

Минобрнауки РФ
Государственное образовательное учреждение
высшего образования
«Тульский государственный университет»
Кафедра «Автомобили и автомобильное хозяйство»

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА
методические указания
к курсовому проектированию по дисциплине «Транспортные и погрузочно-
разгрузочные средства»

Методические указания разработал доц. Журин А.В.

Обсуждены на заседании кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство»
технологического факультета

Протокол № ____ от « ____ » _____ 20 ____ г.

Зав. кафедрой _____

Изложена методика и пример расчета механизма подъема мостового (козлового) крана общего назначения. Методические указания основываются на материалах ИСО 4301/1, которые при проектировании грузоподъемных механизмов (элементов) предусматривают многовариантный подход. Такой метод проектирования и расчета позволяет оптимизировать конструкцию деталей и узлов грузоподъемных машин с точки зрения нагрузок, массы, прочностных свойств и др.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
1. Цель и задачи выполнения курсового проекта.....	5
2. Основные требования к курсовому проекту.....	5
2.1. Тематика и исходные данные.....	5
2.2. Содержание и объем курсового проекта.....	6
2.3. Образец бланка задания курсового проекта	6
3. Методические указания к работе над курсовым проектом	8
4. Методические указания к выполнению отдельных разделов курсового проекта.....	8
4.1. Задание на проектирование.....	8
4.2. Расчет каната и барабана.....	8
4.2.1. Грузоподъемная сила	8
4.2.2. КПД полиспаста	8
4.2.3. Наибольшее натяжение ветви каната, набегавшей на барабан при подъеме груза	9
4.2.4. Разрывное усилие каната в целом.....	10
4.2.5. Выбор типа каната	10
4.2.6. Минимальный диаметр барабана.....	11
4.2.7. Расчетный диаметр барабана	11
4.2.8. Длина барабана с двусторонней нарезкой	12
4.2.9. Проверка размеров барабана по условиям.....	12
4.2.10. Угловая скорость барабана.....	13
4.3. Выбор электродвигателя	13
4.3.1. Статическая мощность электродвигателя.....	13
4.3.2. Угловая скорость электродвигателя	14
4.4. Выбор редуктора	14
4.4.1. Выбор типа редуктора. Общие указания	14
4.4.2. Расчет редуктора по радиальной консольной нагрузке	15
4.4.3. Передаточное число редуктора.....	15
4.4.4. Грузовой момент на барабане	15
4.4.5. Проверка редуктора по грузовому моменту	16
4.5. Выбор тормоза.....	16
4.5.1. Статический момент на входном валу редуктора при торможении.....	16
4.5.2. Тормозной момент, на который регулируют тормоз.....	17
4.6. компоновка механизма	17
4.6.1. Сравнение металлоёмкости вариантов механизма подъёма	17
4.6.2. Проверка возможности установки тормоза	18
4.6.3. Условие использования бесступенчатого барабана	19
4.6.4. Условие использования ступенчатого барабана.....	19
4.6.5. Минимальная колея тележки	20
4.7. Выводы.....	21
5. Оформление расчетно-пояснительной записки.....	22
ЛИТЕРАТУРА.....	24
Приложение А	25
Приложение Б.....	26
Приложение В	27

Введение

Особенностью методики расчета механизма подъема груза мостового крана общего назначения является её соответствие международному стандарту ИСО 4301/1. Многовариантный подход к расчету деталей и механизмов подъема груза дает возможность получить оптимальные конструктивные параметры этих элементов. В частности, такой расчет позволяет выбрать кратность полиспаста, размеры барабана, редуктор, двигатель и тормоз так, чтобы получить тележку с наименьшей колесей, а механизм подъема с наименьшей массой при обеспечении необходимых прочностных свойств элементов конструкции [1].

Оптимальный вариант может быть найден для трех кратностей полиспастов, равных 2,3,4 и пяти вариантов барабанов: основного диаметра, уменьшенных на 1 и 2 шага. Итого 15 вариантов расчета, из которых выбирается оптимальный.

Если не ставится задача оптимизации решения, то удовлетворительный результат может быть достигнут расчетом одного из вариантов, например, для кратности полиспаста, равной 3. Если длина барабана превысит 6 его диаметров, следует уменьшить кратность полиспаста до 2 и (или) увеличить диаметр барабана на 1 (2) шага, после чего повторить расчет.

1. Цель и задачи выполнения курсового проекта

Курсовое проектирование направлено на развитие у студентов навыков самостоятельной работы и формирования творческого подхода к решению задач проектирования погрузочно-разгрузочных средств.

2. Основные требования к курсовому проекту

2.1. Тематика и исходные данные

Темами курсовых проектов (КП) являются механизмы подъема груза мостового (козлового) крана общего назначения.

Дана схема тележки (рисунок 1).

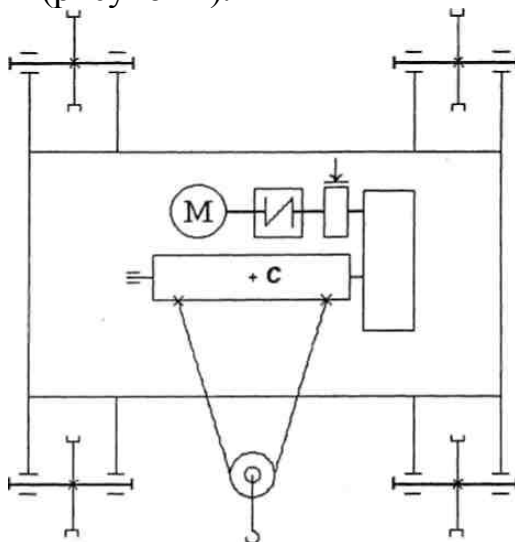


Рисунок 1. Схема тележки с механизмом подъёма груза

Исходными данными для расчета являются: грузоподъемность, скорость подъема груза, высота подъема груза, режим нагружения, группа классификации механизма по ИСО 4301/1.

Варианты данных для расчета следующие:

№ варианта	Грузоподъемность m_g , кг	Скорость подъема V , м/с	Высота подъема H , м	Режим нагружения	Группа классификации механизма по ИСО 4301/1
1	1000	0,1	3	Легкий	M1
2	1500	0,13	4	Умеренный	M2
3	2000	0,17	5	Тяжёлый	M3
4	2500	0,2	6	Весьма тяжелый	M4
5	3000	0,23	7	Легкий	M5
6	3500	0,27	8	Умеренный	M6
7	4000	0,3	9	Тяжёлый	M7
8	4500	0,33	10	Весьма тяжелый	M8
9	5000	0,37	11	Легкий	M1
10	5500	0,4	12	Умеренный	M2
11	6000	0,1	3	Тяжёлый	M3
12	6500	0,13	4	Весьма тяжелый	M4
13	7000	0,17	5	Легкий	M5
14	7500	0,2	6	Умеренный	M6
15	8000	0,23	7	Тяжёлый	M7
16	8500	0,27	8	Весьма тяжелый	M8
17	9000	0,3	9	Легкий	M1
18	9500	0,33	10	Умеренный	M2
19	10000	0,37	11	Тяжёлый	M3
20	10500	0,4	12	Весьма тяжелый	M4

2.2. Содержание и объем курсового проекта

Курсовой проект включает:

- Расчет каната и барабана;
- Выбор электродвигателя;
- Выбор редуктора;
- Выбор тормоза;
- компоновка механизма.

Курсовой проект состоит из пояснительной записки на 35...40 страниц и 1 чертеж формата А-3.

2.3. Образец бланка задания курсового проекта

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Тульский государственный университет
Кафедра «Автомобили и автомобильное хозяйство»

ЗАДАНИЕ

на выполнение **курсового проекта** по дисциплине
«Транспортные и погрузочно-разгрузочные средства»

Студент _____

Группа _____

1. **Тема:** Проектирование механизма подъема груза мостового крана общего назначения.

2. **Срок представления работы к защите** “ ____ ” _____ 20 ____ г.

3. **Исходные данные для расчета:** вариант № _____

4. **Содержание пояснительной записки курсового проекта:**

- Аннотация.
- Оглавление.
- Расчет каната и барабана.
- Выбор электродвигателя.
- Выбор редуктора.
- Выбор тормоза.
- Компоновка механизма.
- Заключение.
- Список использованных источников.

Руководитель курсового проекта _____
(подпись, дата)

(Ф.И.О.)

Задание принял к исполнению _____
(подпись, дата)

(Ф.И.О. студента)

3. Методические указания к работе над курсовым проектом

Пояснительная записка КП пишется от руки (возможна печать на принтере) на одной стороне листа белой бумаги формата 210x297 мм и должна иметь следующую структуру:

— *аннотация*. Содержит основные сведения о проделанной работе с указанием количества страниц, рисунков, таблиц; указывается количество листов графической части с наименованием чертежей; аннотация пишется на отдельном листе;

— *содержание*. Перечисляются все заголовки, приводимые в записке и указываются номера страниц, на которых они помещены. Содержание пишется с новой страницы;

— *текст записки*. Включает выше обозначенные разделы;

— *заключение*. Отражает итоги работы по решению задач, поставленных в проекте.

— *список использованных источников*. В тексте на все использованные источники должны быть ссылки.

Нумерация страниц, рисунков, схем и таблиц должна быть сквозной.

Графическая часть курсового проекта выполняется в карандаше (допускается на графопостроителе) в соответствии с требованиями ЕСКД и включает чертеж компоновки механизма подъема без промежуточного вала.

4. Методические указания к выполнению отдельных разделов курсового проекта

4.1. Задание на проектирование

Расчет механизма подъема груза мостового (козлового) крана общего назначения рассмотрим на конкретном примере: грузоподъемность $m_g=8000$ кг; скорость подъема $V=0,2$ м/с; высота подъема $H=12$ м; режим нагружения L2 – умеренный; группа классификации механизма – МЗ, по ИСО 4301/1.

4.2. Расчет каната и барабана

4.2.1. Грузоподъемная сила

$$F_r = m_r \cdot g, \quad (1)$$

где $g = 9.81$ м/с² – ускорение свободного падения.

Получим: $F_g = 8000 \cdot 9.81 = 7.85 \cdot 10^4$ Н.

4.2.2. КПД полиспаста

$$\eta = \left(\frac{1 + \eta_1 + \eta_2 + \dots + \eta_1^{a-1}}{a} \right) \cdot \eta_1^k, \quad (2)$$

где: $\eta = 0.98$ – КПД блока на подшипниках качения; $a = 2; 3; 4$ – кратность

полиспаста; k – число обводных блоков (для мостового и козлового крана $k=0$).

Согласно рекомендациям ВНИИПТМаш [2 с.84] «При малых грузоподъёмностях (до 3 тонн) груз может подвешиваться без полиспаста, либо на одном подвижном блоке; при грузоподъёмностях свыше 5 т обычно применяют сдвоенные полиспасты с кратностью, возрастающей от 2 до 4 при увеличении грузоподъёмности от 5 до 50 тонн».

Получим КПД полиспаста для кратностей $a=2; 3; 4$, по формуле (2):

$$\eta_2 = \left(\frac{1 + 0.98}{2} \right) = 0.99;$$

$$\eta_3 = \left(\frac{1 + 0.98 + 0.98^2}{3} \right) = 0.98;$$

$$\eta_4 = \left(\frac{1 + 0.98 + 0.98^2 + 0.98^3}{4} \right) = 0.97.$$

4.2.3. Наибольшее натяжение ветви каната, набегающей на барабан при подъёме груза

$$F_a = \frac{F_r}{a \cdot \mu \cdot \eta_a}; \quad (3)$$

где μ - число полиспастов.

Для мостового (козлового) крана $\mu=2$, т.е оба конца каната закреплены на барабане – для строго вертикального подъема груза и выравнивания усилий на опоры барабана (рисунок 2).

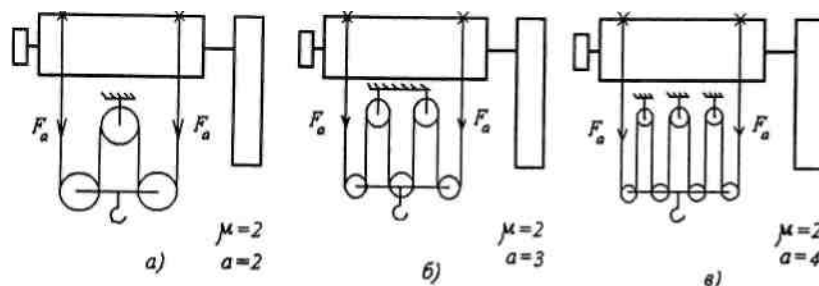


Рисунок 2. Схемы полиспастов механизма подъема груза

Наибольшее натяжение ветви каната, набегающей на барабан при подъёме груза, по формуле (3):

$$F_2 = \frac{7.85 \cdot 10^4}{2 \cdot 2 \cdot 0.99} = 1.98 \cdot 10^4 \text{ H}; \quad F_3 = \frac{7.85 \cdot 10^4}{3 \cdot 2 \cdot 0.98} = 1.34 \cdot 10^4 \text{ H}; \quad F_4 = \frac{7.85 \cdot 10^4}{4 \cdot 2 \cdot 0.97} = 1.01 \cdot 10^4 \text{ H}$$

4.2.4. Разрывное усилие каната в целом

$$F_{0a\xi} \succ F_a \cdot z_{p\xi}, \quad (4)$$

где z_p - минимальный коэффициент использования каната.

По таблице 2. «Правил ...» [3, с.17] (приложение А) выбирают z_p для заданной группы классификации механизмов. Символ ξ означает смещение по таблице вверх и вниз на 1 и 2 шага.

Согласно «Правил...» [3, с.18], допускается изменение коэффициента выбора диаметра барабана h_1 , но не более, чем на 2 шага по группе классификации в большую или меньшую сторону с соответствующей компенсацией посредством величины Z_p по таблице на то же число шагов в меньшую или большую сторону, поэтому введём ряд смещений: $\xi=-2;-1;0;+1;+2$. Тогда получим ряд значений: $z_p -2, z_p -1, z_p 0, z_p +1, z_p +2$.

Для группы классификации механизма МЗ имеем $z_{p0} = 3,55$ (приложение А). С учётом допущения «Правил...» [3, с.18], получаем добавочные значения z_p $-2=4,5$; $z_p -1=4,0$; $z_p +1=3,35$; $z_p +2=3,15$. Разрывное усилие каната ($F_{0a\xi}$, Н) для кратностей $a=2$; 3; 4, для основного и добавочных значений z_p получим по формуле (4):

$F_{02-2}=1,98 \cdot 10^4 \cdot 4,5 = 8,91 \cdot 10^4$	$F_{03-2}=1,34 \cdot 10^4 \cdot 4,5 = 6,03 \cdot 10^4$	$F_{04-2}=1,01 \cdot 10^4 \cdot 4,5 = 4,545 \cdot 10^4$
$F_{02-1}=1,98 \cdot 10^4 \cdot 4 = 7,92 \cdot 10^4$	$F_{03-1}=1,34 \cdot 10^4 \cdot 4 = 5,36 \cdot 10^4$	$F_{04-1}=1,01 \cdot 10^4 \cdot 4 = 4,04 \cdot 10^4$
$F_{020}=1,98 \cdot 10^4 \cdot 3,55 = 7,029 \cdot 10^4$	$F_{030}=1,34 \cdot 10^4 \cdot 3,55 = 4,757 \cdot 10^4$	$F_{040}=1,01 \cdot 10^4 \cdot 3,35 = 3,586 \cdot 10^4$
$F_{02+1}=1,98 \cdot 10^4 \cdot 3,35 = 6,633 \cdot 10^4$	$F_{03+1}=1,34 \cdot 10^4 \cdot 3,35 = 4,489 \cdot 10^4$	$F_{04+1}=1,01 \cdot 10^4 \cdot 3,35 = 3,384 \cdot 10^4$
$F_{02+2}=1,98 \cdot 10^4 \cdot 3,15 = 6,237 \cdot 10^4$	$F_{03+2}=1,34 \cdot 10^4 \cdot 3,15 = 4,221 \cdot 10^4$	$F_{04+2}=1,01 \cdot 10^4 \cdot 3,15 = 3,182 \cdot 10^4$

4.2.5. Выбор типа каната

Мостовой кран работает в относительно чистом, сухом помещении, следовательно, абразивный и коррозионный износ проволок каната незначителен. Поэтому выбираем канат типа ЛК-РО 6* 36+1о.с. ГОСТ 7668-80. Он имеет большое количество проволок малого диаметра и высокую усталостную износостойкость [4, с.24].

Для козлового крана, работающего на открытом воздухе при наличии пыли и влаги, следует выбирать канат типа ЛК-Р 6* 19+1о.с. ГОСТ 2688-80 с малым количеством проволок большого диаметра. Абразивная и коррозионная износостойкость этого каната выше, но усталостная износостойкость ниже, чем у каната ЛК-РО 6 * 36+1о.с.

Применение канатов типа ЛК-Р ГОСТ 2688-80 является предпочтительным при диаметрах 14 мм и менее. В электрических таях при диаметре каната 6 мм и более должны использоваться канаты типа ЛК-РО ГОСТ 7668-80 [4].

По найденным в п. 2.4. значениям $F_{0a\xi}$ находят значения диаметров каната $d_{a\xi}$, мм (приложение Б) и маркировочную группу, соответствующую условию прочности каната:

$$F_{0a\xi} \leq [F], \quad (5)$$

где $[F]$ - разрывное усилие каната в целом, по каталогу.

По таблице (приложение Б) имеем следующие значения диаметров каната (в скобках указаны маркировочные группы, МПа, разрывные усилия, $[F] \cdot 10^4$

Н):

$d_{2-2}=13.5$ (1770; 10.15>8.91)	$d_{3-2}=115$ (1770; 7.510>6.03)	$d_{4-2}=9.0$ (1770; 4.545 > 4.545)
$d_{2-1}=13.5$ (1770; 10.15>7.92)	$d_{3-1}=9.7$ (1770; 5.610>5.36)	$d_{4-1}=9.0$ (1770; 4.545>4.04)
$d_{20}=115$ (1770; 7.510>7.029)	$d_{30}=9.7$ (1770; 5.610>4.757)	$d_{40}=8.1$ (1770; 3.705>3.586)
$d_{2+1}=11.5$ (1770; 7.510>6.633)	$d_{3+1}=9.0$ (1770; 4.545>4.489)	$d_{4+1}=8.1$ (1770; 3.705>3.384)
$d_{2+2}=11.5$ (1770; 7.510>6.237)	$d_{3+2}=9.0$ (1770; 4.545>4.221)	$d_{4+2}=8.1$ (1770; 3.705>3.182)

4.2.6. Минимальный диаметр барабана

$$D_{a\xi}^{\xi} > hl \cdot d_{a\xi}^{\xi}, \quad (6)$$

где hl – коэффициент выбора диаметра барабана.

По таблице 2 из «Правил...» [3, с.26] (приложение А) для заданной группы классификации механизмов получают основное значение hl . При смещении по таблице вверх на 2 шага и вниз на 2 шага находят значения hl_{ξ} , где $\xi=-2...+2$.

При определении минимального диаметра барабана (табл. приложения А) для заданной группы классификации механизма МЗ получим основное значение $hl_0=14$. При смещении по этой таблице вверх и вниз на 2 шага имеем: $hl_{-2}=11,2$; $hl_{-1}=12,5$; $hl_{+1}=16$; $hl_{+2}=18$. По формуле (6) получим $D_{a\xi}$, мм:

$D_{2-2} > 11.2 \cdot 13.5 = 151$	$D_{3-2} > 11.2 \cdot 11.5 = 129$	$D_{4-2} > 11.2 \cdot 9 = 101$
$D_{2-1} > 12.5 \cdot 13.5 = 169$	$D_{3-1} > 12.5 \cdot 9.7 = 121$	$D_{4-1} > 12.5 \cdot 9 = 112$
$D_{20} > 14 \cdot 11.5 = 161$	$D_{30} > 14 \cdot 9.7 = 136$	$D_{40} > 14 \cdot 8.1 = 113$
$D_{2+1} > 16 \cdot 11.5 = 184$	$D_{3+1} > 16 \cdot 9 = 144$	$D_{4+1} > 16 \cdot 8.1 = 130$
$D_{2+2} > 18 \cdot 11.5 = 207$	$D_{3+2} > 18 \cdot 9 = 162$	$D_{4+2} > 18 \cdot 8.1 = 146$

4.2.7. Расчетный диаметр барабана

Барабаны диаметром меньше 100 мм исключают из дальнейших расчетов, т.к. наименьший из выходных валов редукторов с частью зубчатой полумуфты, встраиваемый в барабан, имеет диаметр $D_0=mz=3,5 \cdot 40=140$ мм, [5, с.30.] Тогда диаметр охватывающей зубчатой обоймы составляет $1,4 mz = 200$ мм.

Конструктивно трудно перейти от большого диаметра зубчатой обоймы к малому диаметру барабана при их отношении, свыше $k=200/100=2$ (рисунок.4 б).

При расчёте без помощи ЭВМ можно исключить барабаны диаметром меньше 160 мм. Тогда $k=200/160=1,25$. Ступень барабана высотой 25% легко выполняема. Она может быть без уклона или с уклоном $\alpha=7^\circ$ (рисунок 4б).

Расчетный диаметр барабана $D'_{a\xi}$ принимают из ряда Ra20, мм: 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500 [(11), с.29].

Расчетный диаметр барабана $D'_{a\xi}$, мм:

$D'_{2-2}=160$;	$D'_{2-1}=180$;	$D'_{20}=180$;
$D'_{2+1}=200$;	$D'_{2+2}=220$;	$D'_{3+2}=180$

Барабаны диаметром менее 160 мм исключены т.к. будут иметь большую ступень.

Примечание. ГОСТ 3241-80 «Канаты стальные. Технические условия», приводит ограничение: «Диаметр шейки барабана должен быть не менее 15 номинальных диаметров каната». В выводах по расчету вариант с $hl < 15$ может быть принят с пометкой «условно, до согласования с изготовителем каната». Можно заранее отбросить значения $hl = 11, 2, \dots, 14$.

4.2.8. Длина барабана с двусторонней нарезкой

$$L_{a\xi} = 2 \left(\frac{1.1 d_{a\xi} \cdot H \cdot a}{\pi \cdot D_{a\xi}} + 4.5 \cdot 1.1 d_{a\xi} \right) + c \cdot D_{a\xi}, \quad (7)$$

где: $1.1 d_{a\xi} = t_{a\xi}$ – шаг нарезки; a – кратность полиспаста; $d_{a\xi}$ – диаметр каната; c – коэффициент длины средней (не нарезанной) части барабана, H – высота подъема.

Руководствуясь [2, с. 85], можно принять $c=0,5$ для кратности $a=1$; $c=0,2$ для кратности $a=2$; $c=0,3$ для кратности $a=3$; $c=0,4$ для кратности $a=4$.

Длина барабана с двусторонней навивкой, мм, по формуле (7):

$$L_{2-2} = 2 \cdot \left(\frac{1.1 \cdot 13.5 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 2}{3.14 \cdot 160} + 4.5 \cdot 1.1 \cdot 13.5 \right) + 0.2 \cdot 160 = 1555;$$

$$L_{2-1} = 2 \cdot \left(\frac{1.1 \cdot 13.5 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 2}{3.14 \cdot 180} + 4.5 \cdot 1.1 \cdot 13.5 \right) + 0.2 \cdot 180 = 1401;$$

$$L_{2-0} = 2 \cdot \left(\frac{1.1 \cdot 11.5 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 2}{3.14 \cdot 180} + 4.5 \cdot 1.1 \cdot 11.5 \right) + 0.2 \cdot 180 = 1199;$$

$$L_{2+1} = 2 \cdot \left(\frac{1.1 \cdot 11.5 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 2}{3.14 \cdot 200} + 4.5 \cdot 1.1 \cdot 11.5 \right) + 0.2 \cdot 200 = 1095;$$

$$L_{2+2} = 2 \cdot \left(\frac{1.1 \cdot 11.5 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 2}{3.14 \cdot 220} + 4.5 \cdot 1.1 \cdot 11.5 \right) + 0.2 \cdot 220 = 1011;$$

$$L_{3+2} = 2 \cdot \left(\frac{1.1 \cdot 9 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 3}{3.14 \cdot 180} + 4.5 \cdot 1.1 \cdot 9 \right) + 0.3 \cdot 180 = 1384.$$

4.2.9. Проверка размеров барабана по условиям

$$\frac{L_{a\xi}}{D_{a\xi}} < 3 \quad (8) \quad \text{и} \quad 3 < \frac{L_{a\xi}}{D_{a\xi}} \leq 6. \quad (9)$$

При $L_{a\xi}/D_{a\xi} < 3$ производят простой расчет барабана на сжатие. При $3 < L_{a\xi}/D_{a\xi} \leq 6$ проводят уточнённый расчёт барабана на сжатие и совместное

действие напряжений изгиба и кручения, на устойчивость стенки. При необходимости усиливают барабан, вводят ребра жесткости в его полость [РТМ-24.09.21-76].

Если оба условия не выполняются, то вариант с этой кратностью полиспаста отбрасывают. Если все варианты не проходят по условиям (8) и (9), то переходят на меньшую кратность или увеличивают диаметр барабана до следующего значения из ряда Ra20.

Проверим размеры барабана по условиям (8), (9):

- a) $L_{21}/D_{21} = 1401/180 = 7.78 > 6$; b) $L_{20}/D_{20} = 1199/180 = 6.66 > 6$;
 c) $3 < L_{2+1}/D_{2+1} = 1095/200 = 5.48 < 6$; d) $3 < L_{2+2}/D_{2+2} = 1011/220 = 4.59 < 6$;
 e) $L_{3+2}/D_{3+2} = 1384/180 = 7.69 > 6.5$.

Варианты a,b и e непригодны варианты c и d принимаем (с уточненным расчетом барабана).

Остаются варианты кратностью $a=2$ с увеличенным диаметром барабана на 1 и 2 шага

4.2.10. Угловая скорость барабана

$$\omega_{a\xi} = \frac{2 \cdot V \cdot a}{D'_{a\xi}}, \text{ рад/с}, \quad (10)$$

$$\omega_{2+1} = \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 2}{0,2}; \quad \omega_{2+2} = \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 2}{0,22}.$$

4.3. Выбор электродвигателя

4.3.1. Статическая мощность электродвигателя

$$P = \frac{F_r \cdot V}{\eta_m}, \quad (11)$$

где $\eta_m = 0,9$ - предварительное значение КПД (для механизма подъема с цилиндрическим редуктором).

Для мостового (козлового) крана общего назначения, не предполагающего регулирование скорости в диапазоне, большем 1:6, из таблицы 1 выбирают для заданного режима нагружения и мощности электродвигатель нужной серии.

Таблица 1. - выбор электродвигателя

Режим нагружения, ИСО 4301/1	ПВ%	P<15 кВт	P>15кВт
Легкий	15	4МТКФ	4МТФ
Умеренный	15...40	4МТКФ	4МТФ
Тяжёлый	40	4МТКН	4МТН
Весьма тяжелый	60	4МТФ	4МТН

Примечание. В обозначении электродвигателей F и H – классы стойкости изоляции по нагреву (до 1200 и 1400 С соответственно).

Считаем применение короткозамкнутых двигателей мощностью свыше 15 кВт проблематичным, т.к. при их пуске существенно снижается напряжение в

электрической сети. Кроме того, контроллеры серии ТСН, предназначенные для управления двигателями с короткозамкнутым ротором, имеют мощность до 15 кВт при ПВ=40%, [10 с.266].

Из справочника [10, с 73...79], з (4),(9), выбирают с учетом продолжительности включения электродвигатели со всеми имеющимися значениями чисел полюсов p находят номинальные частоты вращения n_p , мин⁻¹. Продолжительность включения определяют по табл. приложения А. Статическая мощность электродвигателя, формула (11):

$$P = \frac{7.85 \cdot 10^4 \cdot 0.2}{0.9} = 17.4 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

По приложению В выбираем для среднего режима нагружения, ПВ = 25% и мощности $P > 15$ кВт, электродвигатель серии 4МТФ.

Технические данные двигателей принимаем по [7. С.76]

4МТФ(Н) 160LB6 ($P_6 = 15$ кВт; $p=6$; $m=194$ кг; $n_6 = 930$ мин⁻¹ ; $l_{30} - l_1 = 824 - 110 = 714$ мм; $B_{11} = 310$ мм).

4МТФ(Н) 200L8 ($P_8 = 15$ кВт; $p=8$; $m=270$ кг; $n_8 = 710$ мин⁻¹ ; $l_{30} - l_1 = 880 - 140 = 740$ мм; $B_{11} = 380$ мм).

где ($l_{30} - l_1$)- длина двигателя без посадочной части вала, мм. Заметим, что выбран двигатель ближайшей меньшей мощности, т.к. в литературе указана мощность Р40 (при ПВ=40%). При ПВ=25% те же электродвигатели имеют большую мощность:

$$P_6 = P_{40} \sqrt{40/25} = 15 \cdot 1.27 = 19 \text{ кВт}.$$

Имеем: $P'_6 = 19 > 17,4$, т.е. мощность шестиполюсного двигателя достаточна.

Для восьмиполюсного двигателя следует записать аналогичное решение, заменив индекс P'_6 на P'_8

4.3.2. Угловая скорость электродвигателя

$$\omega_{\text{эп}} = \frac{\pi \cdot n_p}{30} \quad (12)$$

Получим:

$$\omega_{\text{э6}} = \frac{3,14 \cdot 930}{30} = 97,37 \text{ рад / с ;}$$

$$\omega_{\text{э8}} = \frac{3,14 \cdot 710}{30} = 74,31 \text{ рад / с .}$$

4.4. Выбор редуктора

4.4.1. Выбор типа редуктора. Общие указания

Для уменьшения габаритов механизма подъёма и колеи тележки

применяют редукторы, оснащённые зубчатым венцом на выходном валу, типов: 1Ц2У; 1Ц2Н; 1Ц3У; 1Ц3Н; Ц2; Ц3НК. Редукторы типов 1Ц2У, 1Ц2Н, 1Ц3У, 1Ц3Н -общемашиностроительного применения, [6 с.9, 39, 45], имеют большую массу по сравнению с редукторами специальными крановыми типа Ц2. Поэтому далее рассматриваем только редукторы типа Ц2. Из каталога [6, с. 23...31] выбираем редуктор с ближайшим большим значением допускаемой консольной нагрузки и крутящего момента на выходном валу. Передаточное число не должно отличаться от заданного более чем на 10% в меньшую или большую сторону.

Отвергнутые редукторы, могут быть тяжелее выбранного редуктора Ц2, но они могут иметь большее значение суммарного межосевого расстояния, что положительно скажется на компоновке механизма и может решить вопрос выбора механизма подъема по минимальной колее в пользу более тяжелого редуктора.

4.4.2. Расчет редуктора по радиальной консольной нагрузке

Условие прочности:

$$F_a < F_y, \quad (13)$$

где F_a - действующая радиальная (консольная) нагрузка. Полагаем, что наибольшее усилие от левой ветви каната, набегающей на барабан, F_a действует на консоль выходного вала редуктора (рисунок 2). То же, от правой ветви каната действует на опору справа от барабана; F_y - допускаемая радиальная консольная нагрузка на выходном валу редуктора по каталогу [6].

Выберем редуктор Ц2-350, для которого условие (13) выполняется с наименьшим запасом:

$$F_2 = 19800 \text{ Н} < F_{y350} = 25000.$$

$$\text{Масса редуктора Ц2-350 } m_{350} = 210 \text{ кг, КПД редуктора } \eta' = 0.96$$

4.4.3. Передаточное число редуктора

$$U_{pa\xi} = \frac{\omega_{\text{эп}}}{\omega_{a\xi}}, \quad (14)$$

где символ p – означает: при числе полюсов электродвигателя $p=6$ или $p=8$. Определим расчетное передаточное число редуктора (формула (14)), и округлим его до номинального значения по каталогу[6].

$$U_{62+1} = 97.34 / 4 = 24.33 \approx 25;$$

$$U_{82+1} = 74.31 / 4 = 18.57 \approx 20;$$

$$U_{62+2} = 97.34 / 3.64 = 26.74 \approx 25;$$

$$U_{82+2} = 74.31 / 3.64 = 20.41 \approx 20;$$

4.4.4. Грузовой момент на барабане

$$T_{a\xi} = \frac{\mu \cdot F_a \cdot D'_{a\xi}}{2}, \quad (15)$$

где $\mu=2$ – число полиспастов. Получим:

$$T_{2+1} = \frac{2 \cdot 1.98 \cdot 10^4 \cdot 0.2}{2} = 3960 \quad H^* \cdot m;$$

$$T_{2+2} = \frac{2 \cdot 1.98 \cdot 10^4 \cdot 0.22}{2} = 4356 \quad H^* \cdot m.$$

4.4.5. Проверка редуктора по грузовому моменту

Условие прочности:

$$T_{a\xi} \leq T_{dp}, \quad (16)$$

где: $T_{a\xi}$ - грузовой момент на барабане; T_{dp} - допускаемый крутящий момент на валу редуктора.

Проверяем редуктор Ц2-350 для кратности $a=2$ (рисунок 4а) по условию (16). Допускаемый крутящий момент на валу редуктора $T_{dp\xi} H^* \cdot m$, по каталогу [6], определяем для частот вращения вала электродвигателя $n_8 = 710 \text{ мин}^{-1}$ и $n_6 = 930 \text{ мин}^{-1}$ (приравниваем к 750 и 1000), номинального передаточного числа $u_{pa \xi}$ режима работы ПВ=25% (таблица 2).

Таблица 2 – Выбор оптимального варианта редуктора

Вариант $pa\xi$	$T_{a\xi},$ $H^* \cdot m$	$T_{dp},$ $H^* \cdot m$	$T_{dp}/$ $T_{a\xi},$	$U_{pa\xi},$
62+1	3960	6300	2,27	25
62+2	4356	6300	1,45	25
82+1	3960	6800	1,71	20
82+2	4356	6800	1,56	20

Здесь p -число полюсов; a -кратность; ξ -смещение: +1 или +2 означает увеличение диаметра барабана на 1 или 2 шага.

Из таблицы 2 следует, что редуктор подходит. Наименьший запас крутящего момента $T_{dp} / T_{a\xi} = 1,45$ имеем для варианта 62+2. Это может быть учтено в дальнейшем.

4.5. Выбор тормоза

4.5.1. Статический момент на входном валу редуктора при торможении

$$T_{сра\xi} = \frac{T_{a\xi} \cdot \eta_m \cdot \eta_a}{U_{pa\xi}}, \quad (17)$$

где: η_a - КПД полиспаста; $U_{pa\xi}$ - номинальное передаточное число редуктора.

$$\eta_m = \eta' \cdot \eta'',$$

где: $\eta' = 0,95$ - КПД редуктора; $\eta'' = 0,99$ - КПД барабана со встроенной зубчатой полумуфтой.

Имеем: $\eta = 0,95 \cdot 0,99 = 0,95$.

По формуле (17) имеем:

Вариант	$T_{сра\zeta}$, Н·м
62+1	$39600,950,99:25=149$
62+2	$4356-0,95-0,99:25=164$
82+1	$3960-0,95-0,99:20=186$
82+2	$43560,95-0,99:20=205$

4.5.2. Тормозной момент, на который регулируют тормоз

$$T_{тра\zeta} \geq k \cdot T_{сра\zeta}, \quad (18)$$

где k - коэффициент запаса торможения.

Согласно «Правил» [3, с.10] $k > 1,5$. При двух и более тормозах $k > 1,25$. Если имеем два и более приводов с двумя тормозами каждый, то $k > 1,1$. Тормоз выбирают по условию $T_k > T_{тра\zeta}$, где T_k - максимальный тормозной момент по каталогу.

Тормозной момент, по формуле (18), сведём в таблицу:

Вариант	$T_{тра\zeta}$, Н·м
62+1	$1,5-149=223$
62+2	$1,5-164=246$
82+1	$1,5-186=279$
82+2	$1,5-205=307$

Для вариантов с шестиполусным двигателем и варианта 82+1 выбираем тормоз ТКГ-200 с тормозным моментом $T_{max} = 300H^*_{м} > T = 279H^*_{м}$ [(7) с.149].

Масса 38 кг.

Для варианта 82+2 выбираем тормоз ТКГ-300 с максимальным моментом $T_{max} = 800H^*_{м} > T_m = 307H^*_{м}$. Масса 55 кг.

4.6. Компоновка механизма

4.6.1. Сравнение металлоёмкости вариантов механизма подъёма

Для сравнения металлоёмкости вариантов механизма подъёма заносят их характеристики в таблице 3.

Таблица 3 - Минимизация массы механизмов

Вариант	62+1	62+2	82+1	82+2
масса редуктора	210			
масса двигателя	194		270	
масса тормоза	38		38	55
суммарная масса	442		518	535

Очевидно, что наименее металлоёмкими являются варианты 62+1 и 62+2 с кратностью $a=2$, быстроходным двигателем, с увеличенным на 1 и 2 шага диаметром барабана. Далее продолжим расчет трёх вариантов, (включая 82+1) т.к. более тяжелый вариант может иметь меньшую колею. Вариант 82+2

исключим.

Необходимо, чтобы размер соседства электродвигателя и барабана A_1 удовлетворял условию:

$$A_1 = a_w - b_{31} - 0,65D' > 20 \text{ мм}, \quad (19)$$

где: a_w - суммарное межосевое расстояние редуктора; $b_{31} \approx b_{11}/2$ габаритный размер электродвигателя; $0,65D'$ - размер от оси вращения барабана до наружного конца шпильки крепления каната, получен конструктивно из чертежа в стандарте [(9), с.2]. Если $A_1 < 20$ мм, то принимают редуктор с большим значением a_w . По формуле (19) имеем:

Вариант	A_1 , мм
62+1	$350-155-0,65 \cdot 200=65$
62+2	$350-155-0,65 \cdot 220=52$
82+1	$350-190-0,65 \cdot 200=30$

Все варианты проходят по размеру A_1 .

4.6.2. Проверка возможности установки тормоза

Для возможности установки тормоза необходимо, чтобы размер соседства тормоза и барабана A_2 удовлетворял условию:

$$A_2 = a_w - 0,6mz - 0,8D_m > 20 \text{ мм}, \quad (20)$$

где: m - модуль зубчатого венца; z - число зубьев венца по справочнику [6 с.30]; $0,6mz$ - размер от оси вращения барабана до крайней точки зубчатой ступицы, получен конструктивно; D_m - диаметр тормозного шкива. $0,8D_m$ - размер от оси вращения тормозного шкива до наружной поверхности рычага тормоза, получен конструктивно из [5 с.57]. Если $A_2 < 20$ мм, то заменяют тормоз ТКГ-200 на два тормоза меньшего размера ТКГ-160, см. п. 6.2. Второй из них (см. штриховой контур на рисунке 3) устанавливают на другом конце вала электродвигателя или на другой зубчатой полумуфте промежуточного вала. Промежуточный вал между электродвигателем и редуктором даёт возможность установить электродвигатель на противоположной от редуктора части тележки, т.е. равномерно нагрузить ходовые колёса. Кроме того, промежуточный вал позволяет избавиться от необходимости регулировки соосности валов электродвигателя и редуктора. По формуле (20) получаем:

Вариант	A_2 , мм
62+1	$350-0,66 \cdot 40-0,8 \cdot 200=46 > 20$
62+2	$350-0,66 \cdot 40-0,8 \cdot 200=46 > 20$
82+1	$350-0,6 \cdot 40-0,8 \cdot 200=46 > 20$

Все варианты проходят по размеру A_2

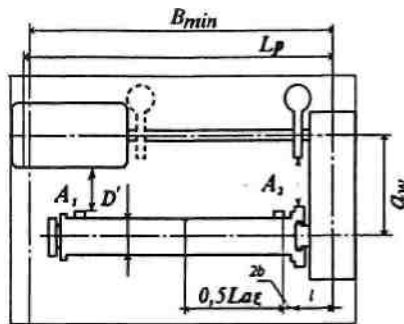


Рисунок 3. Компоновка механизма подъема с одним или двумя тормозами и промежуточным валом

По согласованию с Заказчиком (консультантом) промежуточный вал может быть заменён муфтой МУВП или зубчатой муфтой с тормозным шкивом. Это снижает стоимость механизма, но создаёт неравномерную нагрузку на ходовые колёса.

4.6.3. Условие использования бесступенчатого барабана

Если диаметр барабана превышает диаметр делительной окружности зубчатого венца редуктора более, чем на 40%, т.е.

$$D' > 1,4mz, \quad (21)$$

то барабан будет бесступенчатым (рисунок 4а). Полуколея тележки равна расстоянию от середины редуктора до середины бесступенчатого барабана

$$L_p = L_4 + 2b + 0,5L_{a\xi}, \quad (22)$$

где: L_4 - расстояние от оси редуктора до оси зубчатого венца; b - ширина зубчатого венца (приложение В). Размер $2b$ необходим для размещения зубчатой ступицы внутри барабана, получен конструктивно из ОСТа [8, с. 4].

4.6.4. Условие использования ступенчатого барабана

Если диаметр барабана мал, а редуктор велик, то соотношение (21) не выполняется.

Тогда имеем ступенчатый барабан (рисунок 4б). Ступень увеличивает длину барабана на величину $l_x = X + \delta + \varepsilon$. Из рис.4б имеем:

$$x = \frac{(1,4mz - D')}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (23)$$

Приняв литейный уклон $\alpha \approx 7^\circ$, толщину стенки $\delta = 0,06D'$ и зазор $\varepsilon = 0,04D'$ (рисунок 4б), получим:

$$l_x = 0,06(1,4mz - D') + 0,06D' + 0,04D'$$

или

$$l_x = 0,08mz + 0,04D', \quad (24)$$

Тогда полуколея тележки (расстояние от середины редуктора до середины ступенчатого барабана, (см. рисунок 3):

$$L_p = L_4 + 2B + l_x + 0,5L_{a\xi} \quad (25)$$

Можно принять $l_x = b$, где b - ширина зубчатого венца. Тогда

$$L_p = L_4 + 3b + 0,5L_{a\xi}$$

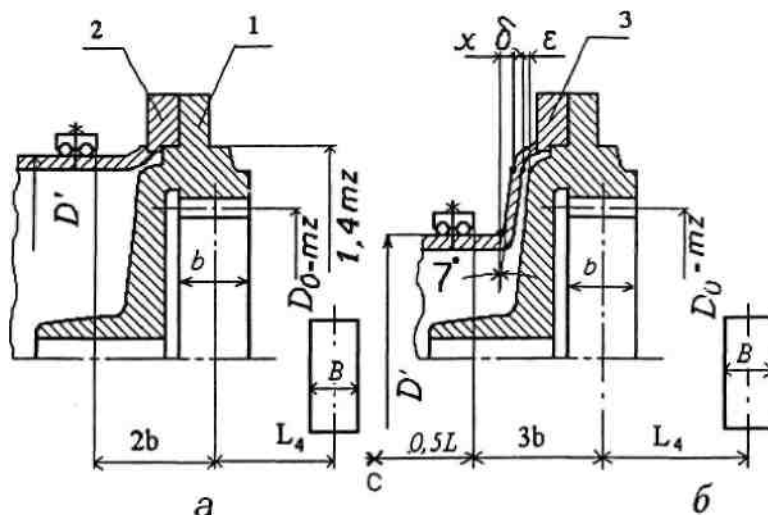


Рисунок 4. Схема расчёта длины ступени барабана, 1- венец с внутренними зубьями; 2 - безступенчатый барабан ($D' > 1.4 \cdot m_z$); 3 - барабан со ступенью ($D' < 1.4 \cdot m_z$).

Вариант	$D' 1,4 \cdot m_z$	$L_x, \text{мм}$
62+1	$200 < 1,4 \cdot 6 \cdot 40 = 336$	$0,08640 + 0,04 \cdot 200 = 27$
62+2	$220 < 1,4 \cdot 6 \cdot 40 = 336$	$0,08 \cdot 6 \cdot 40 + 0,04 \cdot 220 = 28$
82+1	$200 < 1,4 \cdot 6 \cdot 40 = 336$	$0,08 \cdot 6 \cdot 40 + 0,04 \cdot 200 = 27$

Очевидно, все варианты имеют ступень длиной 27...28мм. Допускается не выполнять расчёт по формуле (24), принимая $l_x = 30 \text{ мм}$.

Полуколея тележки равна расстоянию от середины редуктора до середины барабана, формула (25), см. рисунок 5.1.

Вариант	$L_p, \text{мм}$
62+1	$230 + 2 \cdot 30 + 27 + 0,5 \cdot 1095 = 864,5$
62+2	$230 + 2 \cdot 30 + 28 + 0,5 \cdot 1011 = 823,5$
82+1	$230 + 2 \cdot 30 + 27 + 0,5 \cdot 1095 = 864,5$

4.6.5 Минимальная колея тележки

$$B_{\min} = 2L_p$$

Находим значения $B_{\min}$ для каждого варианта и округляем его до ближайшего большего значения, кратного 10 мм (табл.4).

Таблица 4 – Минимизация колеи и массы

Вариант	$B_{\min} \text{ мм}$	Масса, кг*
62+1	$2 \cdot 864,5 \ll 1730$	442
62+2	$2 \cdot 823,5 \ll 1650$	442
82+1	$2 \cdot 864,5 \ll 1730$	518

* см.таблицу 3

Следует привести компоновку всех схем из таблицы 4 в масштабе 1:10 на

миллиметровке с соблюдением пропорций редуктора, двигателя, тормоза и барабана, в соответствии с размерами указанными в литературе.

Приводим наиболее приемлемую схему с минимальной массой и колеей по варианту 62+2 (рисунок 5).

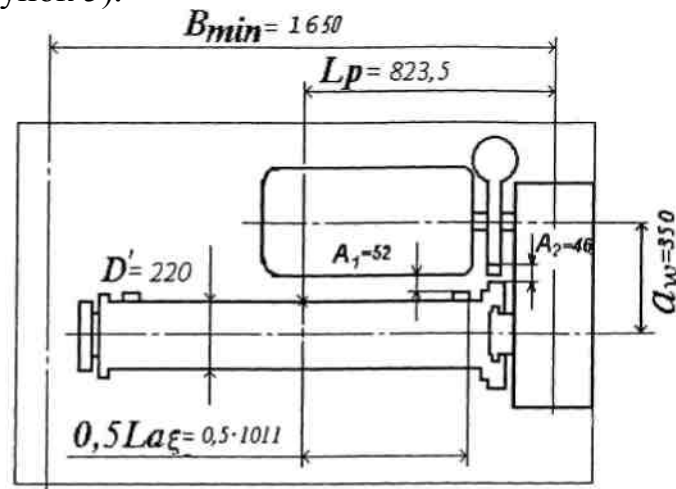


Рисунок 5. Компоновка механизма подъема без промежуточного вала по варианту 62+2: масса 442 кг; колея 1650 мм

4.7. Выводы

1. Для грузоподъемности 8 т кратность полиспаста 3 и 4 неприемлема, т.к. диаметр барабана составляет менее 160 мм, а длина барабана более, чем в 6 раз превышает его диаметр.

2. Использование восьмиполюсных электродвигателей нецелесообразно в связи с увеличением массы двигателя и тормоза.

2. Наиболее приемлем вариант 62+2с увеличенным на 2 шага диаметром барабана. Он отличается от ближайшего варианта 62+1 меньшей колеей на 80 мм, а от следующего варианта 82+1 ещё и меньшей массой (на 76 кг).

5. Оформление расчетно-пояснительной записки

Пояснительную записку оформляют на бумаге формата А-4 на одной стороне листа.

Записка пишется от руки пастой (чернилами) или печатается на (принтере) через полтора интервала (шрифт Times New Roman, размер 14).

Первым листом пояснительной записки является лист “Содержание”. Оно включает номера и наименование разделов и подразделов с указанием номера страницы, а также перечень графического материала с указанием формата.

Для листа “Содержание” используется основная надпись - штамп, приведенная на рис. 6. Для последующих листов пояснительной записки используется надпись (рис. 7), которую, кроме порядкового номера листа, для КП допускается не заполнять. Если текст содержания не умещается на одной странице, то он переносится на следующий лист.

Порядок заполнения основных граф штампа листа “Содержание”:

– обозначение документа. Для КП в пояснительной записке принята следующая структура обозначения:

КП. ТПРС.00.000,

где КП – курсовой проект; ТПРС – транспортные и погрузочно-разгрузочные средства; 00 – порядковый номер студента по журналу посещаемости; 000 – три последние цифры зачетной книжки студента;

– наименование темы КП;

– наименование вуза, кафедры, группы (ТулГУ, каф. АиАХ, 630842);

– обозначение литера - КП;

– номер листа;

– общее количество листов в пояснительной записке.

Текст пояснительной записки состоит из разделов и подразделов, которые нумеруются арабскими цифрами. Наименование разделов записывается прописными буквами. Каждый раздел текста начинают с нового листа. Переносы слов в заголовках не допускаются. Точку в конце заголовка не ставят.

Цифровой материал оформляется в виде таблиц. Все таблицы должны быть пронумерованы арабскими цифрами последовательно в пределах всей записки и иметь наименование.

Условные обозначения в формулах расшифровываются только при первом их написании, при повторном обозначении расшифровка не производится.

Список литературы должен содержать весь перечень источников, используемых при выполнении КП. В качестве примера библиографического описания может быть использован список литературы данных методических указаний.

Источники располагаются в той последовательности, которая определяется расположением материала в пояснительной записке или в алфавитном порядке. В ссылок на использованные нормативы необходимо давать первоисточник, а также учебник или учебное пособие, где данные нормативы приведены.

Ссылки на литературу указываются в тексте в квадратных скобках в соответствии с порядковым номером списка использованных источников.

Сокращение слов, кроме установленных, при написании записки не

допускается.

Все страницы записки должны быть пронумерованы и сброшюрованы.

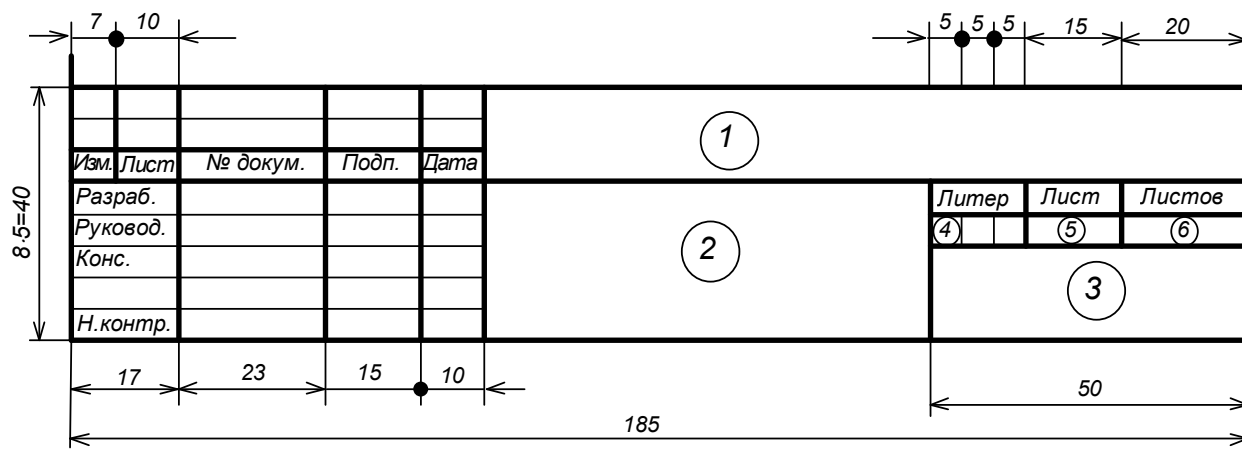


Рисунок. 6. Основная надпись (штамп) для листа «Содержание» расчетно-пояснительной записки

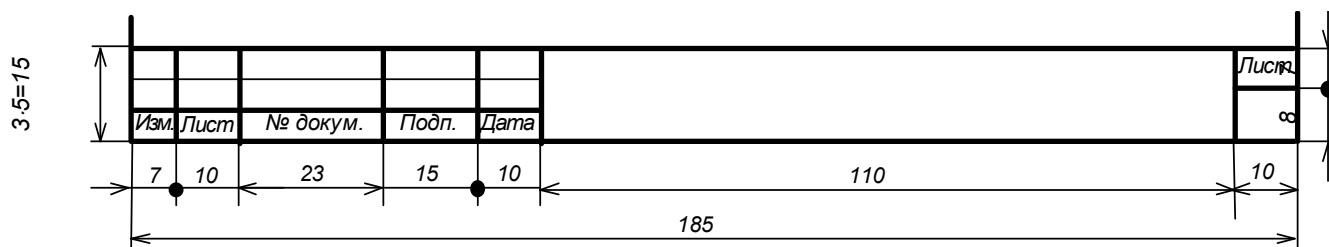
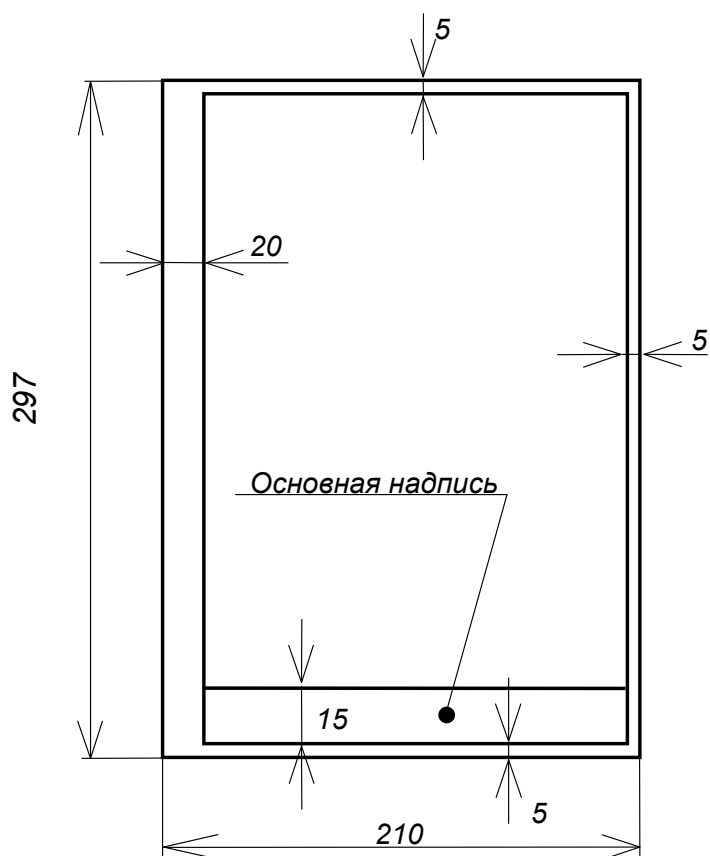


Рисунок. 7. Основная надпись для последующих листов расчетно-пояснительной записки

ЛИТЕРАТУРА

1. Ермоленко В.А. Расчет механизма подъема груза мостового крана. Методические указания. Калуга, 2001. 31с.
2. Расчёты крановых механизмов и их деталей / М.П. Александров, И.И. Ивашков, С.А. Казак; Под ред. Р.А. Лалаянца.- М. ВНИИПТМаш, 1993.- Т. 1. - 187 с.
3. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъёмных кранов: Утв. Госгортехнадзором России 31.12.00.- М., ПИО ОБТ, 2000.-266с.
4. Безопасная эксплуатация, контроль и браковка крановых канатов / Хальфин М. Н., Иванов Б. Ф., Короткий А. А., и др.- Новочеркасский гос. ун-т 1995.- 184 с.
5. Подъёмно-транспортные машины: Атлас конструкций; Под ред. М. П. Александрова, Д. Н. Решетова.- М: Машиностроение 1987.-122 с.
6. Редукторы и мотор-редукторы: Каталог /АО ВНИИТЭМР, ИФК «Каталог».- М, 1994.- Ч. 1.- 75 с.
7. Яуре А. Г., Певзнер Е. М. Справочник: Крановый электропривод.- М.: Энергоатомиздат, 1988.-344 с.
8. ОСТ 24.191.36-77. Барабаны грузовые. Конструкции и размеры.-М.: НИИинформтяжмаш, 1978.- 25 с.
9. ОСТ 24.191.02. Барабаны крановые. Соединение редуктора с барабаном. Конструкции и размеры.- М.: Изд-во стандартов, 1971.-15 с.
10. Справочник по кранам / Брауде В. И., Гохберг М. М., Звягин И. Е. и др. под редакцией Гохберга М. М.- М.: Машиностроение 1988.-Т. 1.-536 с.
11. Казак С. А. Основы проектирования и расчёта крановых механизмов. Изд-во Красноярского ун-та, 1987.- 181с.
12. Грузоподъёмные машины / Александров М. П., Лобов Н. А., Колобов Л. Н. и др.- М: Машиностроение, 1986.- 400 с.
13. Колпаков Н. М., Микушевич Ф. Э. Работа международных технических комитетов ИСО по стандартизации и унификации подъёмно-транспортного оборудования: Сб. науч. тр. ВНИИПТМаш. Исследования в области краностроения 1986.

Приложение А

(справочное)

Группы классификации, коэффициенты h_i , z_p , ПВ %.

Группа квалификации механизма по ИСО 4303/1	Коэффициент использования каната		Коэффициент выбора диаметра барабана и блоков		
	подвижные канаты	неподвижные канаты	барабана h	блока h_1	уравнительного блока h_2
М1	3,15	2,5	11,2	12,5	11,2
М2	3,35	2,5	12,5	14,0	12,5
М3	3,55	3,0	14,0	16,0	12,5
М4	4,0	3,5	16,0	18,0	14,0
М5	4,5	4,0	18,0	20,0	14,0
М6	5,6	4,5	20,0	22,4	16,0
М7	7,1	5,0	22,4	25,0	16,0
М8	9,0	5,0	25,0	28,0	18,0

Соответствие групп классификации и продолжительность включения
механизма

Группа квалификации механизма по ИСО 4303/1	Режим работы по «Правилам...» 69 г.	Коэффициент использования крана по грузоподъемности $K_{гр}$	ПВ%
М3-М4	Л	0,25-1,0	15
М5	С	0,5-0,75	25
М6	С	0,25-0,5	40
М7	Т	0,75-1,0	40
М8	ВТ	0,25-0,75	60

Приложение Б

(справочное)

Разрывные усилия канатов

Разрывные усилия канатов в целом* 10^4 Н,

Канаты типа ЛК-Р 6* 19(1+6+6.6)+1 о.с.ГОСТ 2688-80.

Диаметр каната	Маркировочная группа, МПа				
	1764	1862	1960	2058	2156
3,8	0,840	0,875	0,935	0,97	1,00
4,1	0,975	1,015	1,085	1,12	1,15
4,5	1,125	1,175	1,25	1,28	1,31
4,8	1,285	1,340	1,39	1,44	1,49
5,1	1,460	1,515	1,58	1,64	1,70
5,6	1,780	1,855	1,93	2,00	2,07
6,2	2,11	2,225	2,34	2,43	-
6,9	2,63	2,74	-	-	-
8,3	3,81	3,98	-	-	-
9,1	4,54	4,75	-	-	-
9,9	5,34	5,59	-	-	-
11,0	6,88	7,20	-	-	-
12,0	7,85	8,19	-	-	-
13,0	8,9	9,28	-	-	-
14,0	10,8	11,2	-	-	-
15,0	12,5	13,1	-	-	-

Разрывные усилия канатов в целом * 10^4 Н, Канаты типа ЛК-
РО 6*36 (1+7+7,7+14)+1о.с.ГОСТ 7668-80.

Диаметр каната, мм	Маркировочная группа, МПа	
	1770	1860
6,3	2,265	2,365
6,7	2,570	2,680
7,4	2,910	3,035
8,1	3,705	3,865
9,0	4,545	4,740
9,7	5,610	5,850
11,5	7,510	7,830
13,5	10,15	10,60
15,0	11,65	12,25
16,5	15,00	15,75
18,0	17,55	18,65
20,0	21,50	22,90
22,0	25,85	27,50
23,5	30,40	32,10
25,5	35,25	37,55
27,0	39,65	42,20
29,0	45,45	48,40
31,0	51,70	55,05

Приложение В

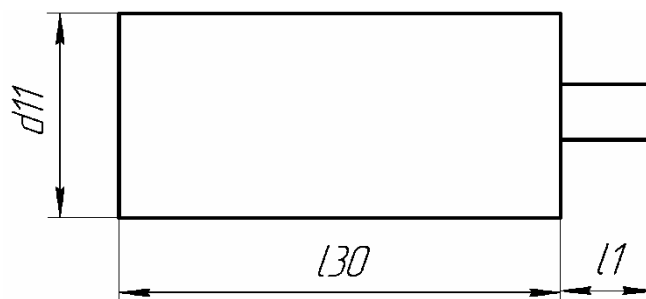
(справочное)

Сведения о двигателях, тормозах, редукторах

Электродвигатели по справочнику [7]

4МТКФ(Н)	Число полюсов p	Мощность P , кВт	Частота вращения, n , мин ⁻¹
112L4	4	3,7	1390
112LB4		5,5	1400
132L4		7,5	1390
132LB4		11,0	1410
112L6	6	2,2	880
112LB6		3,7	870
132L6		5,5	900
132LB6		7,5	900
160L6		11	910
160LB6		15	930

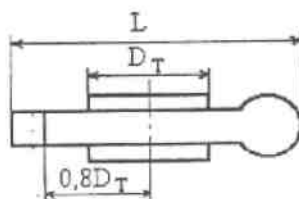
4МТФ(Н)	Число полюсов p	Мощность P , кВт	Частота вращения, n , мин ⁻¹
160LB6	6	15	930
200L6		22	935
200LB6		30	935
225V6		37	965
200L8	8	15	710
200LB8		22	715
225M8		30	720
225L8		37	725



Тип	d11	l_1	$l_{30к}$	l_{30}^*	Масса, кг
112L	240	80	495	-	51
112LB	240	80	495	-	63
132L	270	110	556	-	104
132LB	270	110	556	-	115
160L	310	110	599	824	165
160LB	310	110	599	824	194
200L	380	140	-	880	270
200LB	380	140	-	955	320
225M	435	140	-	960	420

к – короткозамкнутый ротор, * - фазный ротор

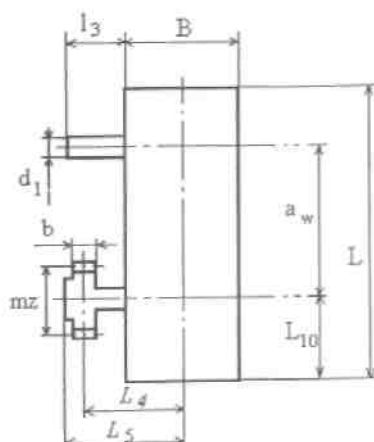
Тормоза ТКГ, по справочнику [6]



D_T , мм	L , мм	T_T , Нм	m , кг
160	490	100	22
200	608	300	38
300	772	800	55*

* - по данным НПП «Подъемтранссервис»

Редукторы типа Ц2, по каталогу [5]



Типоразмер	B	L	l₃	L₄	L₅	L₁₀	d₁	m	b
Ц2-250	260	515	220	180	198	183	30	305	20
Ц2-300	300	620	255	205	227	215	35	5	25
Ц2-350	330	700	300	230	255	238	40	6	30
Ц2-400	380	805	325	255	280	286	50	6	30
Ц2-500	440	985	390	295	330	340	60	8	40

Зубчатый конец тихоходного вала: $z=40$, модуль m . Суммарное межосевое расстояние a_w , мм, входят в обозначение типоразмера, мм. КПД=0,96.

Допускаемая радиальная консольная нагрузка на выходном валу F_y , $\cdot 10^4$ Н

Типоразмер редуктора	Л	С	Т	ВТ	Масса, кг
	16%	25%	40%	60%	
Ц2-250	1,25	1,25	1,25	0,63	86
Ц2-300	2,0	1,7	1,4	0,8	138
Ц2-350	3,2	2,5	1,8	1,0	210
Ц2-400	3,2	2,5	2,0	1,4	315
Ц2-500	5,0	4,0	2,5	2,0	500

Допускаемый крутящий момент на выходном валу, кНм, для частот вращения входного вала 600...1500 мин⁻¹

Типоразмер редуктора		Ц2-250								
Передаточное число		8	10	12	16	20	25	32	40	50
Н, 100%	600	0,825			0,75				0,67	
	750								0,65	
	1000	0,75								
	1500									
ВТ, 60%	600	1			1		1,18			
	750				0,95		1,045			
	1000	0,9					1		0,9	
	1500						0,9		0,8	
Т, 40%	600	1,045								
	1000	1,12			1,3					
	1500	1,045 1,15								
С, 25%	600	2,5			2,72					
	1000	1,8			2,65					
	1500	1,6			2,12		2,5		2,3	
Л, 16%	600	3,5			3,75				4	
	750								3,87	
	1000	2,8			3,3				3,75	
	1500								3,4	

Типоразмер редуктора		Ц2-300									
Передаточное число		8	10	12	16	20	25	32	40	50	
Н, 100%	600	1,18							0,95		
	750										
	1000	1			1,18						
	1500										
ВТ, 60%	600	1,45					1,8				
	750						1,65				
	1000	1,45			1,25		1,5				
	1500						1,4		1,18		
Т, 40%	600	2,3					2,72		2,5		
	1000						2,06				
	1500										
С, 25%	600	4,37			4,62		4,37				
	1000										3,5
	1500	3			3,2		3,4		3,2		
Л, 16%	600	5			5,8					6	
	750										
	1000	4			5					5,45	
	1500										

Типоразмер редуктора		Ц2-350										
Передаточное число		8	10	12	16	20	25	32	40	50		
Н, 100%	600	1,75							1,55			
	750											
	1000	1,8			1,6							
	1500											
ВТ, 60%	600	2,18				2,65						
	750	2,15				2,5						
	1000	2,15			1,9		2,18					
	1500	2,12			1,9				1,85			
Т, 40%	600	3,5					4,12		3,7			
	1000	2,8			3		3,3					
	1500	2,43					3		2,8			
С, 25%	600	6			6,8		6,5		6,7			
	1000	5,6					6,3					
	1500	5			5,3		6		5,8			
	600	8			9		9,5					
Л, 16%	750				9							
	1000	7,1			7,3		8,25		8,5			
	1500	7			8,25							

Типоразмер редуктора		Ц2-400								
Передаточное число		8	10	12	16	20	25	32	40	50
Н, 100%	600	3,35								
	750	3,35							3	
	1000	3,3			3,07					
	1500	3		3,07						
ВТ, 60%	600	4,12			4,37				5	
	750	4,12					4,37		4,75	
	1000	4,12			3,65		4,37			
	1500	3,65					3,75			
Т, 40%	600	5,3			6,5		6			
	1000	3,75			4,75		4,25		4,62	
	1500				4,62		4,25			
С, 25%	600	8,25			11,5					
	1000	6,3			8,25		9			
	1500	5,6			7,3		6,5		8	
Л, 16%	600	14			18		18,5			
	750	11,2			17,5					
	1000				14		16,5		17	
	1500	10					14		16	

Типоразмер редуктора		Ц2-500								
Передаточное число		8	10	12	16	20	25	32	40	50
Н, 100%	600	6			5,45				5,45	
	750								5,15	
	1000									
	1500									
ВТ, 60%	600	7,3								
	750									
	1000	7,3			6,5				6,5	
	1500								6,15	
Т, 40%	600	11,2					13,2			
	1000	9					9,75		10,6	
	1500	8,25					9		9,5	
С, 25%	600	18			21,2					
	1000	16			17,5		20			
	1500	13,2					18			
Л, 16%	600	28			31,5					
	750	26,8			28		31,8			
	1000	24					30			
	1500						26		28	

