$ .

Двигатель предварительно выбирают по статической мощности  $P_C$ , принимая при этом из каталога ближайший больший по мощности. После определения необходимого пускового момента механизма поворота  $P_{пуск}$

согласно формуле (3.64), определяют по этому моменту необходимую мощность двигателя при пуске  $P_{пуск}$ . Необходимая номинальная мощность двигателя может быть определена из условия  $P_{дв} = R_n \cdot P_{пуск}$ , где  $R_n$  – коэффициент, учитывающий допустимую перегрузку двигателя в период пуска ( $R_n = 0,35...0,5$ ). Затем двигатель проверяется.

Момент сопротивления (Н·м) при торможении (тормозной момент) механизма поворота крана на валу тормоза при неблагоприятном сочетании нагрузок

$$T_T = T_{ин}^T - T_C^T = T_{ин}^T - (T_{тр} - T_B - T_{укл}) \frac{\eta_T}{u_T}, \quad (3.65)$$

где  $T_{ин}^T$  – момент сопротивления от сил инерции при торможении, Н·м:

$$T_{ин}^T = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 t_T} + \frac{I_{вр.пов} \cdot n \cdot \eta}{9,55 t_T \cdot u^2}.$$

Здесь  $t_T$  – фактическое время торможения, с:

$$t_T = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 (T_T - T_C^T)} + \frac{I_{вр.пов} \cdot n}{9,55 u^2 (T_T - T_C^T)};$$

$T_C^T$  – момент статических сопротивлений повороту вращающейся части крана на валу тормоза при торможении, Н·м:

$$T_C^T = (T_{тр} - T_B - T_{укл}) \frac{\eta_T}{u_T}.$$

Предохранительная фрикционная муфта привода механизма поворота крана рассчитывается на момент

$$T_{пр} = (1...1,2) T_{дв}^{пр}, \quad (3.66)$$

где  $T_{дв}^{пр}$  – момент, передаваемый двигателем предохранительной фрикционной муфте в период пуска механизма поворота.

**Опорно-поворотное устройство кранов с расположением опор в вертикальной плоскости**

Нагрузки: на опоры  $A$  и  $C$  (рисунок 5)

$$F_A = F_C = \frac{Q \cdot R + m_C \cdot l_C - m_{пв} \cdot l_{пв}}{h} g; \quad (3.67)$$

на опору  $B$

$$F_B = Q + m_C + m_{пв} g, \quad (3.68)$$

где  $Q$  – масса груза, кг;

$m_C$  – масса стрелы (поворотной части крана без противовеса и противовесной стрелы), кг;

$m_{пв}$  – масса противовеса и противовесной стрелы, кг;

$l_C$  и  $l_{ПВ}$  – расстояния от оси вращения крана до центра тяжести соответственно стрелы и противовеса, м.

Массу противовеса для крана с постоянным вылетом стрелы можно принять:

$$m_{ПВ} = \frac{Q \cdot R \phi + m_C \cdot t_C}{l_{ПВ}}, \quad (3.69)$$

где  $\phi = k_{Г} / (k_{Г} + 1)$ . Здесь  $k_{Г}$  – коэффициент использования крана по грузоподъемности.

Момент сопротивления (Н·м) вращению от сил трения в этих опорах относительно оси вращения крана

$$T_{ТР} = 0,5 F_A \cdot f_A \cdot d_A + F_B \cdot f_B \cdot d_B + F_C \cdot f_C \cdot d_C, \quad (3.70)$$

где  $d_A, d_B, d_C$  – диаметры цапф опор;

$f_A, f_B, f_C$  – коэффициенты трения в соответствующих опорах.

Если в опоре применяются опорные колеса (опора А, рисунки 5 и 6), момент сопротивления вращению (Н·м) относительно оси колонны в такой опоре при двух опорных колесах:

$$T_{ТРА} = \frac{F_A}{\cos \frac{\beta}{2}} \left[ f \frac{d_K \cdot D_A}{2D_K} + \mu \left( \frac{D_A}{D_K} \pm 1 \right) \right], \quad (3.71)$$

где  $F_A$  – опорная нагрузка, Н;

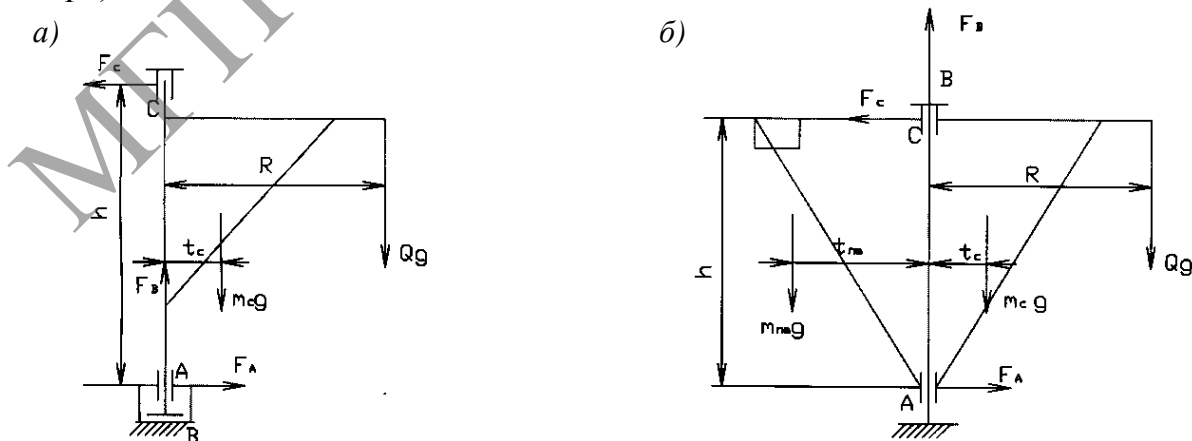
$\beta$  – угол между опорными колесами;

$D_A$  – диаметр круга катания в опоре, м;

$D_K$  – диаметр колеса, м;

$\mu$  – коэффициент трения качения ролика по кругу катания (по колонне):  $\mu = 0,0003 \dots 0,0007$  м.

В этой формуле знак плюс перед цифрой 1 при неподвижной колонне (внешняя опора), знак минус – при вращающейся колонне (внутренняя опора).



а – с поворотной колонной; б – с неподвижной колонной

Рисунок 5. – Расчетные схемы кранов



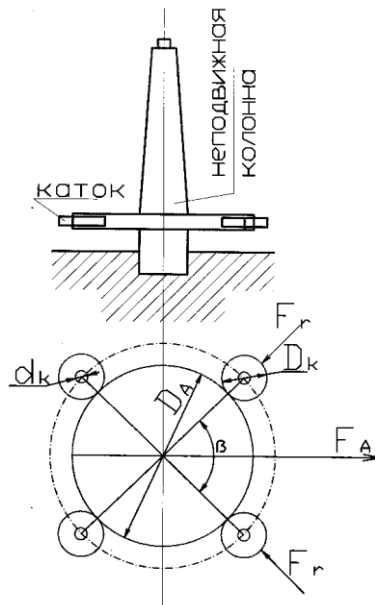


Рисунок 6. – Расчетная схема опорных нагрузок на катки крана с неподвижной колонной

Опорные колеса рассчитываются на контактную прочность.

При линейном контакте колеса с плоской опорной поверхностью катания (рельс с плоской головкой) контактные напряжения ( $\sigma_H$ )

$$\sigma_H = 0,167 k_f \sqrt{\frac{F_p \cdot E}{b \cdot R}} \leq [\sigma_H]; \quad (3.72)$$

при точечном контакте колеса с выпуклой опорной поверхностью катания (рельс с выпуклой головкой)

$$\sigma_H = k \cdot k_f \sqrt[3]{\frac{F_p \cdot E^2}{R_1^2}} \leq [\sigma_H], \quad (3.73)$$

где  $k_f$  – коэффициент, учитывающий влияние трения на работу опорных колес. При режимах работы: легком –  $k_f = 1,0$ , умеренном –  $k_f = 1,04 \dots 1,06$ , тяжелом  $k_f = 1,06 \dots 1,1$ ;

$F_p$  – расчетная нагрузка на колесо, Н:

$$F_p = k_H \cdot k_D \cdot F, \quad (3.74)$$

где  $k_H$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса: для рельсов с плоской головкой  $k_H = 2$ , с выпуклой головкой –  $k_H = 1,1$ ;

$k_D$  – коэффициент динамичности, зависящий от скорости передвижения колеса  $v$ . При  $v$  (м/с) менее 1; 1...1,5; 1,5...3; более 3  $k_D$  соответственно равен 1,0; 1,1; 1,2; 1,3;

$F$  – максимальная нагрузка на колесо при номинальных нагрузках на кран в рабочем состоянии, Н;

$E$  – приведенный модуль упругости материала колеса и рельса, Па:

$$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}, \quad (3.75)$$

где  $E_1$  и  $E_2$  – модуль упругости материала соответственно колеса и рельса, Па;

$b$  – рабочая ширина головки рельса без учета закруглений, м;

$R$  – радиус колеса, м;

$k$  – коэффициент, зависящий от отношения  $R_2/R < 1$ ;

$R_1$  – больший из радиусов колеса и скругления головки рельса, м;

$R_2$  – меньший из радиусов колеса и скругления головки рельса, м:

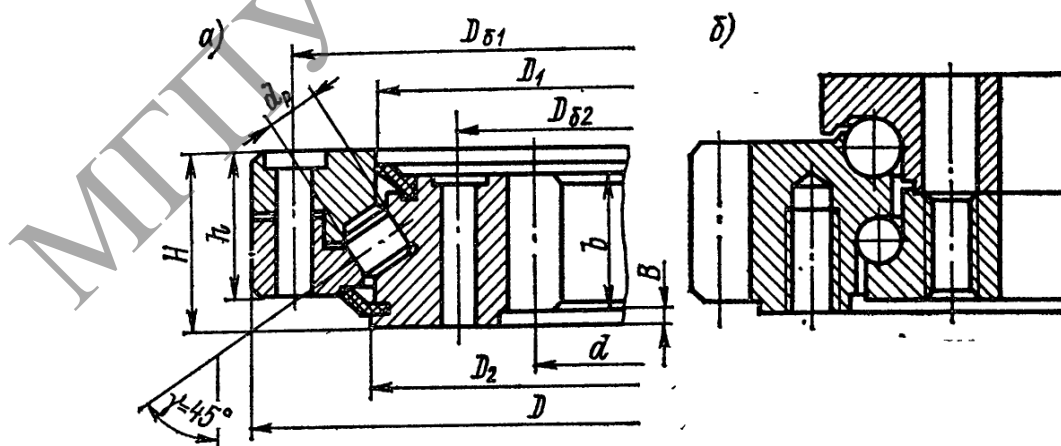
$$k \approx 0,09 \sqrt{R_1 / R_2}. \quad (3.76)$$

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  составляют 0,7...0,9 предела текучести материала колеса  $25 \cdot 10^7 \dots 32 \cdot 10^7$  Па.

#### **Опорно-поворотные устройства кранов с расположением опор в горизонтальной плоскости**

Механизм вращения поворотной части крана состоит из двух взаимосвязанных элементов – собственно механизма вращения и опорно-поворотного устройства (ОПУ), с которым механизм взаимодействует.

ОПУ кранов с опорно-поворотным кругом – это шариковые (рисунок 7, б) или роликовые однорядные (рисунок 7, а) или многорядные подшипники различных конструкций, воспринимающие вертикальные и горизонтальные нагрузки и не требующие центрирующих и удерживающих устройств. Они компактны (имеют малые высоту и массу, свободное внутреннее пространство), надежны и долговечны и поэтому в настоящее время наиболее распространены.



**а** – однорядные роликовые с зубьями внутреннего зацепления;

**б** – двухрядные шариковые с зубьями внешнего зацепления

**Рисунок 7. – Опорно-поворотные круги**

ОПУ с роликовыми однорядными опорно-поворотными кругами (рисунок 7, а) обладают во многих случаях большей несущей способностью, чем двухрядные шариковые (рисунок 7, б).

С помощью отношения масс элементов крана (таблица 8) определяются массы: стрелы, противовеса, поворотной платформы с механизмами.

Определяется общая масса поворотной части крана.

По таблице 8 рассчитываются плечи сил.

Сила тяжести платформы действует вдоль оси опорно-поворотного круга.

Расчетная схема крана приведена на рисунке 8.

Общая сила тяжести (кН) поворотной платформы

$$F_{\text{пов}} = m_{\text{пов}} \cdot g.$$

Суммарная вертикальная нагрузка (кН) на опорный круг

$$F_c \approx F_{\text{пов}} + m_{\text{г}} \cdot g,$$

где  $m_{\text{г}}$  – масса груза, т.

Плечо (м) приложения этой силы (условно)

$$l_c \approx ((m_{\text{г}} \cdot l_1 + m_{\text{с}} \cdot l_2 - m_{\text{к.гр}} \cdot l_4 - m_{\text{пл.}} \cdot l_5) \cdot g) / F_c,$$

где  $m_{\text{г}}$  – расчетная грузоподъемность на максимальном вылете, т.

Наибольший момент (кН·м), действующий на опорно-поворотный круг,

$$T_{\text{max}} = F_c \cdot l_c.$$

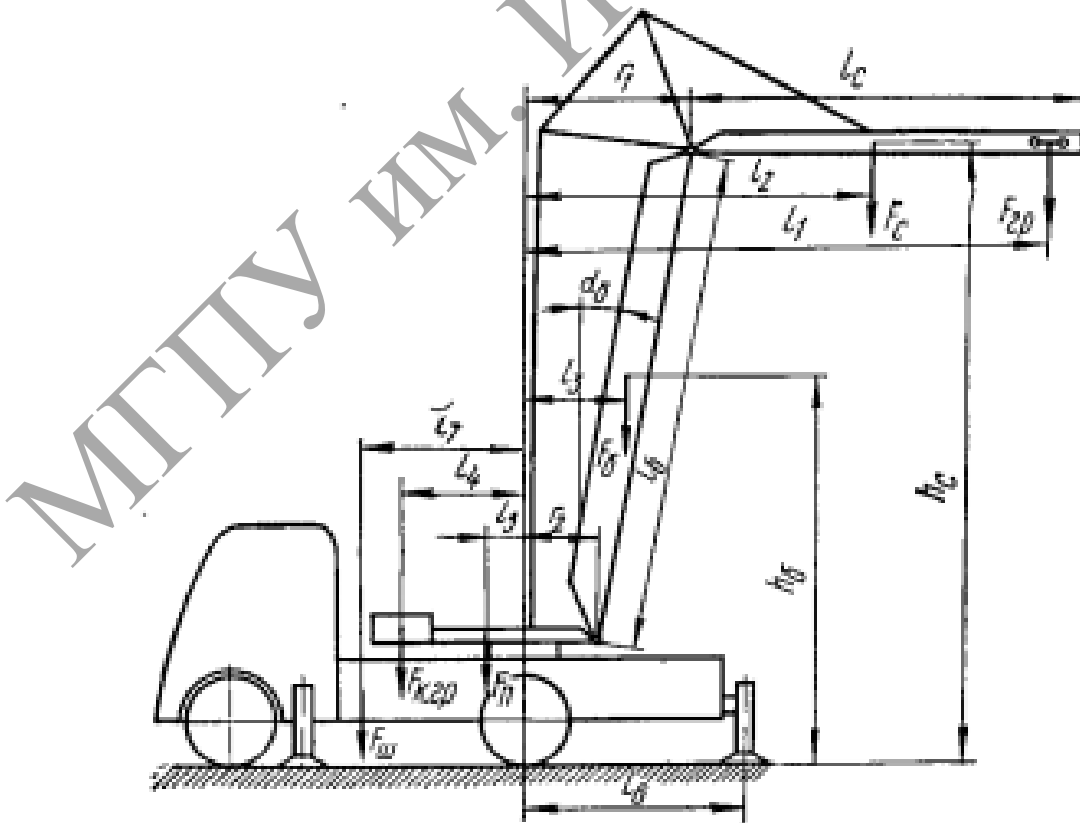


Рисунок 8. – Схема для расчета механизма поворота автомобильного крана

Параметры однорядных роликовых опорно-поворотных кругов приведены в таблице 13, графики для определения допускаемых нагрузок – на рисунке 9.

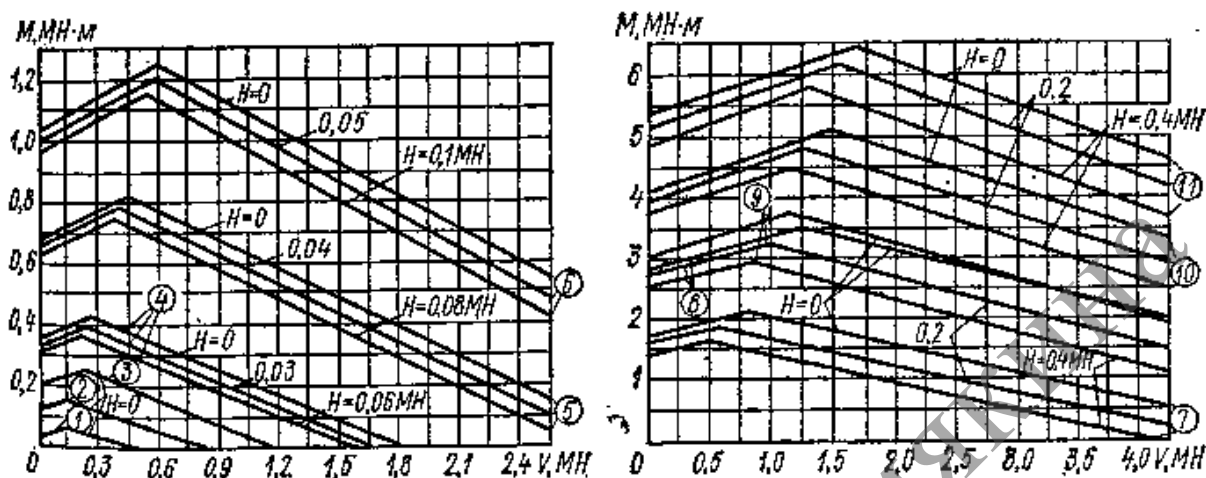


Рисунок 9. – Графики для определения допускаемых нагрузок на роликовые однорядные опорно-поворотные круги (см. рисунок 7, а)

Параметры  $M$ ,  $V$  и  $H$  определяют при наиболее неблагоприятных сочетаниях нагрузок случая II. Цифры в кружках соответствуют номерам кругов в таблице 13.

Таблица 13. – Параметры однорядных роликовых опорно-поворотных кругов с зубьями внутреннего зацепления (см. рисунок 7, а)

Номер круга (см. рисунок 8)	$D$	$H$	Масса, кг	$D_1$	$D_2$	$h$	$B$	$D_p$	$D_{61}$	$D_{62}$
	мм			мм						
1	560	65	55	480	485	54	4	16	536	425
2	800	65	90	713	717	54	4	16	770	660
3	1000	70	150	892	898	58	5	20	965	830
4	1190	65	180	1082	1090	61	5	30	1160	1020
6	1400	95	350	1275	1285	80	5	36	1360	1195
6	1600	115	590	1443	1445	99	5	42	1545	1350
7	1900	130	900	1712	1728	113	5	50	1835	1610
8	2240	140	1160	2035	2055	125	5	60	2170	1920
9	2500	145	1300	2307	2300	145	10	60	2430	2210
10	2650	165	2200	2407	2429	140	8	60	2580	2270
11	3000	190	3200	2734	2760	162	8	60	2920	2590

По рисунку 9 и таблице 13 выбираем опорно-поворотный круг  $D_1$  [12]. При этом его ориентировочный диаметр может быть определен по формуле:

$$D_1 = (1,45 \dots 1,55) a_6,$$

где  $a_6$  – габаритные размеры поперечного сечения башни, приложение Д.  
Статический момент (кН·м)

$$T_{ст} = (0,025 \cdot T_{max} + 0,005 \cdot D_1 \cdot F_c) / \sin \phi_k.$$

Определяются моменты сопротивления повороту от ветровых нагрузок рабочего состояния.

Сила ветра (Н), действующая на груз,

$$F_{в.гр} = q_p \cdot k_{выс} \cdot c \cdot n \cdot A_{гр}.$$

Расчетная площадь ( $m^2$ ) стрелы

$$A_{стр.} = A_c \cdot k_3,$$

где  $k_3 = 0,2 \dots 0,4$  – коэффициент заполнения,

$A_c$  – площадь, ограниченная наружным контуром стрелы,  $m^2$ .

Сила ветра (Н), действующая на стрелу,

$$F_{в.стр.} = q_p \cdot c \cdot A_{стр.}$$

Момент сопротивления (Н·м) повороту от давления ветра на груз и стрелу

$$T_{в.пов.} = F_{в.гр} \cdot l_1 + F_{в.стр.} \cdot l_2.$$

При работе с номинальным грузом момент сопротивления (Н·м) повороту от ветрового давления на груз:

$$T_{в.гр} = q_p \cdot c \cdot A_{гр} \cdot l_{1 \min},$$

где  $l_{1 \min}$  – минимальный вылет.

Проверяется условие:

$$T_{в.гр} < F_{в.гр} \cdot l_1.$$

Принимаем расчетный момент  $T_{в.пов.}$  (кН·м).

Момент сопротивления (кН·м) вращения от крена крана

$$T_y = T_{max} \cdot \sin \alpha_y,$$

где  $\alpha_y$  – угол крена, принимается равным  $1^\circ$ .

Время (с) пуска (торможения)

$$t_{п} = t_{т} = 0,105 \cdot n_{кр} \cdot (l_1 / a),$$

где  $[a] = 0,2 \text{ м/с}^2$  – допускаемое ускорение.

Принимаем время пуска из таблицы 12.

Суммарный момент инерции масс ( $кг \cdot m^2$ ) поворотной платформы

$$I_{пл} = 1,2(m_{г.} \cdot L_1^2 + m_{стр.} \cdot \frac{r_1^2 + L_1 \cdot r_1 + L_1^2}{3} + m_{к.зр.} \cdot L_4^2 + m_{пл.} \cdot L_5^2).$$

Момент от сил инерции (кН·м)

$$T_{ин} = 0,105 (I_{пл} / t_{п}) n_{кр}.$$

Среднеквадратичная мощность (кВт)

$$P_{ск} = (T_{ст} + 0,7 (T_{в.пов.} + T_y)) \cdot n_{кр} / (9550 \eta_m),$$

где  $\eta_m = 0,7$  – КПД механизма.

Мощность (кВт), необходимая для поворота крана,

$$P_{пов} = ((T_{ст} + T_{в.пов} + 1,2 T_{ин}) / (9550 \cdot \varphi_{ср.п} \cdot \eta_m)) n_{кр},$$

где  $\varphi_{ср.п} = 1,45$  – коэффициент перегрузки двигателя при пуске.

Для дальнейшей работы необходимо сравнить мощности  $P_{пов}$  и  $P_{ск}$ .

По большей мощности выбираем электродвигатель из приложения 2.

Передаточное отношение механизма при планетарном движении ведущей шестерни

$$u_m = \frac{n_1}{n_{кр}} - 1.$$

Принимаем планетарный редуктор и открытую передачу.

Фактическое передаточное число механизма поворота

$$u_{м.ф} = u_p \cdot u_{оп.}$$

Фактическая частота вращения ( $\text{мин}^{-1}$ )

$$n_{кр.ф} = n_1 / (u_{м.ф} + 1).$$

Угол отклонения груза от вертикали

$$\alpha_{откл} = \arctg (F_{в.гр} / m_T \cdot g).$$

Момент сопротивления (Н·м) повороту от отклонения груза на максимальном вылете

$$T_{откл} = m_T \cdot g \cdot l_1 \cdot \text{tg } \alpha_{откл}.$$

Наибольший перегрузочный момент (кН·м)

$$T_{max} = (T_{ст} + T_{в.пов} + T_{кр} + T_{откл}) / (u_{м.ф} \eta_m).$$

Проверка электродвигателя на кратковременную перегрузку в момент преодоления порыва ветра максимальной силой заключается в выполнении условия:

$$T_{max} < T_{max.дв.}$$

Среднепусковой момент (Н·м) двигателя

$$T_{ср.п} = 0,5 (T_{max} + 9550 (P_{дв} / n_1)).$$

Фактическое время пуска в условиях равноускоренного движения

$$t_n = \frac{[\delta_{1п} (I_p + I_m) + \frac{I_{пл}}{u_{м.ф}^2 \cdot \eta_m}] \cdot n_1}{9,55 \cdot [T_{ср.п.} - (T_{ст} - T_{в.пов.} - T_{кр.})] \cdot \frac{1}{u_{м.ф} \cdot \eta_m}},$$

где  $I_M$  – момент инерции муфты с тормозным шкивом, принимается  $I_M = 0,05$  (кг·м<sup>2</sup>).

Проверяем электродвигатель на нагрев. Мощность (кВт), потребная для поворота, при которой преодолевается лишь момент статического сопротивления:

$$P_{ст} = T_{ст} \cdot n_{кр} / 9550 \eta_m.$$

Эквивалентная по нагреву мощность (кВт)

$$P_{экр} = 0,75 \cdot \gamma \cdot T_{ст},$$

где  $\gamma = 1,4$  – коэффициент, определяемый в зависимости от отношения времени пуска ко времени рабочей операции.

Проверка электродвигателя на нагрев заключается в выполнении условия:

$$P_{экр} < P_{дв}.$$

Тормозной момент (Н·м) механизма поворота

$$T_T = (T_{ин} + T_{в.пов} + T_{кр} - T_{ст}) (\eta_m / u_{м.ф}) + ((\delta_{1т} (I_p + I_M) n_1) / 9,55 t_T).$$

На этот момент рассчитывается тормоз, конструкция которого принимается по приложению 6.

Момент инерции вращающихся частей крана (кг·м<sup>2</sup>), приведенный к первому валу,

$$I_T = I_{пл} / (u_m^2 \eta_m).$$

Максимальный момент (Н·м) в период пуска

$$T_{дин.мах} = T_{ст} + 2(T_{п.мах} - T_{ст}) (I_T / (I_p + I_M + I_T)).$$

Определяется динамический коэффициент:

$$k_{дин.упр} = T_{дин.мах} / T_{ст}.$$

В кранах с гидравлическим приводом механизм поворота содержит гидромотор, редуктор и открытую зубчатую передачу. С учетом затрачиваемой мощности на поворот крана выбирается гидромотор и приводится его техническая характеристика.

### 3.5 Расчет кранов на устойчивость

Условия равновесия кранов определяются соотношением значений удерживающего и опрокидывающего моментов, действующих относительно *оси (ребра) опрокидывания крана*. Проверку кранов на устойчивость производят как для рабочего положения крана с грузом (*грузовая устойчивость*), так и для крана без груза (*собственная устойчивость*) в условиях, когда сочетание действующих на кран нагрузок наиболее неблагоприятно с точки зрения возможности

опрокидывания крана. Башенные строительные краны, кроме того, должны быть проверены на устойчивость при внезапном снятии нагрузки с крюка и в процессе монтажа и демонтажа.

Устойчивость крана характеризуется следующими величинами: коэффициентом грузовой устойчивости – отношением момента относительно ребра опрокидывания, создаваемого силой тяжести всех частей крана с учетом всех дополнительных нагрузок (ветровой нагрузки, инерционных сил, возникающих при пуске или торможении механизмов подъема груза, поворота и передвижения крана), а также возникающей составляющей силы тяжести при наибольшем допустимом при работе крана уклоне к моменту, создаваемому силой тяжести груза относительно того же ребра опрокидывания; коэффициентом собственной устойчивости крана – отношением момента, создаваемого силой тяжести всех частей крана с учетом уклона пути в сторону опрокидывания относительно ребра опрокидывания, к моменту, создаваемому ветровой нагрузкой нерабочего состояния машины относительно того же ребра опрокидывания.

Определение грузовой и собственной устойчивости должно производиться для угла наклона крана не менее  $3^\circ$  – для стреловых кранов.

При проверке грузовой устойчивости рассматривают положение, когда груз находится на максимальном вылете. При этом уклон и ветровую нагрузку принимают такими, чтобы они способствовали опрокидыванию крана (рисунок 10).

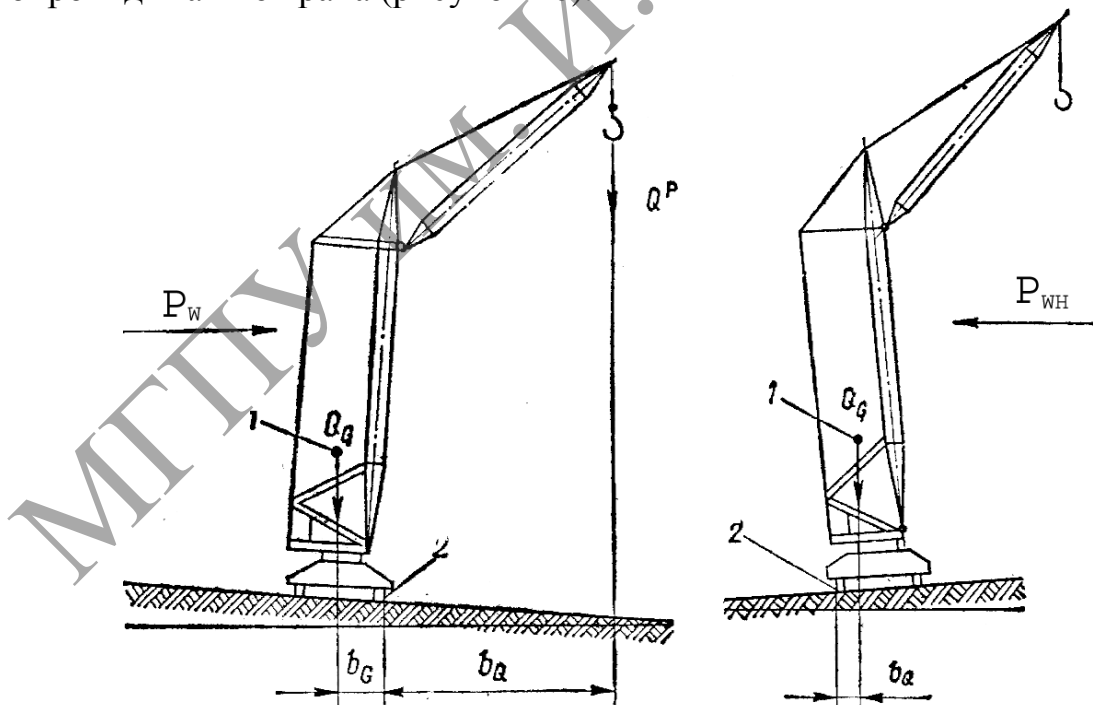


Рисунок 10. – Устойчивость башенного крана



### 3.5.1 Расчет башенных кранов на устойчивость

Расчет грузовой устойчивости крана должен производиться для условий действия опасной комбинации нагрузок относительно ребра опрокидывания, когда кран по устойчивости максимально приближается к предельному состоянию. Расчет на устойчивость производится для свободно стоящих кранов без учета действия рельсовых захватов и свободно подвешенных стрел.

На рисунке 10 приводится схема для расчета крана на грузовую устойчивость. Для этого должно выполняться следующее неравенство:

$$k_G \cdot Q^H \cdot b_Q + M_w^H + M_D \leq 0,95 Q_K^H \cdot b_K,$$

где  $k_G$  – коэффициент перегрузки, который зависит от режима работы, класса ответственности и массы поднимаемого груза;

$Q^H$  – нормативная нагрузка от веса груза, т;

$M_w^H$  – момент относительно ребра опрокидывания от нормативной ветровой нагрузки (действующей на кран и на груз), т·м (кН·м);

$M_D$  – момент относительно ребра опрокидывания от динамических нагрузок и дополнительного наклона вследствие деформации крана и его основания, т·м (кН·м). Этот момент принимается наибольшим из двух: от пульсации ветра или от одновременного разгона (торможения механизмов подъема и передвижения крана);

$Q_K^H$  – нормативная нагрузка от веса груза, т;

$b_Q, b_K$  – расстояния от точки подвеса грузового полиспаста и от центра тяжести крана до вертикальной плоскости, проходящей через ребро опрокидывания, определенное с учетом наклона крана в сторону опрокидывания, м.

Величины  $Q \cdot b_Q + M_w^H + M_D$  представляют собой опрокидывающий момент  $M_{опр}$ , а величины  $Q_K^H \cdot b_K$  – удерживающий момент  $M_{уд}$ .

Определяем числовое значение коэффициента грузовой устойчивости  $K_1$  башенного крана (в рабочем состоянии без совмещения операций) (рисунок 10), которое подсчитывается при расположении стрелы в плане перпендикулярно ребру опрокидывания:

$$K_1 = \frac{M_{уд1} - (M_1^D + M_2^D + M_1^W + M_2^W)}{M_{гр}} \geq 1,15.$$

При работе крана на горизонтальной площадке, без учета дополнительных нагрузок и уклона пути, коэффициент грузовой устойчивости должен быть не менее 1,4.

Координаты (м) центра тяжести крана  $s$  и  $h_1$  при горизонтальной стреле и при ее максимальном подъеме (рисунок 11):

$$c = X = \sum x_i G_i / G_i;$$

$$h_1 = Y = \sum y_i G_i / G_i,$$

где  $x_i$  – плечо вектора (расстояние от оси крана) (приложение Д) веса элемента крана относительно оси  $Y$ , м;

$G_i$  – вес (таблица 8) элементов крана, Н;

$y_i$  – плечо вектора веса элемента крана относительно оси  $X$ , м.

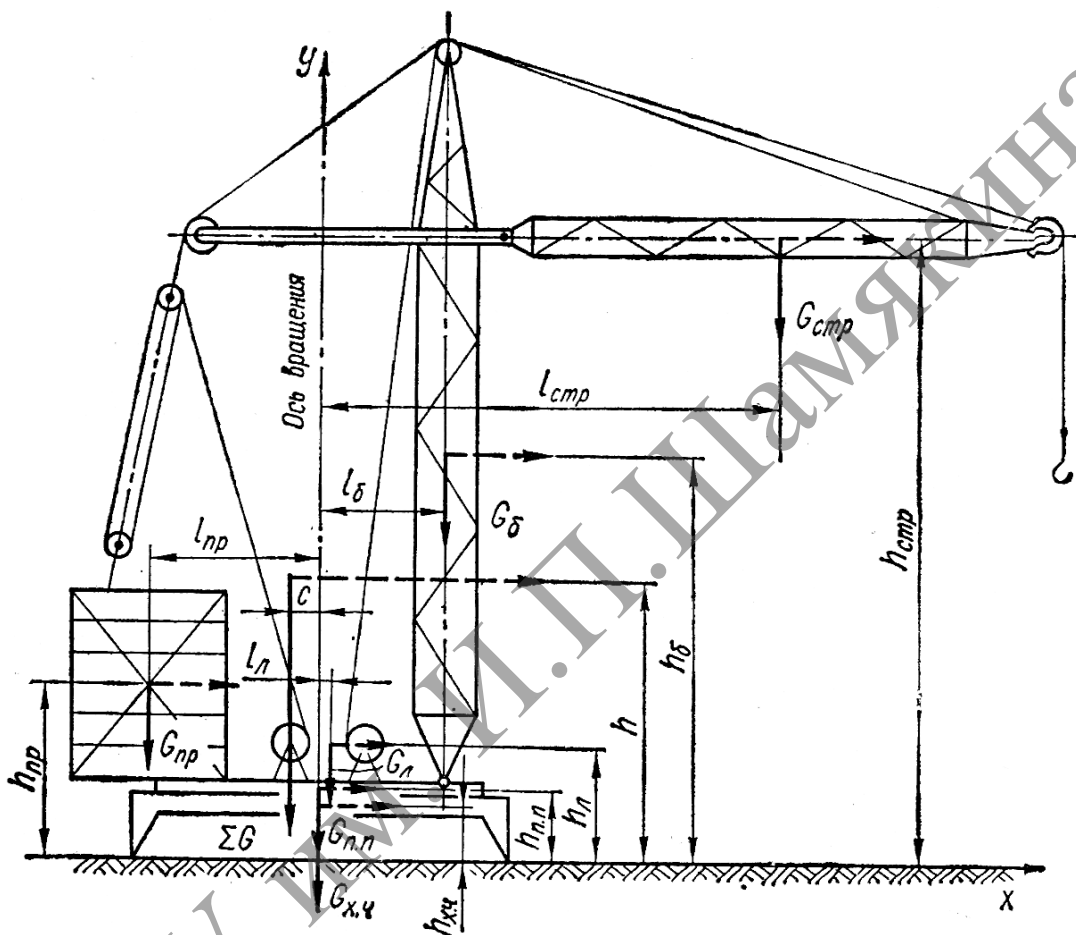


Рисунок 11. – К определению центра тяжести

Расстояние (м) от центра тяжести крана до ребра опрокидывания

$$b_G = b + c - h_1 \cdot \sin \alpha,$$

где  $b$  – 0,5 ширины колеи крана, м;

$\alpha$  – угол наклона крана, ... °.

Расстояние (м) от центра тяжести груза до ребра опрокидывания

$$b_Q = R - b.$$

Момент (Н·м), удерживающий кран от опрокидывания относительно ребра опрокидывания,

$$M_{уд1} = G [(b + c) \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha].$$

Грузовой опрокидывающий момент (Н·м)

$$M_{гр} = Q \cdot b_Q,$$

где  $Q$  – вес груза, Н.

На устойчивость крана влияют динамические нагрузки, включающие в себя действия инерционных сил в период неустановившегося движения и центробежных сил при вращении крана.

Опрокидывающий момент (Н·м) от действия инерционных сил в период неустановившегося движения при времени пуска  $t = 1$  с

$$M_1^d = \frac{Q \cdot v \cdot (R - b)}{g \cdot t},$$

где  $v$  – скорость подъема груза, м/с;

$g$  – ускорение свободного падения.

Опрокидывающий момент (Н·м) от центробежной силы при вращении крана с учетом высоты подъема груза на 1 м от головки рельса

$$M_2^d = \frac{Q \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot R \cdot h}{g \cdot (900 - n^2 \cdot (h - 1))} = \frac{Q \cdot n^2 \cdot R \cdot h}{900 - n^2 \cdot (h - 1)},$$

где  $n$  – частота вращения поворотной части крана, мин<sup>-1</sup>;

$h$  – высота подъема груза, м.

Опрокидывающий момент (Н·м) от ветровых нагрузок рабочего состояния крана

$$M_1^w = F_K^p \cdot \rho_1,$$

где  $F_K^p$  – ветровая нагрузка на элементы конструкции крана в рабочем состоянии, Н (см. параграф 3.2);

$\rho_1$  – координата центра парусности крана, м,  $\rho_1 = 0,5 h$ ;

$A$  – расчетная площадь элемента конструкции или груза, м<sup>2</sup>,

$$A \approx a_6 \cdot h.$$

где  $a_6$  – габаритные размеры поперечного сечения башни, м, приложение Д.

При наклонной стреле  $A \approx a_6 \cdot h_{\min} + (h_{\max} - h_{\min}) \cdot b_c$ .

Здесь  $b_c$  – ширина стрелы (приложение Д).

Опрокидывающий момент (Н·м) от ветровых нагрузок, действующих на груз,

$$M_2^w = F_G^p \cdot \rho_2,$$

где  $F_G^p$  – ветровая нагрузка на груз, Н;

$\rho_2$  – координата центра парусности груза, м. Так как нагрузка, действующая на груз, считается приложенной к головке стрелы, то  $\rho_2 = h$ .

Коэффициент собственной устойчивости  $K_2$  представляет собой отношение момента  $M_{уд2}$ , создаваемого массой всех частей крана с учетом влияния наибольшего допустимого уклона площадки (подкранового пути) в сторону опрокидывания, к моменту, создаваемому ветровой нагрузкой  $M_{WH}$ , определенных относительно ребра опрокидывания:

$$K_2 = M_{уд2} / M_{WH} \geq 1,15,$$

где  $M_{уд2}$  – момент, удерживающий кран от опрокидывания в сторону противовеса, (Н·м),  $M_{уд2} = G [(b - c) \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha]$ ;

$M_{WH}$  – ветровой опрокидывающий момент (Н·м) при нерабочем состоянии крана,  $M_{WH} = F_k^{np} \cdot \rho_H$ .

Здесь  $F_k^{np}$  – ветровая нагрузка на элементы конструкции крана в нерабочем состоянии, Н;

$\rho_H$  – координата центра парусности крана, м.

### 3.5.2 Расчет мобильных кранов на устойчивость

#### Грузовая устойчивость

При работе крана могут совпадать следующие условия:

- 1) кран находится на наклонной местности;
- 2) кран поворачивается с грузом на крюке;
- 3) происходит движение с ускорением поворота стрелы, которая находится под углом  $45^\circ$  к ребру опрокидывания;
- 4) груз поднимается (опускается) с ускорением;
- 5) кран передвигается в неустановившемся режиме (пуск или торможение);
- 6) изменяется вылет стрелы, т. е. с ускорением перемещается оголовок стрелы в горизонтальной и вертикальной плоскостях;
- 7) кран подвергается действию ветра.

Исходя из этих условий, записывают соответствующие им моменты относительно ребра опрокидывания.

1. Момент, создаваемый собственным весом крана  $G$ ,

$$M_G = G [(b + c) \cos \alpha - h_1 \sin \alpha],$$

где  $b$  – расстояние от оси вращения крана до ребра опрокидывания, м;

$c$  – расстояние от оси вращения крана до его центра тяжести, м;

$\alpha$  – угол наклона крана, ...°;

$h_1$  – расстояние от центра тяжести крана до уровня земли, м.

2. Моменты, создаваемые весом груза  $Q$  при минимальном и максимальном вылетах,

$$M_Q = Q \cdot (R - b).$$

Для дальнейших расчетов берется большее значение.

3. Момент, создаваемый центробежной силой этого груза,

$$M_{цб} = \frac{Q \cdot n^2 \cdot R \cdot h}{900 - n^2 H},$$

где  $R$  – расстояние от оси вращения крана до оси подвешенного груза, м;  
 $h$  – расстояние от головки стрелы до уровня земли, м;  
 $H$  – расстояние от головки стрелы до центра тяжести груза, находящегося на уровне земли, м;  
 $n$  – число оборотов крана, мин<sup>-1</sup>.

4. Момент, создаваемый поворотом стрелы и стрелового оборудования  $G_{np}$  (а также груза  $Q$ ), приведенного к оголовку стрелы,

$$M_{сmp} = \frac{66 \cdot (G_{np} + Q) \cdot n \cdot R \cdot h}{(900 - n^2 H) g \cdot t_3},$$

где  $t_3$  – длительность неустановившегося режима работы механизма поворота крана (пуска или торможения), с.

5. Момент, создаваемый подъемом (опусканием) груза, т. е. динамический момент от сил инерции поступательно движущихся масс

$$M_{Qпод} = \frac{Q \cdot v}{t} (R - b),$$

где  $Q$  – масса груза, кг;  
 $v$  – скорость подъема (опускания) груза, м/с;  
 $t$  – длительность неустановившегося режима работы механизма подъема (пуск или торможение), с.

6. Момент, создаваемый передвижением крана с висящим грузом,

$$M_{пер} = \frac{G \cdot v_1 \cdot h_1}{t_1} + \frac{Q \cdot v_1 \cdot h}{t_1},$$

где  $G$  – вес крана, кг;  
 $v_1$  – скорость передвижения крана, м/с;  
 $t_1$  – длительность неустановившегося режима работы механизма передвижения (пуск или торможение), с.

7. Момент, создаваемый изменением вылета стрелы, когда оголовок стрелы перемещается с ускорением одновременно в горизонтальной и в вертикальной плоскостях

$$M_{стр.под} = \frac{G_{стр} + Q \cdot v_2' \cdot h}{t_2} + \frac{G_{стр} + Q \cdot v_2'' \cdot R - b}{t_2},$$

где  $G_{стр}$  – вес стрелы и стрелового оборудования, приведенного к оголовку стрелы, кг;

$v_2'$  и  $v_2''$  – скорости горизонтального и вертикального перемещений оголовка стрелы, м/с;  $v_2'' = \pi \cdot D n / 60$ ,  $v_2' = H / t$ ;

$t_2$  – длительность неустановившегося режима работы механизма изменения вылета стрелы (пуск или торможение), с.

8. Момент, создаваемый ветром,

$$M_w = F_k^p \cdot \rho + F_r^p \cdot h,$$

где  $F_k^p$  – ветровая нагрузка, действующая на подветренную площадь крана (для его рабочего состояния), Н;

$F_r^p$  – то же, на груз, Н;

$\rho$  – расстояние от центра приложения ветровой нагрузки (центра парусности) до уровня земли, м.

Правила Госпромнадзора регламентируют коэффициент запаса грузовой устойчивости крана, равный отношению удерживающего момента относительно ребра опрокидывания к опрокидывающему моменту, т. е. моменту от наибольшего груза на крюке крана. Когда кран с наибольшим грузом стоит на горизонтальной поверхности и на него не действуют никакие дополнительные силы, устанавливается коэффициент грузовой устойчивости:

$$K_1' = \frac{M_G}{M_Q} \geq 1,4.$$

При работе крана возникают еще дополнительные моменты, уменьшающие удерживающий момент. В этом случае

$$K_1 = \frac{M_G - M_{ЦБ} - M_{СТР} - M_{ОЛОД} - M_{ПЕР} - M_{СТР.ПОД} - M_w}{M_Q} \geq 1,15.$$

*Собственная устойчивость.* Кран без груза, установленный на наклонной местности, при минимальном вылете стрелы подвергается действию ветра по нормам для крана в нерабочем состоянии. В этом случае коэффициент устойчивости:

$$K_2 = \frac{M'_G}{M'_w} \geq 1,15.$$

Здесь момент, создаваемый собственным весом крана,

$$M'_G = G [k - c] \cos \alpha - h_1 \sin \alpha,$$

а момент, создаваемый ветром,

$$M'_w = F_k^{np} \cdot \rho_2,$$

где  $F_k^{np}$  – ветровая нагрузка (для крана в нерабочем состоянии), действующая на подветренную площадь крана, Н;

$\rho_2$  – расстояние от центра парусности до уровня земли, м.

### 3.6 Определение технико-эксплуатационной производительности крана

Рабочий процесс строительных кранов осуществляется циклично. Основными операциями рабочего цикла являются: строповка груза; подъем груза; перемещение груза в горизонтальной плоскости; движение крана по рельсам и поворота поворотной платформы; наводка груза и установка его в проектное положение; расстроповка груза; опускание крюка; перемещение крюка в горизонтальной плоскости в исходное положение.

Для сокращения времени цикла и повышения производительности крана широко используется совмещение операций: подъема или опускания крюка с поворотом, поворота с перемещением крюка в горизонтальном направлении и др.

Расчет производительности на примере башенного крана производим в следующей последовательности.

1. Выбираем основные параметры крана.

Требуемую высоту подъема крюка определяем суммированием заданной высоты уровня монтажа; длины стропов; размера изделий; высоты подъема груза над уровнем монтажа  $h_{зан}$ . По условиям ТБ величину  $h_{зан}$ , принимаем равной 2,5...3 м.

В соответствии с выбранной высотой подъема крюка находим вылет стрелы и грузоподъемность крана на этом вылете.

2. Коэффициент использования крана по грузоподъемности, характеризующий степень загрузки крана при подъеме груза в конкретных условиях его работы:

$$K_r = Q_{гр.св} / Q_{ном}$$

где  $Q_{гр.св}$  – средневзвешенная нагрузка, т:

$$Q_{гр.св} = \frac{\sum Q_i \cdot m_i}{100}$$

Здесь  $Q_i$  – средняя нагрузка при каждом цикле;

$m_i$  – процентное содержание одинаковых средних значений нагрузки в течение смены (таблица 14);

$Q_{ном}$  – номинальная грузоподъемность крана.

В учебных целях для определения  $Q_{гр.св}$  можно использовать таблицу 14.

Таблица 14. – Процентное содержание одинаковых средних значений нагрузки в течение смены

$Q_i$	0,2Q	0,4Q	0,6Q	0,8Q	Q
$m_i, \%$	8	22...18	32...36	26...28	12

3. Определяем продолжительность операций рабочего цикла крана:

$t_1$  – строповка монтируемых элементов;  $t_2$  – подъем этих элементов до нужного уровня;  $t_3$  – поворот стрелы крана;  $t_4$  – перемещение крана по рельсовому пути;  $t_5$  – опускание груза до уровня монтажа;  $t_6$  – удержание монтируемого элемента во время установки, закрепления, подливки раствора, выверки положения и др. операций;  $t_7$  – расстроповка монтируемых элементов;  $t_8$  – подъем крюка с грузозахватными приспособлениями над уровнем монтажа;  $t_9$  – возвратный поворот стрелы;  $t_{10}$  – возвратное перемещение крана;  $t_{11}$  – опускание крюка с грузозахватными приспособлениями.

Продолжительность ручных операций  $t_1$ ,  $t_6$ ,  $t_7$  принимаем по нормативным данным, а длительность остальных операций вычисляем приближенно по установившимся скоростям рабочих движений крана, без учета периодов разгона и торможения.

Продолжительность подъема, с

$$t_2 = \frac{\kappa_n \cdot H + h_{зан}}{v_{под}},$$

где  $\kappa_n$  – коэффициент высоты подъема,  $\kappa_n = 0,5 \dots 0,8$ ;

$v_{под}$  – скорость подъема, м/с.

Рабочий поворот, с

$$t_3 = \frac{\alpha_{ср}}{2 \cdot \pi \cdot n_{пов}},$$

где  $\alpha_{ср}$  – средний рабочий угол,  $\dots^\circ$ ;

$n_{пов}$  – частота вращения поворотной платформы,  $\text{мин}^{-1}$ .

Средний рабочий угол поворота находится по схеме рабочей зоны крана графическим или аналитическим способом:

$$\alpha_{ср} = \alpha_1 + \alpha_2 = \arcsin \frac{k + \frac{c}{2}}{R} + \arcsin \frac{k + \frac{a}{2}}{R},$$

где  $R$  – расчетный вылет стрелы, м;

$k$  – расстояние от оси подкранового пути до здания и склада, принимаем  $k = 4 \dots 5$  м.

Габаритные размеры здания  $a$ ,  $b$  (м) и склада  $c$ ,  $d$  (м) принимаются из типового проекта.

Время перемещения крана по рельсовому пути, с

$$t_4 = \frac{L_{пер}}{v_{пер}},$$

где  $L_{пер}$  – средний путь перемещения, м;

$v_{пер}$  – скорость перемещения, м/с.



Средний путь перемещения крана принимается равным расстоянию между центрами рабочих зон склада и здания и определяется графически или аналитически:

$$L_{\text{пер}} = \frac{b+d}{2} - l + R \cdot (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2).$$

Время опускания груза до уровня монтажа

$$t_5 = \frac{h_{\text{зан}}}{v_{\text{м.н}}},$$

где  $v_{\text{м.н}}$  – скорость мягкой посадки, м/с.

Продолжительность подъема крюка со стропами над уровнем монтажа

$$t_8 = \frac{h_{\text{зан}}}{v_{\text{нод}}}.$$

Длительность остальных операций определяем аналогично:

$$t_9 = t_3; \quad t_{10} = t_4; \quad t_{11} = \frac{H + h_{\text{зан}}}{v_{\text{он}}}.$$

4. Вычисляем длительность рабочего цикла крана. При работе без совмещения операций рабочий цикл крана равен сумме времени всех его операций:

$$t_{\text{ц}} = \sum_1^{11} t.$$

Для повышения производительности крана некоторые операции можно совмещать (например, подъем и перемещение груза). В этом случае при подсчете длительности рабочего цикла учитывают только наиболее длительную из совмещаемых операций:

$$t_{\text{ц}}^{\text{совм}} = t_1 + t_{2>(4)} + t_5 + t_6 + t_7 + t_8 + t_{10>(11)}.$$

5. Определяется сменная производительность (т/см) крана:

$$P_{\text{см}} = T \cdot Q \cdot K_z \cdot K_{\text{в}} \cdot n,$$

где  $T$  – продолжительность смены, ч;

$Q$  – грузоподъемность крана, т, при данном вылете стрелы;

$K_z$  – коэффициент использования крана по грузоподъемности;

$K_{\text{в}}$  – коэффициент использования крана по времени на протяжении смены, равный 0,82...0,83;

$n$  – число рабочих циклов крана в час:  $n = 3600 / t_{\text{ц}}$ , где  $t_{\text{ц}}$  – средняя длительность рабочего цикла, с.

Производительность остальных кранов определяется аналогичным способом с учетом особенностей их эксплуатации.

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров, М. П. Грузоподъемные машины : учебник вузов / М. П. Александров. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. – Высш. шк., 2000. – 552 с.
2. Белецкий, Б. Ф. Строительные машины и оборудование : справочное пособие для производственников-механизаторов, инженерно-технических работников строительных организаций, а также студентов строительных вузов, факультетов и техникумов / Б. Ф. Белецкий, И. Г. Булгакова. – Ростов н/Д : Феникс, 2005. – 608 с.
3. Волков, Д. П. Строительные машины и средства малой механизации / Д. П. Волков, В. Я. Крикун. – М. : Академия, 2002. – 480 с.
4. Герасимов, С. В. Краткий справочник для расчета грузоподъемных машин / С. В. Герасимов, А. М. Долотов, Ю. Н. Кулаков. – Братск : ГОУ ВПО «БрГУ», 2009. – 103 с.
5. Добронравов, С. С. Строительные машины и основы автоматизации : учебник для строит. вузов / С. С. Добронравов, В. Г. Дронов. – М. : Высш. шк., 2001. – 575 с.
6. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск : Выш. шк., 1983. – 350 с.
7. Метла, А. И. Каталог автомобильных кранов / А. И. Метла, М. В. Конюхова, А. В. Корягина, О. М. Каербасева. – Челябинск : ЮУрГУ, 2004. – 74 с.
8. Метла, А. И. Каталог гусеничных кранов / А. И. Метла, М. В. Молодцов, С. Б. Коваль / под общ. ред. С. Г. Головнева. – Челябинск : ЮУрГУ, 2005. – 68 с.
9. Невзоров, Л. А. Краны башенные и автомобильные : учеб. пособие для нач. проф. образования / Л. А. Невзоров, М. Д. Полосин. – М. : Академия, 2005. – 416 с.
10. Расчеты крановых механизмов и их деталей : в 2 т. / под общ. ред. Р. А. Лалаянца. – М. : ВНИИПТМАШ, 1993. – Т. 1. – 187 с. ; Т. 2. – 163 с.
11. Соколов, Г. К. Выбор кранов и технических средств для монтажа строительных конструкций : учеб. пособие / Г. К. Соколов. – М. : МГСУ, 2002. – 180 с.
12. Справочник по кранам : в 2 т. / под общ. ред. М. М. Гохберга. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отделение, 1988. – Т. 2 : Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М. П. Александров [и др.]. – 559 с.
13. Шестопапов, К. К. Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование : учеб. пособие / К. К. Шестопапов. – М. : Мастерство, 2002. – 320 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А.1. – Канаты стальные (выдержки из ГОСТов)

Диаметр каната, мм	Масса 1000 м каната, кг	Маркировочная группа, МПа			
		1372	1568	1764	1960
разрывное усилие каната в целом, Н, не менее					
<i>Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19 (1+6+6/6)+1 о.с. по ГОСТ 2688-80</i>					
8,3	256,0	-	34800	38150	41600
9,1	305,0	-	41550	45450	49600
9,9	356,6	-	48850	53450	58350
11,0	461,6	-	62850	66800	75150
12,0	527,0	-	71750	78550	85750
13,0	596,6	71050	81250	89000	97000
14,0	728,0	86700	98950	108000	118000
15,0	844,0	100000	114500	125500	137000
16,5	1025,0	121500	139000	152000	166000
18,0	1220,0	145000	166000	181500	198000
19,5	1405,0	167000	191000	209000	228000
21,0	1635,0	194500	222000	243500	265500
22,5	1850,0	220000	251000	275000	303500
24,0	2110,0	250500	287000	314000	343000
25,5	2390,0	284000	324500	355500	388500
27,0	2685,0	319000	365000	399500	446500
28,0	2910,0	346500	396000	434000	473500
30,5	3490,0	415500	475000	520000	567500
32,0	3845,0	458000	523500	573000	625500
33,5	4220,0	502500	574000	629000	686000
37,0	5015,0	597500	683000	748000	816000
39,5	5740,0	684000	781500	856000	938000
42,0	6335,0	779000	890000	975000	1060000
<i>Канат двойной свивки типа ЛК-З конструкции 6х25 (1+6+6+12)+1 о.с. по ГОСТ 7665-80</i>					
8,1	236,5	-	31900	35100	38050
9,7	342,2	-	46300	50850	55100
11,5	464,0	54900	62700	68900	74750
13,0	605,0	71500	81750	89450	97200
14,5	763,5	90350	102500	113000	122500
16,0	941,5	110500	126500	139500	151000
17,5	1140,0	134500	153500	169000	183000
19,5	1357,5	160000	183000	201000	218500
21,0	1594,0	188500	215000	236500	256500
22,5	1857,0	219000	250500	275000	298500
24,0	2132,0	251500	288000	316500	343000
25,5	2426,0	286500	327500	360000	390500
27,5	2739,0	323500	369500	406500	441000
29,0	3071,0	363000	415000	456000	494500
32,0	3768,0	445500	509500	559500	607000
35,5	4562,5	539000	616500	677500	735000

Продолжение таблицы А.1

Диаметр каната, мм	Масса 1000 м каната, кг	Маркировочная группа, МПа			
		1372	1568	1764	1960
		разрывное усилие каната в целом, Н, не менее			
<i>Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции 6х7 (1+6)+1 о.с. по ГОСТ 3069-80</i>					
3,7	47,7	-	6740	7595	8290
4,0	54,0	-	7640	8590	9375
4,9	83,7	-	11850	13050	14350
5,9	120,0	-	16950	18700	20450
<i>Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции 6х19 (1+9+9)+1 о.с. по ГОСТ 3077-80</i>					
11,5	487,0	-	66150	72450	79050
12,0	530,0	-	72000	78850	86050
13,0	597,3	-	81000	88700	96800
14,0	719,0	-	97750	106500	116500
15,0	852,5	-	115500	126500	138000
16,5	996,5	118000	135000	147500	161500
17,5	1155,0	136500	156000	171500	187000
19,5	1370,0	162500	183000	203500	221500
20,5	1550,0	184000	210500	230500	251500
22,0	1745,0	207000	236500	259000	283000
23,0	1950,0	231000	247500	289000	316000
25,5	2390,0	284000	304000	355500	388000

Примечание – Канаты, значения разрывного усилия которых выделены курсивом, изготавливаются из проволоки без покрытия.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица Б.1. – Крановые электродвигатели серии МТФ МТКФ. Основные параметры

Тип электро- двигателя	Мощность на валу, кВт,				Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Максималь- ный мо- мент, Н·м	Момент инерции ро- тора, кг·м <sup>3</sup>
	ПВ = 15%	ПВ = 25%	ПВ = 40%	ПВ = 60%			
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
МТФ 011-6	2	-	-	-	800	40	0,021
			1,7	-	850		
			-	1,4	885		
			-	1,2	910		
МТФ 012-6	3,1	-	-	-	785	57	0,029
			2,7	-	840		
			-	2,2	890		
			-	1,7	920		
МТФ 111-6	4,5	-	-	-	850	87	0,048
			4,1	-	870		
			-	3,5	895		
			-	2,8	920		
МТФ 112-6	6,5	-	-	-	895	140	0,068
			5,8	-	915		
			-	5	930		
			-	4	950		
МТФ 211-6	10,5	-	-	-	895	195	0,115
			9	-	915		
			-	7,5	930		
			-	6	945		
МТФ 311-6	14	-	-	-	925	320	0,225
			13	-	935		
			-	11	945		
			-	9	960		
МТФ 312-6	19,5	-	-	-	945	480	0,312
			17,5	-	950		
			-	15	955		
			-	12	965		
МТФ 411-6	30	-	-	-	945	650	0,5
			27	-	955		
			-	22	965		
			-	18	970		
МТФ 412-6	40	-	-	-	960	950	0,675
			36	-	965		
			-	30	970		
			-	25	975		
МТФ 311-8	10,5	-	-	-	665	270	0,275
			9	-	680		
			-	7,5	695		
			-	6	710		

Продолжение таблицы Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8
MTF 312-8	15	- 13	- - 11	- - - 8,2	680 695 705 720	430	0,387
MTF 411-8	22	- 18	- - 15	- - - 13	685 700 710 715	580	0,537
MTF 412-8	30	- 26	- - 22	- - - 18	705 715 720 730	900	0,75
MTKF 112-6	6,5	- 5,8	- - 5	- - - 4	845 870 895 920	175	175
MTKF 211-6	10,5	- 9	- - 7,5	- - - 6	800 840 880 910	220	210
MTKF 311-6	14	- 13	- - 11	- - - 9	880 895 910 930	390	380
MTKF 312-6	19,5	- 17,5	- - 15	- - - 12	900 915 930 945	600	590
MTKF 411-6	30	- 27	- - 22	- - - 18	905 915 935 950	780	720
MTKF 412-6	40	- 36	- - 30	- - - 25	910 920 935 950	1000	950

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Таблица В.1. – Редукторы цилиндрические горизонтальные двухступенчатые типа Ц2. Техническая характеристика

Типоразмер редуктора			Ц2-250	Ц2-300	Ц2-350	Ц2-400	Ц2-500	Ц2-650
передаточное число	частота вращения быстрого хода вала	режим работ	мощность на быстроходном валу, кВт					
			4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9
50	750	Л	6,3	9,9	15	29,2	50	95,5
		С	4,2	7,4	11,1	19,4	37	69,8
		Т	2,42	3,9	5,9	7,9	18,75	47,1
		ВТ	1,67	2,63	3,69	7,7	13,5	33,4
	1000	Л	8,2	12,5	20	39	67,2	122
		С	5,66	9,5	14,2	19,3	45,5	89,1
		Т	2,87	4,75	7,25	9,6	22,9	55
		ВТ	2,2	3,52	4,86	10,3	13,9	48,1
	1500	Л	17	27,5	40	61,6	139	170
		С	10,3	19,3	30,2	31,4	77	125
		Т	5,7	13,5	16,7	16,8	43	73,5
		ВТ	4,45	6,88	9,5	18,6	34,8	60,8
40	750	Л	7,5	11,5	18,4	36,2	62	125
		С	5,6	8,3	13,4	23,2	42,2	84,5
		Т	2,85	4,5	6,8	11,1	22,4	63,5
		ВТ	2	3,19	4,77	9,25	16,1	46,5
	1000	Л	9,8	14	22	43,5	75	146
		С	6,95	11,2	16,3	28,1	55	107
		Т	3,43	5,9	8,2	14,2	27,5	75,7
		ВТ	2,39	3,81	5,56	11,1	19,4	54,4
	1500	Л	13	21	31,5	62	107	200
		С	8,85	12,3	22,5	31,4	70,2	152
		Т	4,5	8,9	10,7	16,8	35,8	89,5
		ВТ	3,02	4,72	7,15	14	23,6	69,6
31,5	750	Л	10,5	14,5	20	48,5	83	150,5
		С	6,62	10,4	16,6	23,2	52,7	110
		Т	3,6	6,4	10,3	11,1	26,3	83,5
		ВТ	2,94	4,46	6,95	11	23,4	67,6
	1000	Л	11,5	18	27,5	54	100	174,5
		С	9,2	14,6	21,8	34,3	68,6	128
		Т	5,0	9,7	15,6	16,8	40,2	75,7
		ВТ	4,3	7,0	10,3	13,8	35,0	74,3
	1500	Л	17,0	27,5	40,0	80,0	139	260
		С	11,9	19,3	30,2	36,8	83,0	162
		Т	7,1	13,5	21,5	21,8	53,5	99,6
		ВТ	5,5	8,5	11,3	20,0	43,4	99,0

Продолжение таблицы В.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
25	750	Л	12,5	19	30	60	103	187
		С	9,25	16,1	22,4	35	75,6	137
		Т	5,6	9,7	13,5	17,5	51,5	99,5
		ВТ	3,36	5,3	7,95	15,6	33,0	77,6
	1000	Л	14	20	36	70,5	122	233
		С	11,7	18,3	27,1	42,2	91,7	171
		Т	6,15	9,3	14,5	21,1	52,8	111
		ВТ	4,05	6,36	9,53	18,75	40,0	91,0
	1500	Л	11,5	33	54	96	166	310
		С	16,3	21,2	39,5	45	116,0	221
		Т	8,2	16,2	19,4	27,8	74,0	151
		ВТ	2,6	4,22	6,17	12,1	52,0	125
20	750	Л	15	24	36	71,5	123	222
		С	11,1	17,8	26,9	46,5	89,2	162
		Т	5,9	9,3	14	24,1	58,7	116
		ВТ	3,94	5,2	9,25	18,1	39,0	88,5
	1000	Л	17	29	43,5	77	134,5	274
		С	14	20,6	33,5	49,4	104	198
		Т	7,8	11,2	16,9	25	65,4	149
		ВТ	4,08	7,57	11,3	20	42,5	106
	1500	Л	27,5	40	59,5	116	201	360
		С	16,6	26,5	43,7	58,2	147	268
		Т	9,7	20	20,4	38,7	87,7	197
		ВТ	7,18	10,4	15,4	29,9	65,4	152
16	750	Л	18,5	29	44	86,5	136	258
		С	13,5	21,6	32	53,6	103	189
		Т	6,7	10,7	15,9	31,3	61,0	148
		ВТ	4,46	7,04	10,5	20,3	40,0	101
	1000	Л	20	31,5	47	92	159	305
		С	18,3	25	37,1	54,3	122	223
		Т	8,2	11,8	19,7	32,2	74,2	167
		ВТ	5,83	8,25	12,7	24,4	52,5	137
	1500	Л	32,5	43	71	138	239	430
		С	21,4	31,6	50,5	73,6	174	314
		Т	9,95	20,6	23	45,2	98,7	230
		ВТ	7,9	12,6	18,8	36,6	80,0	186
12,5	750	Л	25,5	33,5	55	91	187	321
		С	15,9	25	43,5	53,6	112	234
		Т	9,9	15,9	23,4	31,3	84,7	162
		ВТ	6,53	10,5	14,1	27,7	59,0	146
	1000	Л	25	35,5	62	107,5	218	390
		С	19,6	31,2	50,7	54,5	143	263
		Т	11,2	16,3	26,3	32,2	103,2	195
		ВТ	8,25	12,25	18,6	31,2	77,0	188
	1500	Л	40,5	53	96,5	152,3	324	530
		С	22,1	39,8	70	81	189	531
		Т	13,3	28,9	34,7	65,2	145	252
		ВТ	11,75	18,65	27,7	49,7	117	230



Окончание таблицы В.1

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>
10	750	Л	30,5	40	65	94	221	374
		С	18,9	35,7	52	58,8	140	264
		Т	11,7	18,7	25,4	35,2	106	191
		ВТ	8,2	11,8	17,8	36,6	74,0	174
	1000	Л	30,5	43	78	127	257	470
		С	20,2	39,7	61,2	68,5	178	315
		Т	12,5	19,4	31,4	48,2	132	238
		ВТ	9,72	15,5	22,9	44,2	97	226
	1500	Л	49,5	62,5	11,75	178	396	610
		С	27	48,2	84,7	91,3	217	396
		Т	16,9	33,6	40	61	169	308
		ВТ	14,8	23,6	35,2	58,4	149	294
8	750	Л	33	46	76	102,5	245	432
		С	23	40,3	61	63,5	163	315
		Т	13,4	21,1	28,8	53,0	121	220
		ВТ	8,8	13,9	24,5	48,6	87,5	206
	1000	Л	37	49	80	138	301	525
		С	23,4	44,2	58,6	72,8	197	360
		Т	14,3	21,2	34,9	65,0	145	270
		ВТ	11,7	18,3	27,6	61,2	115	253
	1500	Л	56,5	68,5	134	179	415	
		С	31	55	96,5	102	248	
		Т	20,3	39,6	47,2	83,0	194	
		ВТ	17,6	28	41,8	81,8	160	

Примечание – Расчетный КПД редуктора  $\eta = 0.96$ .

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Таблица Г.1. – Муфты упругие втулочно-пальцевые с тормозными шкивами. Муфты зубчатые. Технические характеристики

Номер муфты	Наибольший передаваемый крутящий момент, Н·м	Диаметр тормозного шкива D, мм	Ширина тормозного шкива B, мм	Масса муфты, кг	Момент инерции муфты, кг·м <sup>2</sup>
1	500	200	95	25	0,125
2	800	300	145	60	0,6
3	5500	400	185	125	2,25
4	7000	500	210	175	5,0

Таблица Г.2. – Муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424-93

Номинальный крутящий момент, Н·м	Диаметр отверстия для вала, мм, d, d <sub>1</sub>	D, мм, не более	L, мм, не более				l, мм, не более				Частота вращения мин <sup>-1</sup> не более
			тип I		тип II		тип I		тип II		
			исполнение								
			1	2	1	2	1	2	1	2	
31,5	16; 18; 19*	90	84	60	84	60	40	28	30	18	6350
63	20; 22; 24*	100	104	76	104	76	50	36	38	24	5700
125	25; 28; 30*	120	125	89	125	89	60	42	44	26	4600
250	32; 35*; 36; 38*	140	165	121	165	121	80	58	60	38	3800
	40; 42; 45		225	169	225	169	110	82	85	56	
500	40; 42; 45	170									3600
710	45; 48; 50; 55; 56	190	226	170	226	170					3000
1000	50; 55; 56	220	286	216	286	216	140	105	107	72	3850
	60; 63; 65; 70										
2000	63; 65; 70; 71; 75	250	288	218	288	218					2300
	80; 85; 90		348	268	348	268	170	130	135	95	
4000	80; 85; 90; 95	320	350	270	350	270					
8000	100; 110; 120; 125	400	432	342	432	342	210	165	170	125	1450
	120; 125		435	345	435	345					
16000	130; 140; 150	500	515	415	515	415	250	200	205	155	
	160		615	495	615	495	300	240	245	185	

Таблица Г.3. – Муфты зубчатые с тормозными шкивами

Номер муфты	Наибольший передаваемый крутящий момент, Н*м	Диаметр тормозного шкива D, мм	Ширина тормозного шкива B, мм	Масса муфты, кг	Момент инерции муфты, кг*м <sup>2</sup>
1	700	200	95	13	0,1
2	1400	200	135	18	0,15
3	3150	300	145	30	0,6
4	5600	400	185	68	1,75
5	8000	500	205	122	3,75

МГТУ им. И.П.Шамякина

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Таблица Д.1. – Тормоза колодочные электромагнитные. Техническая характеристика

Параметры	Типоразмер тормоза				
	ТКТ-100	ТКТ-200/100	ТКТ-200	ТКТ-300/200	ТКТ-300
	ТКП-100	ТКП-200/100	ТКП-200	ТКП-200/200	ТКП-300
Диаметр тормозного шкива, мм	100	200	200	300	300
Наибольший тормозной момент, Н·м:					
при ПВ = 25%	20	40	160	240	500
при ПВ = 40%	<u>20</u>	<u>40</u>	<u>160</u>	<u>240</u>	<u>500</u>
	16	32	125	190	420
Масса тормоза, кг	<u>12</u>	<u>25</u>	<u>37</u>	<u>68</u>	<u>92</u>
	12,5	25	34	65	84

Примечания:

1. ТКТ – тормоза с электромагнитами переменного тока;  
ТКП – тормоза с электромагнитами постоянного тока.
2. В числителе – показатели для ТКТ, в знаменателе – для ТКП.

Таблица Д.2. – Тормоза колодочные с электрогидротолкателями. Техническая характеристика

Параметры	Типоразмеры							
	ТКГ-160	ТКГ-200	ТКГ-300	ТКГ-400	ТКГ-500	ТКТГ-600	ТКТГ-700	ТКТГ-800
Диаметр тормозного шкива, мм	160	200	300	400	500	600	700	800
Наибольший тормозной момент, Н·м	100	250	800	1500	2500	5000	8000	12500
Масса тормоза	21	38	100	130	155	435	605	845

Примечание – Тормоз ТКГ – с одноштоковым гидротолкателем,  
ТКТГ – с двухштоковым.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Таблица Е.1. – Ориентировочные размеры металлоконструкций башенного крана, м

Параметр	Значения для кранов	
	с поворотной башней	с поворотной головкой
Габаритные размеры поперечного сечения башни – квадрат со стороной	$a_6 = (0,9 \dots 1,1) H / 20$	$a_6 = (0,9 \dots 1,1) H / 18$
Поперечное сечение трубчатой башни – труба с наружным диаметром	$D_6 = (0,9 \dots 1,1) H / 25$	$D_6 = (0,9 \dots 1,1) H / 20$
<p>Габаритные размеры поперечного сечения решетчатой стрелы (в среднем сечении):</p> <p>подъемной с концевым блоком – прямоугольник с отношением основания к высоте 1,3...1,5 и основанием</p> <p>горизонтальной с подвижной грузовой кареткой, квадрат или треугольник углом вниз, высотой</p> <p>Габаритные размеры поперечного сечения трубчатой стрелы:</p> <p>подъемной с концевым блоком и развилкой у пяты на расстоянии ~ 1/3 длины стрелы, труба наружным диаметром</p> <p>горизонтальной с подвижной грузовой кареткой, с учетом наличия ездовой балки и боковых растяжек, труба наружным диаметром</p>	$c_c = (0,9 \dots 1,1) R / 23$  $h_c = (0,9 \dots 1,1) R / 22$  $D_c = (0,9 \dots 1,1) R / 50$  $D_c = (0,9 \dots 1,1) R / 40$	
<p>Высота от головки рельса до шарнира пяты стрелы:</p> <p>при подъемной стреле</p> <p>при горизонтальной стреле</p> <p>Высота головки башни (от центра пяты стрелы до центра верхних блоков): большие значения относятся к кранам большой грузоподъемности</p>		$h = H$ $h = H + \sqrt[3]{Q}$  $h = (0,8 \dots 1,2) R / 3,6$

Продолжение таблицы Е.1

Параметр	Значения для кранов	
	с поворотной башней	с поворотной головкой
Расстояние от оси вращения крана до оси башни	$x_6 = (1,1 \dots 1,2) a_6 / 2$ $x_6 = (1,1 \dots 1,2) D_6 / 2$	– –
Расстояние от оси вращения башни до оси пяты стрелы	$X_6 = a_6 / 2 + 0,2$ $X_6 = D_6 / 2 + 0,2$	
Расчетная длина противовесной консоли от оси вращения крана до центра противовеса	–	$L_{п.к} = (0,9 \dots 1,1) A / 3$
Длина распорки (подстрелка) от оси вращения крана до оси блока (большие значения относятся к кранам меньшей грузоподъемности)	$L_p = (0,11 \dots 0,16) H$	–
Колея и база ходовой части крана	$K = B = (0,95 \dots 1,05) H / 6$	
Угол наклона $\beta$ подъемной стрелы к горизонту при $R_{\max} / R_{\min}$	$15^\circ / 70^\circ$	
Расчетная длина стрелы: подъемной	$L_c = \frac{R - x_6 - x_o}{\cos \beta_{\min}}$	$L_c = \frac{R - x_n}{\cos \beta_{\min}}$
горизонтальной	$L_{c.г} = R - x_6 - x - \sqrt[3]{Q}$	$L_{c.г} = R - x_o - \sqrt[3]{Q}$
Ориентировочный диаметр опорно-поворотного круга	$D_{оп.к} = (1,45 \dots 1,55) a_6$	
Ширина поворотной платформы	$B_1 = (0,75 \dots 1) K$ , но не более 3,1 м	–
Радиус хвостовой части поворотной платформы	$R_{mn} = (1,1 \dots 1,2) L_p$	–

Примечание –  $H$  – высота подъема при максимальном вылете, м;  $R$  – наибольший вылет, м;  $Q$  – грузоподъемность, т.

Таблица Е.2. – Расчетные формулы для ориентировочного определения веса отдельных элементов башенных кранов

Параметр	Формула для кранов	
	с поворотной башней	с поворотной головкой
Механизм крана с подъемной стрелой:		
лебедка подъема груза		$G_{Г.Н} \approx 0,04G$
лебедка механизма изменения вылета		$G_{С.М} \approx 0,04G$
механизм вращения крана		$G_{В.Н} \approx 0,03G$
механизм передвижения крана		$G_{П.М} \approx 0,04G$
ходовые тележки и колеса (4 комплекта)		$G_{Х.Т} \approx 0,07G$
кабина управления		$G_{К} \approx 0,02G$
Механизм крана с горизонтальной стрелой:		
лебедка подъема груза		$G_{Л.Г} \approx 0,03G$
лебедка механизма изменения вылета		$G_{Л.В} \approx 0,03G$
лебедка передвижения каретки на стреле		$G_{Л.К} \approx 0,02G$
механизм вращения крана		$G_{В.Х} \approx 0,03G$
механизм передвижения крана		$G_{П.М} \approx 0,04G$
грузовой полиспаст и крюк		$G_{П.Г} \approx 0,05G$
стреловой полиспаст		$G_{П.С} \approx 0,05G$
кабина управления		$G_{К} \approx 0,02G$
ходовые тележки и колеса (4 комплекта)		$G_{Х.Т} \approx 0,06G$
кабина управления		$G_{К} \approx 0,02G$
Балласт	$G_{ПР} \approx 0,34G$	$G_{ПР} \approx 0,1G$

Примечание –  $G$  – вес крана, т;  $M_{гр} = Q A$  – грузовой момент крана, т·м;  $Q$  – грузоподъемность, т;  $H$  – высота подъема наибольшая, м.

**Задания на курсовую работу**

№ вар.	Вид крана	Грузо- подъемность, $Q$ , т	№ вар.	Вид крана	Грузо- подъемность, $Q$ , т	
1	башенный	3	23	гусеничный	10	
2		5	24		16	
3		6	25		25	
4		6,3	26		40	
5		7	27		50	
6		7,5	28		63	
7		8	29		100	
8		пневмоколесный	9	30	автомобильный	9
9			10	31		10
10			12,5	32		12,5
11			13	33		16
12			16	34		20
13			20	35		25
14			25	36		30
15			40	37		32
16			50	38		36
17			63	39		40
18	кран на спецшасси	16	40	50		
19		25	41	40		
20		40	42	50		
21		63	43	63		
22		100	44	100		



**Образец оформления титульного листа**

Министерство образования Республики Беларусь  
УО «Мозырский государственный педагогический университет  
имени И. П. Шамякина»

Кафедра инженерно-педагогического образования

**КУРСОВАЯ РАБОТА**

по строительным машинам и механизмам

на тему:

**«ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ –  
БАШЕННОГО КРАНА»**

студента 3 курса 3 группы  
физико-инженерного факультета  
(дневная форма получения высшего образования)  
Борисенко А.В.

Руководитель:  
к.т.н., доцент Сафанков Е.И.

Мозырь 2018

## СОДЕРЖАНИЕ

1 Основные положения о курсовом проектировании .....	3
1.1 Цель и задачи курсового проектирования .....	3
1.2 Тематика, структура и содержание курсового проектирования ....	3
1.3 Общие требования к выполнению курсовой работы .....	4
2 Исходные данные для расчета грузоподъемных машин .....	6
3 Определение основных параметров механизмов грузоподъемных машин .....	9
3.1 Расчет механизма подъема груза .....	9
3.2 Расчет механизма передвижения .....	17
3.3 Расчет механизма изменения вылета стрелы.....	26
3.3.1 Расчет механизма изменения вылета стрелы посредством передвижения грузовой тележки.....	26
3.3.2 Расчет механизма изменения вылета наклоном стрелы .....	28
3.3.3 Расчет механизма изменения вылета с жесткой подвеской стрелы .....	30
3.4 Расчет механизма поворота крана .....	33
3.5 Расчет кранов на устойчивость .....	46
3.5.1 Расчет башенных кранов на устойчивость .....	46
3.5.2 Расчет мобильных кранов на устойчивость.....	50
3.6 Определение технико-эксплуатационной производительности крана .....	53
Список рекомендуемой литературы .....	56
Приложения .....	57

*Учебное издание*

**СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ  
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

• Пособие

Составители:

**Сафанков Евгений Иванович,  
Гридюшко Анатолий Игнатьевич**

Корректор *С. И. Журавлева*  
Оригинал-макет *Е. В. Юницкая*

Подписано в печать 12.11.2018. Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.  
Ризография. Усл. печ. л. 4,3. Уч.-изд. л. 4,51. Тираж 64 экз. Заказ 26.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Учреждение образования «Мозырский государственный  
педагогический университет имени И. П. Шамякина».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий N 1/306 от 22 апреля 2014 г.  
Ул. Студенческая, 28, 247777, Мозырь, Гомельская обл. Тел. (8-0236) 32-46-29