

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

# ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

*Методические рекомендации к практическим занятиям для  
студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные,  
строительные, дорожные машины и оборудование  
(по направлениям)» дневной и заочной форм обучения*



Могилев 2021

УДК 621.87  
ББК 39.9  
П86

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»  
«30» марта 2021 г., протокол № 8

Составитель ст. преподаватель В. И. Семчен

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. П. Прудников

Приведены методические указания для выполнения практических работ по дисциплине «Подъемно-транспортные машины» для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование (по направлениям)» дневной и заочной форм обучения.

Учебно-методическое издание

## ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 07.03.2019.  
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский  
университет, 2021

## Содержание

Введение.....	4
1 Практическое занятие № 1. Методология выбора кинематической схемы механизма подъема. Расчет каната, полиспаста.....	5
2 Практическое занятие № 2. Расчет механизма подъема груза.....	9
3 Практическое занятие № 3. Расчет механизма передвижения крановой тележки. Изучение процесса неустановившегося движения.....	19
4 Практическое занятие № 4. Расчет механизма передвижения с канатной тягой .....	25
5 Практическое занятие № 5. Расчет механизма поворота.....	28
6 Практическое занятие № 6. Расчет механизма вращения.....	34
7 Практическое занятие № 7. Расчет ленточного конвейера.....	36
8 Практическое занятие № 8. Расчет цепного конвейера .....	41
Список литературы .....	47

## Введение

Подъемно-транспортные машины (ПТМ) – машины (устройства), предназначенные для перемещения грузов и людей в вертикальной, горизонтальной и наклонной плоскостях на относительно небольшие расстояния в пределах заводов, строительных площадок, портов, складов и т.п. ПТМ являются основным средством механизации подъемно-транспортных и погрузочно-разгрузочных работ в промышленности, строительстве, на транспорте, в горном деле и в сельском хозяйстве.

Целью учебной дисциплины является формирование знаний, умений и навыков проектирования, расчета и эксплуатации грузоподъемных, транспортирующих и погрузочно-разгрузочных машин, применяемых в строительстве, при механизации процессов по перемещению грузов.

Целью рекомендаций для практических занятий является приобретение студентами умений и навыков по расчету и выбору основных сборочных единиц типовых механизмов подъемно-транспортных машин.

Все отчёты оформляются в отдельной тетради в строгой последовательности выполнения работ, по согласованию с преподавателем допускается машинописное оформление отчетов. На титульном листе тетради указывается учебное заведение, кафедра, дисциплина, фамилия, инициалы студента и год оформления отчета.

Отчет содержит название, цель работы, исходные данные к расчету, ход решения задач с обязательной расшифровкой принятых обозначений, необходимые пояснения к задаче, кинематические и расчетные схемы; после выбора сборочной единицы указывается ее краткая техническая характеристика. После проведения расчетов проводится анализ результатов и дается заключение о работоспособности механизма.

До выполнения практической работы студент самостоятельно изучает методические рекомендации к ней, используя рекомендуемую литературу и материалы лекций.

После завершения практической работы каждый студент индивидуально защищает ее у преподавателя. При защите отчета оцениваются качество и полнота его содержания, знания, умения и навыки студента, приобретенные во время выполнения работы.

Отработка практических занятий производится согласно разработанному кафедрой графику отработки занятий после предоставления преподавателю разрешающего документа, подписанного деканом или его заместителем.

# **1 Практическое занятие № 1. Методология выбора кинематической схемы механизма подъема. Расчет каната, полиспаста**

**Цель работы:** приобрести умения и навыки выбора кинематической схемы подъема груза, расчета и выбора каната и полиспаста.

## ***1.1 Исходные данные***

Исходные данные задаются преподавателем каждому студенту индивидуально и включают: грузоподъемность  $Q$ , т; группу режима работы согласно ИСО 4301; тип машины; род тока.

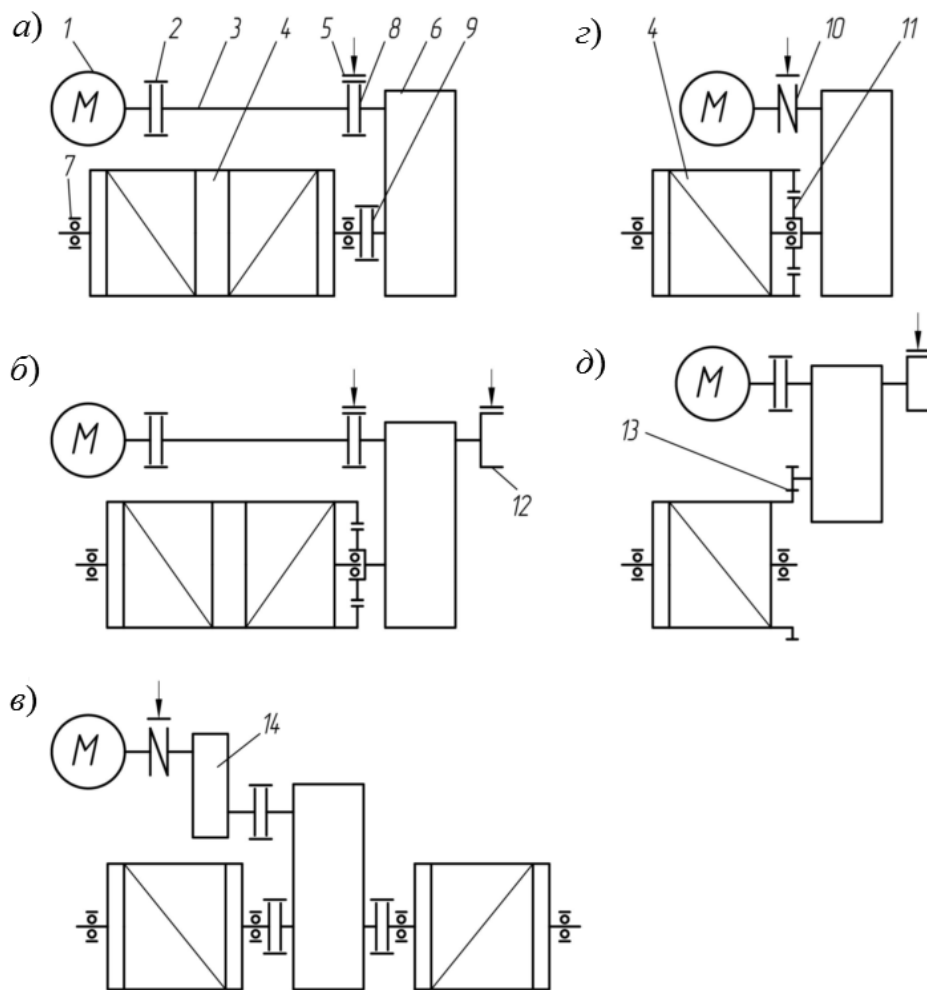
## ***1.2 Порядок выполнения работы***

После получения исходных данных проводится расчет в указанной ниже последовательности. Для выполнения работы необходимо использовать справочную литературу.

*Выбор кинематической схемы механизма.* Для кранов, механизм подъема груза которых расположен на грузовой тележке (мостовые, козловые, консольные и др.), для равномерного распределения веса механизма подъема на опорные колеса тележки принимают кинематическую схему, изображенную на рисунке 1.1, а, в которой двигатель соединен с редуктором при помощи промежуточного вала. Соединение «двигатель – вал – редуктор» в этом случае осуществляется чаще всего с помощью зубчатых муфт, компенсирующих смещение осей соединяемых узлов в больших пределах (рисунок 1.1, а, б). В случаях, когда для соединения двигателя и редуктора промежуточный вал не используют, соединение «двигатель – редуктор» выполняется с помощью зубчатой (рисунок 1.1, в, д) либо упругой втулочно-пальцевой муфты только при режимах работы М1–М5 (рисунок 1.1, в, з).

Для обеспечения установки и удержания груза предусматриваются один или два тормозных механизма, роль тормозного шкива выполняет часть муфты (см. рисунок 1.1, а, в, з) или отдельный тормозной шкив (см. рисунок 1.1, д), расположенный на валу редуктора.

Для передачи крутящего момента от двигателя к канатному барабану используют стандартные редукторы. Для реализации больших передаточных отношений и увеличения расстояния между осями двигателя и барабана используют открытую зубчатую передачу (см. рисунок 1.1, д) или дополнительный редуктор (см. рисунок 1.1, в). При использовании одного редуктора и одного барабана концы быстроходного (входного) и тихоходного (выходного) валов рекомендуется направлять в одну сторону (см. рисунок 1.1, а, з). В случае установки двух тормозных шкивов на быстроходном валу редуктора для присоединения к нему двух двигателей или присоединения двух канатных барабанов к тихоходному валу предусматривается исполнение валов с двумя концами (см. рисунок 1.1, б, в, д).



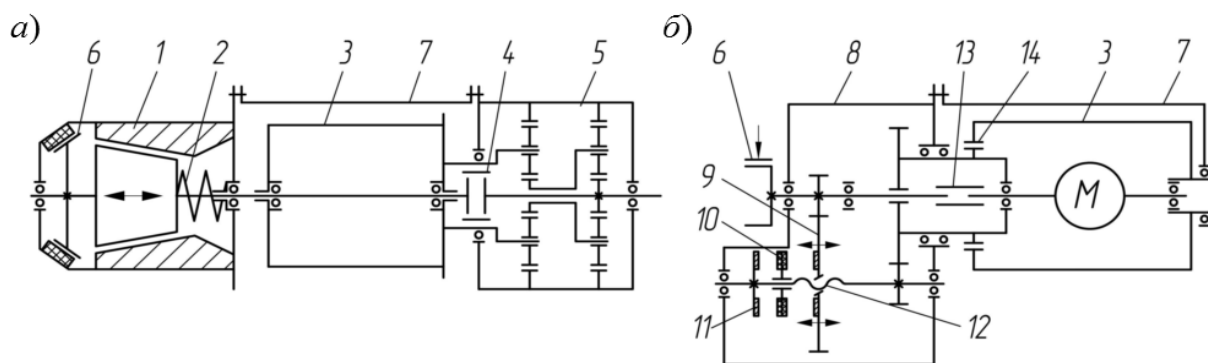
1 – электродвигатель; 2, 9 – муфта зубчатая; 3 – вал промежуточный; 4 – барабан канатный; 5 – тормоз; 6 – редуктор; 7 – опора оси барабана; 8 – муфта зубчатая с тормозным шкивом; 10 – муфта упругая; 11 – опора оси барабана на тихоходный вал редуктора с зубчатым венцом; 12 – тормозной шкив; 13 – открытая зубчатая передача; 14 – дополнительный редуктор

Рисунок 1.1 – Кинематические схемы механизмов подъема

В качестве опоры оси барабана со стороны редуктора при отсутствии открытой зубчатой передачи используется тихоходный вал редуктора с внешним зубчатым венцом, входящий в зацепление с зубчатым венцом на внутренней поверхности барабана. Подшипник опоры барабана размещают в расточке такого вала (см. рисунок 1.1, б, с).

Для кранов, в качестве механизма подъема которых используется электроталь, распространение получили соосные кинематические схемы с внешним двигателем (рисунок 1.2, а) или с двигателем внутри барабана (рисунок 1.2, б).

Возможно использование одного (см. рисунок 1.2, а) электромагнитного тормоза (колодочного, дискового или конического) или двухколодочного и дополнительного грузоупорного тормоза (см. рисунок 1.2, б). В качестве редуктора используют планетарные (см. рисунок 1.2, а) и двухступенчатые цилиндрические редукторы (см. рисунок 1.2, б).

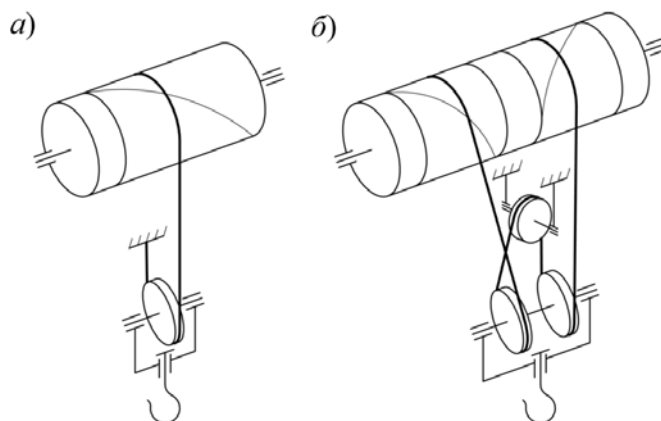


*а* – с внешним двигателем; *б* – со встроенным двигателем; 1 – двигатель с коническим якорем; 2 – пружина тормоза; 3 – канатный барабан; 4 – муфта зубчатая; 5 – редуктор планетарный; 6 – тормоз конический; 7 – корпус тали; 8 – редуктор цилиндрический двухступенчатый; 9 – подвижная шестерня; 10 – храповое колесо с фрикционными дисками; 11 – ведущий диск грузоупорного тормоза; 12 – вал с ходовой резьбой; 13 – втулка шлицевая; 14 – муфта зубчатая

Рисунок 1.2 – Кинематические схемы механизмов подъема электрических талей

Полиспаст механизма подъема – это устройство, состоящее из нескольких подвижных и неподвижных блоков, огибаемых гибким тяговым органом, дающее выигрыш в силе (редукторные, силовые полиспасты). Применение силовых полиспастов позволяет уменьшить усилие в канатах механизма подъема и, следовательно, использовать канаты меньшего диаметра, уменьшить диаметры барабанов и блоков, снизить массу и габариты машины.

Основными характеристиками полиспаста являются его тип и кратность. Полиспасты делятся на одинарные (рисунок 1.3, *а*) и двойные (рисунок 1.3, *б*). В одинарных полиспастах на барабане крепится один конец каната. Второй конец при четной кратности полиспаста закрепляется на неподвижном элементе конструкции, а при нечетной – на крюковой обойме. Одинарные полиспасты имеют ряд недостатков: подъем груза перемещением вдоль оси барабана, неравномерное и постоянно меняющееся нагружение опор барабана, повышенный износ реборд блоков и барабана.



*а* – плоский; *б* – сдвоенный

Рисунок 1.3 – Полиспасты

В механизмах подъема с непосредственной навивкой каната на барабан обычно применяют сдвоенный полиспаст, при использовании которого обеспечиваются вертикальное перемещение груза, одинаковая нагрузка на подшипники барабана и на ходовые колеса тележки независимо от высоты подъема груза. В сдвоенном полиспасте оба конца каната закреплены на барабане, а в систему блоков введен уравнительный блок, который немного проворачивается, выравнивая длины ветвей обоих полиспастов.

Уравнительный блок может располагаться как сверху среди группы неподвижных блоков, так и снизу на крюковой подвеске вместе с подвижными блоками.

Кратность полиспаста выбирают в зависимости от грузоподъемности и его типа [4, 12].

Кратность полиспаста равна отношению общего числа ветвей каната, на которых подвешен груз, к числу ветвей каната, одновременно наматываемых на барабан.

КПД направляющих блоков можно определить по формуле

$$\eta_{н.бл} = \eta_{бл}^{Z_{н.бл}}, \quad (1.1)$$

где  $\eta_{бл}$  – КПД одного неподвижного блока,  $\eta_{бл} = 0,98$ ;

$Z_{н.бл}$  – число направляющих блоков.

После выбора типа полиспаста рекомендуется выбрать стандартную крюковую подвеску [4, 12].

*Выбор каната.* Для выбора каната определяют максимальное статическое усилие (натяжение) в канате

$$S_{\max} = \frac{(m_{гр} + m_{под}) \cdot g}{Z_k \cdot U_n \cdot \eta_n \cdot \eta_{н.бл}}, \quad (1.2)$$

где  $m_{гр}$  – масса номинального груза и крюковой подвески, кг;

$m_{под}$  – масса крюковой подвески, кг;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$Z_k$  – число ветвей каната, навиваемых на барабан;

$U_n$  – кратность полиспаста;

$\eta_n$  – КПД полиспаста;

$\eta_{н.бл}$  – КПД направляющих (обводных) блоков.

Рассчитывают разрывное усилие

$$F_p = S_{\max} \cdot Z_p, \quad (1.3)$$

где  $S_{\max}$  – наибольшее натяжение ветви каната, Н;

$Z_p$  – минимальный коэффициент использования каната, зависящий от группы классификации механизма и типа грузоподъемной машины [1].



По полученному разрывному усилию рекомендуется выбрать один из двух типов шестипрядных стальных канатов двойной свивки с одним органическим сердечником: ЛК – Р 6 × 19 (ГОСТ 2688–80); ЛК – РО 6 × 36 (ГОСТ 7668–80).

Разрывное усилие выбранного каната проверяют по условию

$$F_k \geq F_p, \quad (1.4)$$

где  $F_k$  – разрывное усилие принятого каната, Н.

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Каковы особенности кинематических схем кранов с грузовой тележкой и с электрической талью?
- 2 Что такое полиспаст?
- 3 Чем определяется выбор типа полиспаста?
- 4 Каковы особенности различных типов полиспастов?
- 5 Как определить кратность полиспаста?
- 6 Как осуществить выбор каната механизма подъема груза?
- 7 Как радиус и направление перегибов влияют на срок службы каната?

## **2 Практическое занятие № 2. Расчет механизма подъема груза**

**Цель работы:** приобрести умения и навыки расчета механизмов подъема груза.

### ***2.1 Исходные данные***

Исходные данные принимаются по исходным данным и результатам выполнения практической работы № 1, дополнительно задаются преподавателем индивидуально каждому студенту: максимальная высота подъема  $H$ , м; скорость подъема  $V$ , м/мин.

### ***2.2 Порядок выполнения работы***

После получения исходных данных проводится расчет механизма подъема в указанной ниже последовательности. Для выполнения работы необходимо использовать справочную литературу.

*Определение основных размеров барабана.* Минимальный диаметр  $D_1$  барабана связан с диаметром принятого каната зависимостью

$$D_1 \geq h_1 \cdot d, \quad (2.1)$$

где  $h_1$  – коэффициент выбора диаметра барабана [1];

$d$  – диаметр каната, мм.

Полученное значение  $D_1$  следует округлить в большую сторону до стандартного значения из нормального ряда диаметров: 160; 200; 250; 320; 400; 450; 500; 560 мм и т. д., поскольку в этом случае канат будет изгибаться по большему радиусу, что увеличит его срок службы.

Минимальный диаметр блоков полиспаста определяют из соотношений

$$D_2 \geq h_2 \cdot d; D_3 \geq h_3 \cdot d, \quad (2.2)$$

где  $D_2$  – диаметры блока крюковой подвески по средней линии навитого каната соответственно, мм;

$h_2$  – коэффициент выбора диаметра блока крюковой подвески [1];

$D_3$  – диаметр уравнительного блока по средней линии навитого каната соответственно, мм;

$h_3$  – коэффициент выбора диаметра уравнительного блока [1].

Полученное значение  $D_2$  и  $D_3$  следует округлить в большую сторону до стандартного значения из нормального ряда диаметров.

Для увеличения срока службы каната используют барабаны с однослойной навивкой и винтовой нарезкой канавок для укладки каната. На рисунке 2.1 представлена схема для расчета длины барабана по формуле

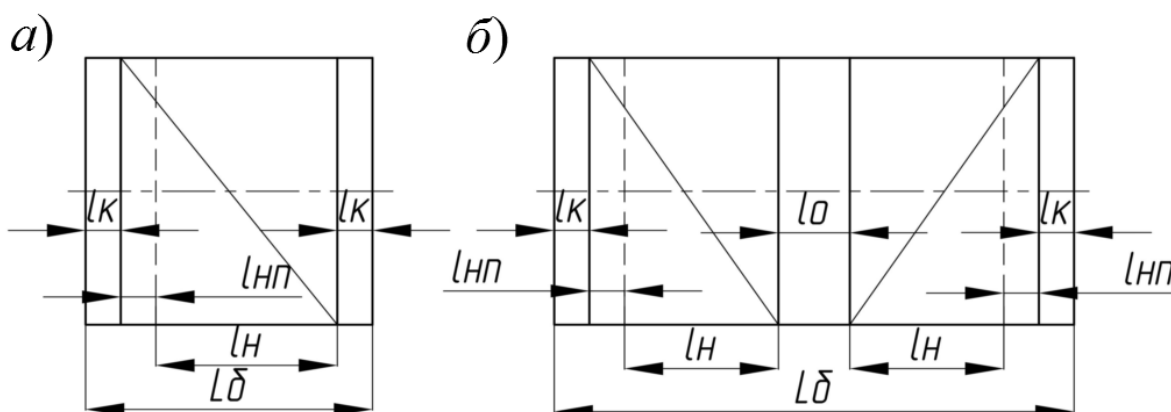
$$L_{\delta} = Z_k \cdot l_n + l_0 + 2 \cdot l_k, \quad (2.3)$$

где  $Z_k$  – количество ветвей каната, навиваемых на барабан;

$l_n$  – длина одного нарезного участка, мм;

$l_0$  – длина гладкого среднего участка, мм;

$l_k$  – длина одного гладкого концевой участка, предназначенного для закрепления заготовки барабана в станке при нарезании,  $l_k = 40 \dots 50$  мм.



$a$  – для плоского полиспаста;  $b$  – для сдвоенного полиспаста

Рисунок 2.1 – Барабан

Длина одного нарезного участка

$$l_n = t(Z_p + Z_{nn} + Z_{кр}), \quad (2.4)$$

где  $t$  – шаг нарезки;

$Z_p$  – число рабочих витков для навивки половины полной рабочей длины каната;

$Z_{nn}$  – число неприкосновенных витков для разгрузки деталей крепления каната на барабане,  $Z_{nn} = 1,5$ ;

$Z_{кр}$  – число витков для крепления конца каната,  $Z_{кр} = 3$ .

Шаг нарезки барабана вычисляется по формуле

$$t = (1,10 \dots 1,23) d_k. \quad (2.5)$$

Полученное значение шага округляют, как правило, в большую сторону до значения, кратного 0,5.

Число рабочих витков определяется по формуле

$$Z_p = \frac{H \cdot U_n}{\pi D_1}. \quad (2.6)$$

Длина центральной гладкой части определяется по формуле

$$l_0 = B_{\delta l} + 2h_{\min \delta} \cdot \operatorname{tg}[\gamma], \quad (2.7)$$

где  $B_{\delta l}$  – расстояние между осями крайних блоков крюковой подвески, мм;

$h_{\min \delta}$  – минимальное расстояние между блоками крюковой подвески и барабаном, мм;

$[\gamma]$  – допускаемый угол отклонения каната от оси ручья блока,  $[\gamma] = 6^\circ$ .

*Выбор двигателя.* Максимальная статическая мощность  $N_{ст. \max}$ , кВт, которую должен иметь механизм в период установившегося движения при подъеме номинального груза вычисляется по формуле

$$N_{ст. \max} = \frac{G \cdot V}{\eta_{np}}, \quad (2.8)$$

где  $G$  – суммарный вес номинального груза и крюковой подвески, кН;

$V$  – скорость подъема груза, м/с;

$\eta_{np}$  – предварительное значение КПД механизма,  $\eta_{np} = 0,8 \dots 0,85$ .

В крановых механизмах подъема целесообразнее всего использовать асинхронные двигатели с фазным ротором серий МТФ, МТН, 4МТН, 4АК, 4АНК. Из них наибольшее применение имеют серии МТФ и МТН.

В современных системах электропривода находят широкое применение системы питания двигателей от преобразователя частоты тока. Такие системы имеют плавное регулирование скорости механизма в широких пределах при постоянном моменте нагрузки, дают возможность использования дешевых асинхронных двигателей с контактными кольцами, позволяют выполнить остановку движения груза электроприводом, тормоза используются только для удержания груза на весу, что уменьшает динамические нагрузки на детали механизма подъема. Совместно с такими системами используют короткозамкнутые двигатели АМТК-Ф.

Если необходимо спроектировать кран, работающий на постоянном токе, то используются двигатели постоянного тока серии D.

Номинальная потребляемая мощность двигателя  $N_{\text{дв}}$  может быть принята меньше максимальной статической  $N_{\text{ст.макс}}$  при условии последующей проверки двигателя на нагрев:

$$N_{\text{дв}} = (0,7 \dots 0,8) N_{\text{ст.макс}} \cdot \quad (2.9)$$

После выбора двигателя следует выписать основные параметры при заданной продолжительности включения (ПВ), в том числе фактическую мощность  $N_{\text{ф}}$ .

При проектировании электроталей в зависимости от выбранной компоновки выбирается внешний либо внутренний безкорпусный электродвигатель. Во втором случае после выбора размеров двигателя необходимо скорректировать диаметр барабана по условию размещения двигателя внутри него.

*Выбор механической передачи.* Для выбора определяют частоту вращения барабана

$$n_{\text{б}} = \frac{V_n \cdot U_n}{\pi D_1} \quad (2.10)$$

Определяем общее передаточное число механизма

$$U_{\text{мех.тр}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}}, \quad (2.11)$$

где  $n_{\text{дв}}$  – частота вращения ротора двигателя, мин<sup>-1</sup>;

$n_{\text{б}}$  – частота вращения барабана, мин<sup>-1</sup>.

При необходимости полученное передаточное число разбивают между основным редуктором и открытой зубчатой парой или дополнительным редуктором.

По полученному передаточному отношению принимают по каталогу редуктор с ближайшим передаточным отношением и подходящей мощностью. При необходимости рассчитывают параметры открытой зубчатой передачи.

В механизмах подъема груза могут быть использованы следующие типы

редукторов: двухступенчатые Ц2У, Ц2Н, ЦДНД, ЦДН, Ц2, РК, РМ, РЦД и трехступенчатые Ц3У, ЦТНД и ГК.

Выбранный редуктор проверяют по расчетному моменту на тихоходном валу. Механическую передачу в целом проверяют на отклонение фактического передаточного числа от расчетного и допустимой частоты вращения быстроходного вала.

При подъеме номинального груза расчетный момент на тихоходном валу  $T_p$  не должен превышать допустимый вращающий момент на тихоходном валу  $T_{рн}$  по паспорту выбранного редуктора:

$$T_p = \frac{S_{\max} \cdot Z_k \cdot D_1}{2 \cdot \eta_{\delta}} \leq T_{рн}, \quad (2.12)$$

где  $S_{\max}$  – наибольшее натяжение ветви каната, Н;

$\eta_{\delta}$  – КПД барабана.

Если в каталоге не приводятся величины номинальных вращающих моментов на тихоходных валах, их определяют расчетом:

$$T_{р.н.} = T_{\text{быстр}} \cdot U_{\text{мех.ф}} \cdot \eta_p = \frac{N_p}{\omega_{\text{быстр}}} \cdot U_{\text{мех.ф}} \cdot \eta_p = \frac{30N_p}{\pi n_{\text{быстр}}} \cdot U_{\text{мех.ф}} \cdot \eta_p, \quad (2.13)$$

где  $T_{\text{быстр}}$  – номинальный крутящий момент на быстроходном валу, Н;

$U_{\text{мех.ф}}$  – фактической передаточное отношение;

$\eta_p$  – общий КПД механической передачи;

$\omega_{\text{быстр}}$  – угловая скорость быстроходного вала редуктора,  $\text{с}^{-1}$ .

Второе условие проверяется по формуле

$$\frac{|U_{\text{мех.тр.}} - U_{\text{мех.ф}}|}{U_{\text{мех.тр.}}} \cdot 100 \% \leq 15 \%. \quad (2.14)$$

Третье условие – максимальная допустимая паспортная частота вращения быстроходного вала редуктора не должна быть меньше частоты вращения вала двигателя.

После выбора передачи определяют фактическую скорость подъема груза  $V_f$  и фактический КПД механизма  $\eta_{\text{мех}}$ . Фактическая скорость не должна отличаться от заданной более чем на 10 %.

Для электрических талей при использовании специального, нестандартного редуктора рассчитывается общее потребное передаточное число и делится между ступенями редуктора, производится прочностной расчет редуктора [4].

Предварительно толщину стенки барабана определяют из условия прочности на сжатие

$$\delta = \frac{S_{\max}}{t_n \cdot [\sigma_{сжс}]}, \quad (2.15)$$

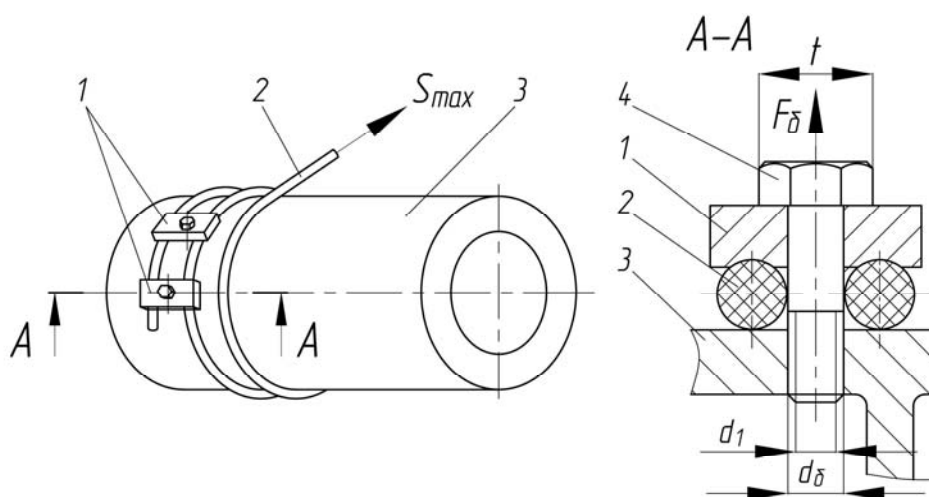
где  $[\sigma_{сжс}]$  – предел прочности материала барабана на сжатие, МПа.

Для литых барабанов толщина стенки может быть определена из условия технологии изготовления по формуле

$$\delta = 0,02D_1 + (4...8). \quad (2.16)$$

Толщину стенки принимают по результатам расчета, округляя до целого в большую сторону, но не менее 12 мм.

Для расчета крепления ветвей каната к барабану используют расчетную схему на рисунке 2.2.



1 – планка; 2 – канат; 3 – барабан; 4 – гайка

Рисунок 2.2 – Крепление каната к барабану

Определяют необходимое осевое усилие затяжки болта:

$$P = \frac{2 \cdot S_p}{(f + f_1) \cdot (e^{f\alpha_1} + 1)} \frac{2 \cdot S_{\max} / e^{fa}}{(f + f / \sin(\beta)) \cdot (e^{f\alpha_1} + 1)}, \quad (2.17)$$

где  $S_p$  – расчетное выдергивающее усилие в канате;

$f_1$  – приведенный коэффициент трения между канатом и барабаном;

$e$  – основание натурального логарифма;

$\alpha$  – угол обхвата канатом барабана,  $\alpha = 4\pi$  рад;

$f$  – коэффициент трения между канатом и барабаном,  $f = 0,10...0,16$ ;

$\beta$  – угол заклинивания каната,  $\beta = 40^\circ$ ;

$\alpha_1$  – угол обхвата барабана канатом при переходе от одной канавки к другой,  $\alpha_1 = 2\pi$  рад.

Число закрепительных планок

$$n = \frac{4 \cdot P}{\pi d_1^2 [\sigma_\delta]}, \quad (2.18)$$

где  $[\sigma_\delta]$  – допускаемое напряжение болта, МПа;

$d_1$  – внутренний диаметр резьбы болта, мм.

По результатам расчета полученное значение округляется в большую сторону, но не может быть менее двух прижимных планок на каждую ветвь согласно требованиям [1].

Отдельно проводят расчет диаметра оси барабана и выбор подшипниковых узлов по любой общепринятой методике.

*Выбор муфт.* Муфты выбирают в зависимости от передаваемого вращающего момента с учетом условий работы

$$T_{расч.м.} = k_1 \cdot k_2 \cdot T_n \leq [T_m], \quad (2.19)$$

где  $k_1$  – коэффициент, учитывающий степень ответственности муфты;

$k_2$  – коэффициент, учитывающий условия работы муфты;

$T_n$  – номинальный момент, передаваемый муфтой, Н;

$[T_m]$  – допускаемый (табличный) вращающий момент, который способна передать муфта [2,4].

В предварительных расчетах можно принимать  $k_1 = 1,3$ , а коэффициент  $k_2$  – по таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Коэффициент условий работы муфты  $k_2$

Группа режима работы механизма	М1...М3	М4...М5	М6...М7	М8
Коэффициент $k_2$	1	1,1	1,2	1,3

Зубчатые муфты типа 1 (М3) используются для непосредственного соединения валов, а муфты типа 2 (МЗП) – для соединения валов с применением промежуточного вала [4, 12].

Для соединения валов электродвигателей с быстроходными валами редукторов часто применяют упругие муфты, способные смягчать удары и гасить крутильные колебания. Упругие втулочно-пальцевые муфты рекомендуются для режимов М1...М5. Зубчатые муфты можно использовать для всех режимов работы.

*Выбор тормоза.* Механизмы подъема груза должны быть снабжены тормозами нормально закрытого типа, автоматически размыкающимися при включении привода и имеющими неразмыкаемую кинематическую связь с

барабанами. В большинстве случаев тормоз должен обеспечить тормозной момент с коэффициентом запаса торможения  $K_T$  не менее 1,5, а двух тормозов не менее 1,25.

Расчетный тормозной момент

$$T_{m.p} \geq k_m \cdot T_{cm.m} = k_m \cdot \frac{GD_1 \cdot \eta_{\max}}{2U_0}, \quad (2.20)$$

где  $k_m$  – коэффициент запаса торможения,  $k_m = 1,25 \dots 1,5$  [1];

$T_{cm.m}$  – статический момент при торможении, создаваемый весом груза на валу с тормозом, Н;

$\eta_{\max}$  – КПД механизма, подсчитанный по максимальным значениям КПД отдельных участков кинематической цепи;

$U_0$  – полное передаточное число механизма с учетом кратности полиспаста.

По полученному тормозному моменту по каталогам выбирают тип тормоза, наибольшее распространение в кранах с питанием переменным током получили колодочные тормоза с приводом от тормозных электромагнитов (ТКТ) и электрогидравлических толкателей (ТКГ и ТКТГ). При выборе типоразмера тормоза его номинальный тормозной момент  $T_{m.n}$ , Н, должен быть не менее, чем расчетный:

$$T_{m.n} \geq T_{m.p}. \quad (2.21)$$

Если величина номинального тормозного момента значительно (более чем на 10 %) превышает величину требуемого момента, то тормоз должен быть отрегулирован на требуемый момент и во всех последующих расчетах следует оперировать величиной требуемого момента тормоза.

При проектировании механизма подъема электрической тали при выборе двигателя со встроенным тормозом необходимо выполнить его проверку и регулировку на необходимый тормозной момент в соответствии с рекомендациями производителя. Методика выбора и расчета колодочного барабанного тормоза представлена в [4], а дискового, осевого тормоза – в [5].

В состав механизма подъема электрической тали может входить грузоупорный тормоз, изображенный на рисунке 2.3.

Грузоупорный тормоз устанавливается на одном из промежуточных валов, вращающемся с частотой  $100 \dots 200 \text{ мин}^{-1}$ , что улучшает условия его работы, обеспечивает плавный спуск груза со скоростью, близкой к скорости подъема, надежность и безопасность работы механизма, уменьшает размеры электромагнитного тормоза, динамические нагрузки и выделение тепла в электродвигателе при спуске груза [4, 5].

Создаваемый грузоупорным тормозом момент принимают равным сумме моментов трения между дисками  $T_{mp}^d$  и в винтовой нарезке  $T_{mp}^p$ , при этом должно соблюдаться условие



$$T_{m.z} = T_{mp}^{\partial} + T_{mp}^p = \mu \cdot z_{mp} \cdot N \cdot D_{cp} / 2 + N \cdot r_0 \cdot \operatorname{tg} \rho \leq k_m \cdot T_{кр}, \quad (2.22)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения между трущимися поверхностями;

$z_{mp}$  – число поверхностей трения;

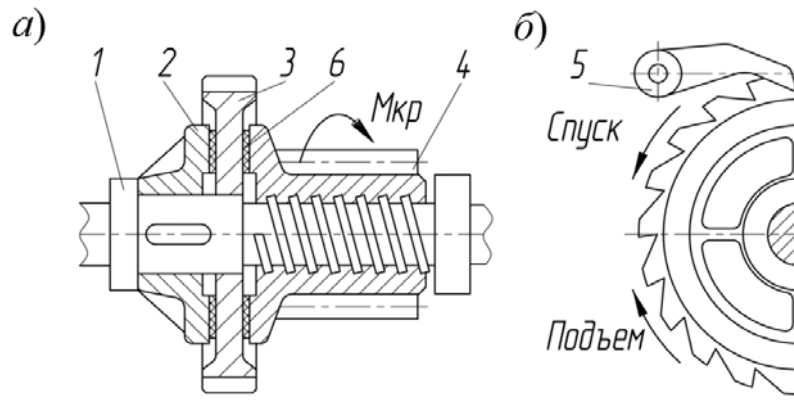
$N$  – осевое усилие в винтовой паре, Н;

$D_{cp}$  – средний диаметр трущихся поверхностей, м;

$T_{кр}$  – крутящий момент на валу тормоза создаваемый грузом, Н·м;

$r_0$  – средний радиус резьбы, м;

$\rho$  – угол трения винтовой пары, град.



$a$  – сечение по оси вала;  $b$  – вид на храповое колесо; 1 – вал с ходовой резьбой; 2 – ведущий диск; 3 – храповое колесо с фрикционными накладками; 4 – подвижная шестерня-гайка; 5 – стопор; 6 – фрикционная накладка

Рисунок 2.3 – Тормоз грузоупорный

Средний диаметр резьбы грузоупорного тормоза

$$D_{cp} = \frac{D_n + D_{вн}}{2}, \quad (2.23)$$

где  $D_n$ ,  $D_{вн}$  – наружный и внутренний диаметры тормозных дисков, м.

Значения  $D_n$  и  $D_{вн}$  следует выбирать исходя из допустимого удельного давления [7].

Проверка двигателя на время разгона. Наибольшее время разгона [3]

$$t_{p.\phi} = \frac{\omega_{\partial в} \cdot J_{мех.p}}{T_{н.ср} - T_{ст.p}} = \frac{\pi n_{\partial в} / 30 \cdot J_{мех.p}}{T_{\partial в.н} \cdot \psi_{н.ср} - G \cdot r_0 / U_0 \cdot \eta_{мех}}, \quad (2.24)$$

где  $\omega_{\partial в}$  – угловая скорость ротора выбранного двигателя, с<sup>-1</sup>;

$J_{мех.p}$  – приведенный к валу двигателя момент инерции всех движущихся частей механизма, включая поступательно движущиеся, кг·м<sup>2</sup>;

$T_{н.ср}$  – среднепусковой момент двигателя, Н·м;

$T_{ст.р}$  – момент статических сопротивлений при разгоне, приведенный к валу двигателя, Н·м;

$n_{дв}$  – частота вращения ротора выбранного двигателя, мин<sup>-1</sup>;

$T_{дв.н}$  – номинальный момент двигателя, Н·м;

$\psi_{н.ср}$  – кратность среднепускового момента двигателя.

Для двигателей с фазным ротором  $\psi_{н.ср} = 1,5 \dots 1,6$ . Для двигателей с короткозамкнутым ротором определяется из зависимости

$$\psi_{н.ср} = \frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}, \quad (2.25)$$

где  $\psi_{\max}$  – наибольший коэффициент пусковой перегрузки,  $\psi_{\max} = 1,9 \dots 2,2$ ;

$\psi_{\min}$  – наименьший коэффициент пусковой перегрузки,  $\psi_{\min} = 1,1 \dots 1,2$ .

Номинальный момент двигателя

$$T_{дв.н} = \frac{N_{\phi}}{\omega_{дв}} = \frac{N_{\phi}}{\pi n_{дв} / 30}. \quad (2.26)$$

Значение  $J_{мех.р}$  можно выразить следующей формулой:

$$J_{мех.р} = J_{вр} + J_{пост.р} = \gamma \cdot J_1 + \frac{(m_{под} + m_{гр}) \cdot r_{б}^2}{(U_n \cdot U_{мех.ф})^2 \cdot \eta_{мех}}, \quad (2.27)$$

где  $J_{вр}$  – момент инерции при разгоне всех вращающихся частей механизма, приведенный к валу двигателя, кг·м<sup>2</sup>;

$J_{пост.р}$  – момент инерции при разгоне поступательно движущихся частей механизма, приведенный к валу двигателя, кг·м<sup>2</sup>;

$\gamma$  – коэффициент учета инерции вращающихся масс, расположенных на втором, третьем и последующих валах механизма;

$J_1$  – момент инерции вращающихся масс на первом валу, кг·м<sup>2</sup>;

$r_{б}$  – радиус барабана по оси навиваемого каната, м;

$m_{гр}$  – масса груза, кг;

$m_{под}$  – масса подвески, кг;

$U_n$  – кратность полиспаста;

$U_{мех.ф}$  – фактическое передаточное число механической передачи.

Допустимое время разгона для кранов общего назначения в зависимости от грузоподъемности крана определяется по рекомендациям [9].

Если время разгона окажется существенно выше допустимого, необходимо выбрать другой, более мощный двигатель. После этого необходимо определить среднее ускорение при пуске, которое не должно превышать  $0,1 \dots 0,2$  м/с<sup>2</sup>:

$$a = \frac{V_{\phi}}{t_{р.ф}}. \quad (2.28)$$

*Проверка двигателя на нагрев.* Проверка производится по эквивалентному вращающему моменту [4, 5].

Условие проверки

$$T_{э} \leq T_{дв.н}, \quad (2.29)$$

где  $T_{э}$  – эквивалентный момент, определяемый в зависимости от графика нагружения механизма [2, 4, 5].

### **Контрольные вопросы**

- 1 Как выбирают двигатель механизма подъема груза?
- 2 Как выбирают редуктор механизма подъема груза?
- 3 Как выбирают муфту и тормоз механизма подъема?
- 4 Как определяют параметры барабана механизма подъема груза?
- 5 Как влияют диаметры барабана и блоков на долговечность каната?
- 6 С какой целью определяется время разгона электродвигателя?
- 7 Как определить приведенный к валу двигателя момент инерции всех движущихся частей механизма?
- 8 Как определить моменты сопротивлений, возникающие при разгоне?
- 9 Отличается ли время пуска и ускорение при пуске механизма подъема груза в зависимости от направления движения груза?
- 10 С какой целью проводится проверка электродвигателя на нагрев?
- 11 Что такое среднепусковой момент двигателя?
- 12 Как определить ускорение движения груза при пуске?
- 13 Как определить номинальный момент электродвигателя?
- 14 Какие тормоза используют на механизме подъема электротали?
- 15 Какие двигатели используются в механизмах подъема электроталей?
- 16 От чего зависят параметры канатного барабана электротали?

## **3 Практическое занятие № 3. Расчет механизма передвижения крановой тележки. Изучение процесса неустановившегося движения**

**Цель работы:** приобрести умения и навыки расчета механизмов передвижения грузовых тележек и кранов.

### **3.1 Исходные данные**

Исходные данные задаются преподавателем каждому студенту индивидуально и включают: скорость передвижения  $V_{пер}$ , м/с; пролет крана  $L$ , м; условия работы крана (в помещении или на открытом воздухе). Остальные – заданы в практическом занятии № 1.

### 3.2 Порядок выполнения работы

По исходным данным проводится расчет механизма передвижения тележки (крана) в представленной ниже последовательности. Для выполнения работы необходимо использовать справочную литературу.

*Предварительный расчет механизма передвижения с приводными колесами.* Расчет механизмов передвижения мостовых кранов и их грузовых тележек заключается в расчете и подборе ходовых колес, определении сопротивлений передвижению, выборе и проверке двигателей, редукторов, валов, муфт и тормозов.

*Выбор кинематической схемы.* Механизмы передвижения тележек, как правило, имеют центральный привод с тихоходным трансмиссионным валом. Предпочтительно расположение редуктора (тип ВК) посередине между приводными ходовыми колесами [3]. Применяется также схема с боковым расположением редуктора (типов В, ВКН) [4].

В механизмах передвижения двухбалочных и однобалочных кранов используют как центральный, так и отдельный приводы [4, 12]. При пролетах меньше 16 м рекомендуется [5] применять центральный привод.

*Выбор колес.* Колеса выбирают по максимальной статической нагрузке на одно колесо из условия

$$P_{\max} \leq [P_{\max}]. \quad (3.1)$$

Для кранов максимальную статическую нагрузку на одно колесо в соответствии с расчетной схемой на рисунке 3.1 определяют по формуле

$$P_{\max} = \frac{G_{кр}}{4} + \frac{G_m}{4} \cdot \left(1 + \frac{2(a_m + b_1)}{L_k}\right) + \frac{G_{зп}}{4} \cdot \left(1 + \frac{2(a_m + b_2)}{L_k} + \frac{2a_2}{A_k}\right), \quad (3.2)$$

где  $G_{кр}$  – собственный вес крана, приложенный в центре масс, достаточно близко совпадающем с центром симметрии моста  $O_{кр}$ , Н;

$G_m$  – вес тележки, приложенный в её центре масс точке  $O_1$ , Н;

$a_m$  – расстояние от центра симметрии моста до центра масс тележки, м;

$L_k$  – колея ходовых колес моста (пролет крана), м;

$A_k$  – база ходовых колес моста, м.

Вес тележки, кабины и крана принимаются зависимости от грузоподъемности [3, 4]. Рекомендации по выбору основных размеров, необходимых для расчета, представлены в [3].

Тележки стремятся проектировать так, что центр масс находится в центре симметрии тележки [5], следовательно, для тележек при определении  $P_{\max}$  можно считать, что нагрузка равномерно распределяется на все ходовые колеса с учетом коэффициента неравномерности нагружения [3], в противном случае (рисунок 3.1, б) расчет ведут по формуле

$$P_{\max} = \frac{G_m}{4} \cdot \left(1 + \frac{2b_1}{b}\right) + \frac{G_{zp}}{4} \cdot \left(1 + \frac{2b_2}{b} + \frac{2a_2}{a}\right), \quad (3.3)$$

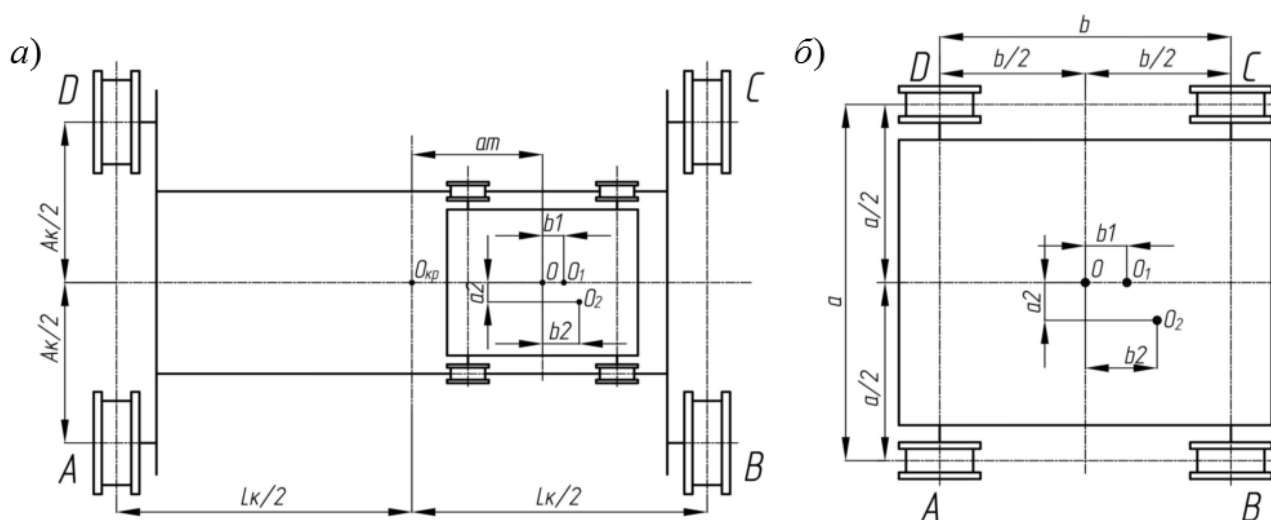
где  $G_m$  – вес тележки с ходовой частью и всеми механизмами, Н;

$G_{zp}$  – вес груза, Н;

$b_1, b_2, a_1, a_2$  – расстояния от центра симметрии опорного контура рамы тележки  $O$  до ее центра масс  $O_1$  и центра масс груза  $O_2$ , м;

$a$  – ширина колеи ходовых колес, м;

$b$  – база ходовых колес, м.



$a$  – мостового крана;  $b$  – тележки

Рисунок 3.1– Расчетные схемы механизмов передвижения

Типоразмер колесной установки выбирают по диаметру ходового колеса [3]. Ходовые колеса должны быть проверены расчетом на смятие по максимальной нагрузке, а также при необходимости на долговечность при действии средней эквивалентной нагрузки [4].

Методика расчета нагрузок на ходовые колеса для других типов кранов приведена в [3, 5].

*Определение сопротивлений передвижению тележек и кранов.*

Сопротивление, создаваемое силами трения,

$$W_{mp} = (G + G_{zp}) \frac{2\mu + fd_u}{D} K_{дон}, \quad (3.4)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения качения колеса по рельсу;  $\mu = 0,25...0,7$  для плоской головки рельса,  $\mu = 0,4...1,2$  для закругленной головки рельса [4];

$f$  – коэффициент трения скольжения в подшипниках колес,  $f = 0,015...0,02$  для подшипников качения,  $f = 0,1$  для подшипников скольжения;

$k_{дон}$  – коэффициент дополнительных сопротивлений, трения реборд о головку рельса и трение элементов токосъемного устройства;

$G$  – вес тележки или крана, Н;

$G_{зп}$  – вес груза, Н;

$D$  – диаметр колеса, мм;

$d_u$  – диаметр цапфы вала (оси) колеса, мм.

В однорельсовых (велосипедных, консольных передвижных) кранах необходимо учитывать дополнительные сопротивления, возникающие на горизонтальных колесах (роликах).

$$W_{mp} = (G + G_{зп}) \frac{\mu_u d_u + 2f}{D_k} + H_1 \frac{\mu_1 d_1 + 2f}{D_1} + H_2 \frac{\mu_2 d_2 + 2f}{D_2}, \quad (3.5)$$

где  $D_1, D_2$  и  $d_1, d_2$  – диаметры горизонтальных верхних и нижних колес и их цапф, мм;

$H_1$  и  $H_2$  – горизонтальные нагрузки на опоры, Н.

Сопротивление, создаваемое уклоном,

$$W_y = \alpha(G + G_{зп}), \quad (3.6)$$

где  $\alpha$  – уклон рельсового пути (для тележки – 0,002; для крана – 0,001).

Сопротивление, создаваемое силами инерции,

$$W_{ин} = \delta \cdot m_{пост} \cdot a, \quad (3.7)$$

где  $\delta$  – коэффициент инерции вращающихся частей механизма; при скорости передвижения меньше 1 м/с  $\delta = 1,25$ ; больше 1 м/с  $\delta = 1,15$ ;

$m_{пост}$  – масса поступательно движущихся тележки или крана, т;

$a$  – ускорение при разгоне, м/с<sup>2</sup>.

Значение  $a$  предварительно можно принимать равным  $a = (0,5 \dots 1,0) \cdot [a]$  (где  $[a]$  – допускаемое ускорение, м/с<sup>2</sup>). При перегрузке штучных грузов и ручной строповке  $[a]$  равно 0,2; 0,15; 0,1 и соответствует грузоподъемностям до 3,2; до 12,5; св. 12,5 т.

Сопротивление, создаваемое раскачиванием груза,

$$W_{зуб} = G_{зп} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.8)$$

где  $\alpha$  – угол отклонения груза от вертикали, град;  $\alpha \approx 2a/g$ .

Полное сопротивление  $W$ , кН, передвижению

$$W = W_{mp} + W_y + W_{\epsilon} + W_{ин} + W_{зуб}, \quad (3.9)$$

где  $W_{\epsilon}$  – сопротивление ветра учитываемое при работе на улице [4, 5, 12], Н.

Соппротивление, создаваемое ветром рабочего состояния, определяют по ГОСТ 1451–77.

Методика расчета сопротивления на ходовых колесах и роликах для других типов кранов приведена в [3, 5].

*Выбор двигателя.* Необходимую мощность  $N$ , кВт, определяют по формуле

$$N = \frac{W \cdot V_{пер}}{\eta_{пр} \cdot \psi_{н.ср}}, \quad (3.10)$$

где  $\eta_{пр}$  – КПД механизма,  $\eta_{пр} = 0,8 \dots 0,85$ ;

$\psi_{н.ср}$  – кратность среднепускового момента;

$V_{пер}$  – скорость тележки (крана), м/с.

Выбор серии двигателя производится аналогично рекомендациям для механизма подъема груза в практической работе № 2. Номинальная мощность двигателя должна быть равна или быть больше значения найденной мощности.

*Выбор механической передачи.* Передачу выбирают исходя из кинематической схемы механизма. В механизмах передвижения тележек, как правило, используют вертикальные крановые редукторы. В механизмах передвижения кранов, кроме вертикальных редукторов, можно использовать горизонтальные, а в механизмах передвижения козловых кранов – червячные. В отдельных случаях необходимо дополнительно устанавливать открытую зубчатую передачу.

После выбора передачи необходимо уточнить фактическое передаточное число механизма  $U_{мех.ф}$ , фактическую скорость передвижения  $V_{пер.ф}$  и фактический КПД механизма  $\eta_{мех}$  по методике аналогичной представленной в практической работе № 2.

*Выбор тормоза.* Тормоза на механизмах передвижения кранов (тележек) должны устанавливаться в тех случаях, если:

- кран предназначен для работы на открытом воздухе;
- кран в помещении передвигается по пути, уложенному по полу;
- кран (тележка) передвигается со скоростью более 32 м/мин.

Расчетный тормозной момент механизма при работе крана в помещении

$$T_{тр.мех} = T_y + T_{ин} - T_{тр} = \frac{W_y \cdot r_k \cdot \eta_m}{U_{мех.ф}} + \frac{W_{ин} \cdot r_k \cdot \eta_m}{U_{мех.ф}} + \frac{W_{тр} \cdot r_k}{U_{мех.ф} \cdot \eta_m}, \quad (3.11)$$

где  $T_y$ ,  $T_{ин}$  и  $T_{тр}$  – моменты, создаваемые уклоном, инерцией и силами трения, приведенные к валу, на котором установлен тормоз, Н;

$r_k$  – радиус ходового колеса, м;

$\eta_m$  – КПД механизма на участке ходовое «колесо – тормоз»;

$W_y$ ,  $W_{ин}$ ,  $W_{тр}$  – сопротивления передвижению тележки (крана) без груза, создаваемые уклоном, инерцией и трением соответственно, Н.

Требуемый тормозной момент одного тормоза определяют по формуле

$$T_{mp} = \frac{T_{mp.mex}}{Z_m}, \quad (3.12)$$

где  $Z_m$  – число тормозов в механизме.

*Выбор соединительных муфт* производится аналогично методике для механизма подъема в практической работе № 2.

Исследование неустановившегося движения тележки предполагает изучение процессов, происходящих в периоды разгона или замедления движущихся масс. Кроме сопротивлений от статических нагрузок при неустановившемся движении, действуют сопротивления и от динамических нагрузок, вызываемых инерцией вращающихся и поступательно движущихся масс. Зависимости, полученные для процессов неустановившегося движения, положены в основу проверочных расчетов механизма передвижения тележки.

*Проверка двигателя на время разгона.* Наибольшее время разгона наблюдается, когда кран нагружен. Фактическое время при пуске

$$t_{n.ф.} = \frac{1}{T_{пуск} - T_{см}} \left[ (1,1 \dots 1,2) \frac{J_1 n_{дв}}{9,55} + \frac{(m_{m/к} + m_{ср}) D^2 \cdot n_{дв}}{38,2 \cdot U_{мех.ф.}^2 \cdot \eta_m} \right], \quad (3.13)$$

где  $m_{m/к}$  – масса тележки или крана, кг;

$J_1$  – момент инерции вращающихся масс, на первом валу, кг·м<sup>2</sup>;

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

Фактическое ускорение при пуске

$$a_{факт}^n = \frac{v_{m/к}}{t_{n.ф.}}. \quad (3.14)$$

Ускорение при пуске должно быть меньше или равно максимально допустимому, определенному при отсутствии груза на крюке и допуске коэффициенте запаса сцепления  $K_{сц} = 1,2$  по формуле

$$\left[ a_{max.дон}^{пуск} \right] = \left[ \frac{n_{вед.х/к}}{n_{х/к}} \left( \frac{f_{сц}}{K_{сц}} + \frac{fd_u}{D} - \frac{fd_u + 2\mu}{D} \right) - \frac{P_v}{G_{m/к}} \right] \cdot g, \quad (3.15)$$

где  $n_{вед.х/к}$ ,  $n_{х/к}$  – число ведущих ходовых колес и общее число колес тележки или крана соответственно;

$f_{сц}$  – коэффициент сцепления колес с рельсами,  $f_{сц} = 0,12 \dots 0,15$ ;

$P_v$  – сила сопротивления ветра рабочего состояния (для кранов, установленных на открытом воздухе), Н;

$G_{m/к}$  – вес тележки или крана по рекомендациям [4, 5], Н.



Если фактическое ускорение меньше допустимого, то обеспечена нормальная работа, в противном случае при пуске не выдержан рекомендуемый запас сцепления  $K_{cy} = 1,2$  и возможно буксование ведущих ходовых колес.

*Проверка запаса сцепления колес с рельсами.* Проверка производится для случая, когда кран не нагружен и реборды колес не задевают головки рельсов. При использовании отдельного привода проверяется запас сцепления наименее нагруженного колеса:

$$K_{cy} \geq [K_{cy}] = 1,1 \dots 1,2. \quad (3.16)$$

Если условие (3.16) не выполняется, необходимо увеличить число приводных колес или изменить компоновку так, чтобы увеличились нагрузки на приводные колеса.

Методика расчета механизма передвижения электрических талей представлена в [4, 5, 9].

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Перечислите основные типы механизмов передвижения.
- 2 По каким параметрам осуществляется выбор диаметра колеса?
- 3 Какова цель определения коэффициента запаса сцепления?
- 4 Можно ли не устанавливать тормоз на механизм передвижения?
- 5 Как можно повысить коэффициент сцепления колеса с рельсом?
- 6 С какой целью определяется ускорение при пуске механизма?
- 7 О чем свидетельствует короткий или большой период пуска механизма?
- 8 Каково назначение реборд ходовых колес?
- 9 Как определить мощность электродвигателя механизма передвижения?
- 10 Как определить сопротивление передвижению тележки крана, тали?

## **4 Практическое занятие № 4. Расчет механизма передвижения с канатной тягой**

**Цель работы:** приобрести умения и навыки расчета механизмов передвижения грузовых тележек с канатной тягой.

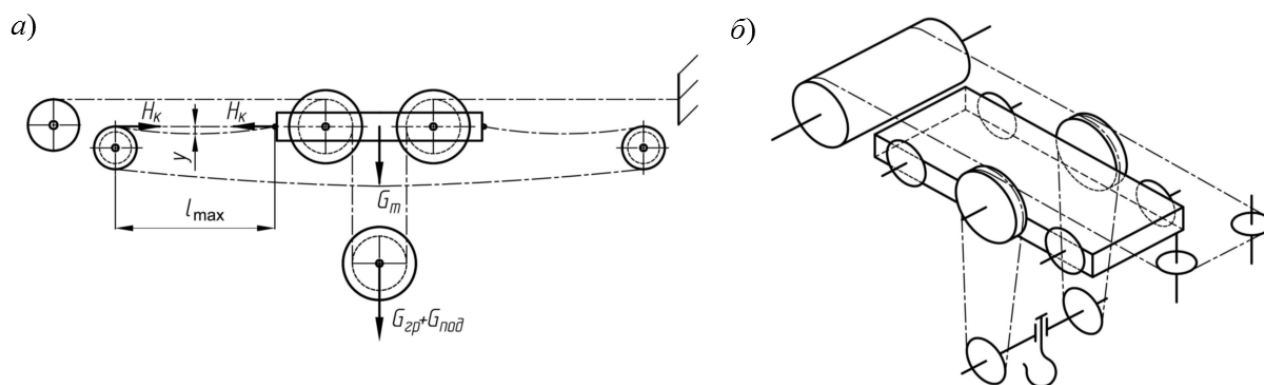
### ***4.1 Исходные данные***

Исходные данные задаются преподавателем каждому студенту индивидуально и включают: скорость передвижения  $V$ , м/с; пролет крана  $L$ , м; условия работы крана (в помещении или на открытом воздухе). Остальные – заданы в практическом занятии № 1.

## 4.2 Порядок выполнения работы

По исходным данным проводится расчет механизма передвижения тележки (крана) в представленной ниже последовательности. Для выполнения работы необходимо использовать справочную литературу.

*Предварительный расчет механизма передвижения тележки с канатной тягой.* Механизмы передвижения с канатной тягой, изображенные на рисунке 4.1, применяют главным образом для тележек башенных и кабельных кранов. Тележки такого типа имеют незначительную массу и размеры и могут перемещаться по наклонному рельсовому и канатному пути [5].



*a* – со знакопеременным изгибом грузового каната; *б* – с изгибом грузового каната одного направления

Рисунок 4.1 – Конструктивные схемы тележек с канатной тягой

*Выбор кинематической схемы механизма подъема, расчет каната и полиспаста.* Методика аналогична методике, используемой в практической работе № 1.

*Расчет параметров барабана, двигателя, редуктора, тормоза и муфт.* Методика аналогична методике, используемой в практической работе № 2.

*Выбор колес.* В конструкциях тележек с канатной тягой вследствие геометрической симметрии в соответствии со схемой на рисунке 4.1 вертикальное усилие на каждое колесо тележки определяется из зависимости

$$P_{\max} = (G_m + G) / 4, \quad (4.1)$$

где  $G_m$  – вес тележки, Н;

$G$  – суммарный вес груза и подвески, Н.

*Определение сопротивлений передвижению тележек с канатной тягой.* Полное статическое сопротивление передвижению тележек с канатной тягой, действующее на наружном диаметре ходовых колес,

$$W = W_{mp} + W_y + W_e + W_{bl} + W_{mэ}. \quad (4.2)$$

Сопротивления на колесах от сил трения  $W_{тр}$ , уклона  $W_y$  и ветра  $W_в$  определяются аналогично сопротивлениям приводных тележек по методике, используемой в практической работе № 3. Специфическое для тележек с канатной тягой (см. рисунок 4.1) сопротивление состоит из сопротивления в блоках подъемного каната и сопротивления провисанию тягового каната, имеющего максимальное значение при подходе тележки к крайнему положению у направляющего блока.

Сопротивление на блоках подъемного каната для груза, подвешенного на  $i$  ветвях ( $i$  в этих механизмах является четным числом),

$$W_{\text{бл}} = G \frac{(1 - k_{\text{бл}}) \cdot (1 - k_{\text{бл}}^{a+1})}{k_{\text{бл}} \cdot (1 - k_{\text{бл}}^a)}, \quad (4.3)$$

где  $k_{\text{бл}}$  – коэффициент сопротивления блока [5].

Сопротивление от провисания тягового элемента

$$W_{\text{тэ}} = H_{\kappa} - H_{\kappa} \cdot k_{\text{бар}} \cdot k_{\text{бл}} = H_{\kappa} (1 - k_{\text{бар}} \cdot k_{\text{бл}}), \quad (4.4)$$

где  $H_{\kappa}$  – натяжение каната, действующее на тележку, Н;

$k_{\text{бар}}$  – коэффициент сопротивления барабана [5].

Горизонтальные составляющие натяжения тягового элемента, приложенные к тележке в обратную движению сторону и к тяговому барабану по направлению движения, определяются по формуле

$$H_{\kappa} = q_{\kappa} \cdot g \cdot l_{\text{max}}^2 / (8 \cdot y), \quad (4.5)$$

где  $q_{\kappa}$  – масса 1 м тягового элемента, кг;

$l_{\text{max}}$  – наибольшее возможное расстояние между барабаном и креплением тягового каната на тележке, м;

$y$  – стрела провеса тягового элемента,  $y = (1/30 \dots 1/50) l_{\text{max}}$ , м.

*Выбор двигателя, передачи, привода, тормоза и соединительных муфт* выполняется по методике, аналогичной изложенной в практических работах № 2 и 3.

*Проверочные расчеты механизма передвижения.* Для механизмов передвижения выполняют проверочные расчеты на время разгона и торможения [2, 4].

### **Контрольные вопросы**

- 1 Каковы преимущества механизмов передвижения с канатной тягой?
- 2 Какой тип механизма передвижения с канатной тягой меньше изнашивает грузовой канат?
- 3 Из каких сопротивлений формируется полное сопротивление перемещению тележки с канатной тягой?

4 Как сопротивление натяжения каната влияет на сопротивление движения?

## 5 Практическое занятие № 5. Расчет механизма поворота

**Цель работы:** приобрести умения и навыки расчета механизмов поворота кранов с неподвижной колонной.

### 5.1 Исходные данные

Исходные данные задаются преподавателем: частота вращения крана  $n_{кр}$ , мин<sup>-1</sup>; группа режима работы механизма; максимальный вылет  $L$ , м. Остальные – заданы в практических занятиях № 1–4.

### 5.2 Порядок выполнения работы

После получения исходных данных проводится расчет механизма поворота крана в представленной ниже последовательности. Для выполнения работы необходимо использовать справочную литературу.

*Выбор места расположения и кинематической схемы механизма.* Механизм поворота располагают как на поворотной, так и на неповоротной частях крана. Кинематическая схема включает открытую зубчатую пару «шестерня – венец», а также двигатель, тормоз, редуктор, соединительную муфту. Кроме того, в кинематическую схему может входить фрикционная предохранительная муфта.

*Построение расчетной схемы, определение опорных реакций, выбор подшипников и роликоопор.* Расчетные схемы кранов с неподвижной колонной показаны на рисунках 5.1 и 5.2. В кранах с неподвижной колонной (см. рисунок 5.1) и в велосипедном кране (см. рисунок 5.2) в верхних опорах используют два подшипника качения: один воспринимающий горизонтальные нагрузки, чаще всего радиальный сферический двухрядный, и второй упорный подшипник, воспринимающий вертикальные нагрузки. В качестве нижней опоры в велосипедных кранах и стационарных кранах на неподвижной колонне используют обойму с горизонтальными роликами [3]. Высота подъема  $H$  не определяет высоту поворотного крана  $h$ , поскольку краны подобного типа могут устанавливаться выше уровня пола или поднимать грузы из шахт.

Рекомендации по выбору основных размеров и весов элементов кранов изложены в [3]. Горизонтальные реакции  $R_H$  в опорах определяют из уравнения моментов сил относительно одной из опорных точек А или В. Вертикальная реакция  $R_V$  равна сумме всех весов вращающейся части крана с грузом.

Вес противовеса для поворотных кранов на неподвижной колонне определяется по условию равенства моментов  $M_{u1}$  и  $M_{u2}$ , изгибающих колонну крана, когда тележка с номинальным грузом находится на максимальном вылете и когда тележка без груза находится на минимальном вылете

$$M_{u1} = (G_m + G_{zp}) \cdot L - G_{np} \cdot b; \quad (5.1)$$

$$M_{u2} = G_{нов} \cdot c - G_{np} \cdot b, \quad (5.2)$$

где  $G_m$ ,  $G_{нов}$ ,  $G_{zp}$ ,  $G_{np}$  – вес тележки, поворотной части, груза и противовеса соответственно, Н;

$c$ ,  $b$  – плечи приложения сил от противовеса и поворотной части, м.

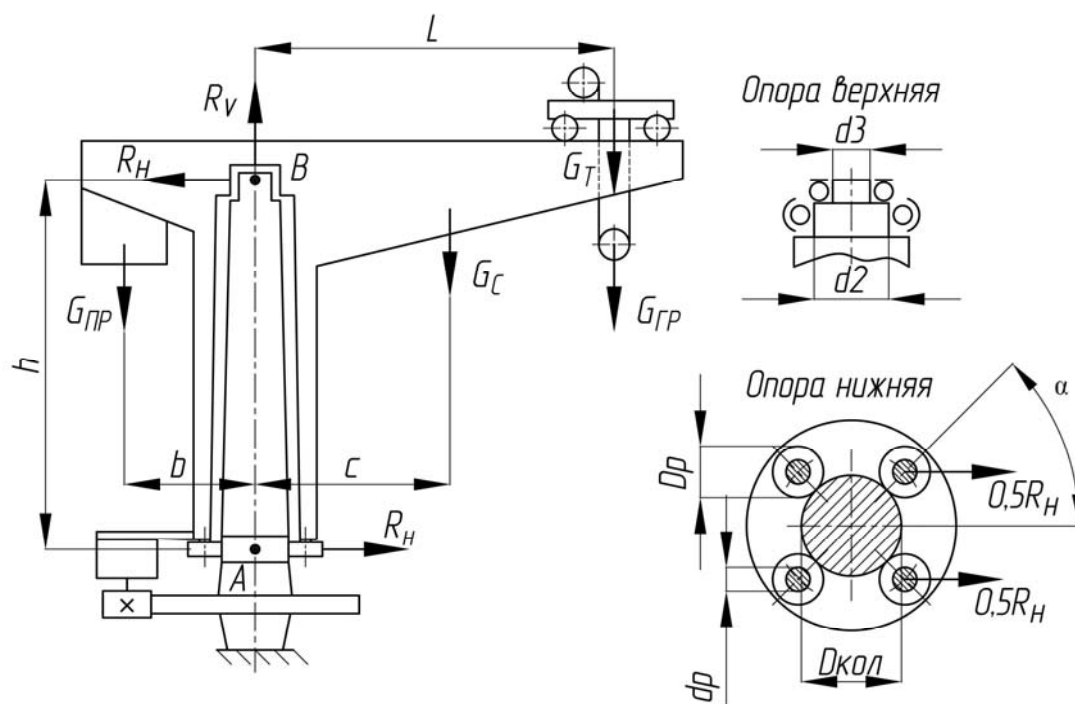


Рисунок 5.1 – Кран поворотный с неподвижной колонной

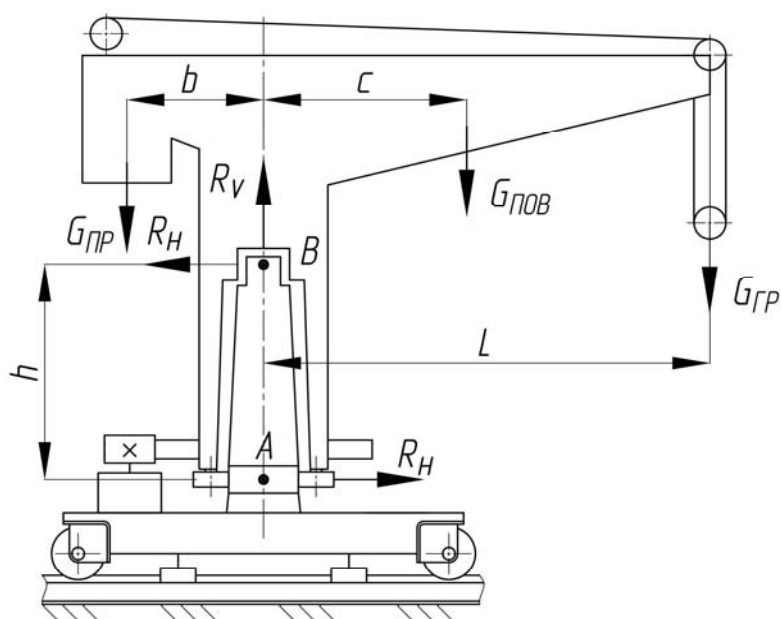


Рисунок 5.2 – Кран велосипедный

Для поворотного крана без механизма изменения вылета вес противовеса определяется из зависимостей

$$M_{u1} = G_{zp} \cdot L + G_{нов} \cdot c - G_{np} \cdot b; \quad (5.3)$$

$$M_{u2} = G_{np} \cdot b - G_{нов} \cdot c. \quad (5.4)$$

*Выбор подшипников опор колонны.* Так как частота вращения кранов обычно не более  $1 \text{ мин}^{-1}$ , то подшипники выбирают по статической грузоподъемности [4, 5].

*Определение момента сопротивления повороту.*

$$T_c = T_{тр} + T_v + T_{ин}, \quad (5.5)$$

где  $T_{тр}$  – момент сил трения в опорном устройстве, Н;

$T_v$  – момент ветровой нагрузки рабочего состояния (если кран работает на открытом воздухе), Н;

$T_{ин}$  – момент сил инерции, Н.

$$T_{тр} = T_{тр.в} + T_{тр.н}, \quad (5.6)$$

где  $T_{тр.в}$ ,  $T_{тр.н}$  – моменты сил трения соответственно в верхней и нижней опорах, Н.

Для кранов на неподвижной колонне моменты сил трения определяют по формулам:

$$T_{тр.в} = f \cdot \left( R_n \cdot \frac{d_2}{2} + R_v \cdot \frac{d_3}{2} \right); \quad (5.7)$$

$$T_{тр.н} = \frac{R_n (2\mu + fD_p) \cdot (D_{кол} + D_p)}{2 \cdot 10^3 \cdot D_p \cdot \cos \alpha}, \quad (5.8)$$

где  $f$  – приведенный коэффициент трения [3];

$\mu$  – коэффициент трения качения [3];

$R_n$  – горизонтальная реакция в опорах, Н;

$R_v$  – вертикальные реакции в опорах, Н;

$d_2, d_3$  – диаметры подшипников, мм;

$D_{кол}$  – диаметр неподвижной колонны, мм;

$D_p$  – наружный диаметр ролика, мм;

$\alpha$  – угол между осью ролика и осью колонны, град.

Момент ветровой нагрузки при необходимости определяется с учетом ГОСТ 1451–77.

## Момент сил инерции

$$T_{ин} = \gamma \cdot \frac{n_{кр} \cdot \sum J_{м.п.ч}}{9,55t_p}, \quad (5.9)$$

где  $\gamma$  – коэффициент учета быстровращающихся масс  $m_j$  механизма (ротор, муфта и пр.),  $\gamma = 1,2 \dots 1,4$ ;

$n_{кр}$  – число оборотов крана,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$J_{м.п.ч}$  – момент инерции (относительно оси поворота крана) медленно поворачивающихся частей крана и груза,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ,

$$J_{м.п.ч} = \sum m_j x_j^2, \quad (5.10)$$

где  $x_j$  – расстояние от центра  $j$ -й массы до оси поворота, м.

Время пуска  $t_n$  при повороте крана определяется по формуле

$$t_n = \frac{60\beta}{\pi \cdot n_{кр}}, \quad (5.11)$$

где  $\beta$  – рекомендуемый угол поворота стрелы за время пуска; для режимов работы А1...А3 угол  $\beta = \pi/12$ ; А4, А5 –  $\beta = \pi/9$ ; А6 –  $\beta = \pi/6$ .

*Выбор двигателя.* Мощность двигателя  $N$ , кВт, рассчитывают по формуле

$$N = \frac{T_c \cdot \omega_{кр}}{\eta_{пр} \cdot \Psi_{н.ср}}, \quad (5.12)$$

где  $\omega_{кр}$  – угловая скорость вращения крана,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\eta_{пр}$  – предварительное значение КПД механизма;

$\Psi_{н.ср}$  – кратность среднепускового момента двигателя.

*Выбор механической передачи.* Необходимое общее передаточное число механизма поворота

$$U = n_{дв} / n_{кр}. \quad (5.13)$$

Соотношение чисел зубьев венца зубчатого колеса и шестерни  $Z_k$  и  $Z_{ш}$  обычно находится в пределах 4...10 и должно соответствовать одному из значений ряда передаточных чисел: 4,0; (4,5); 5,0; (5,6); 6,3; (7,1); 8,0; (9,0); 10 (без скобок указаны предпочтительные передаточные числа, в скобках – допускаемые).

При расположении механизма на неповоротной части передаточное число открытой зубчатой передачи

$$U_{o.n} = Z_{\kappa} / Z_{\omega}. \quad (5.14)$$

При расположении механизма на поворотной части крана и внешнем зацеплении шестерен

$$U_{o.n} = Z_{\kappa} / Z_{\omega} + 1. \quad (5.15)$$

При расположении механизма на поворотной части крана и внутреннем зацеплении шестерен

$$U_{o.n} = Z_{\kappa} / Z_{\omega} - 1. \quad (5.16)$$

Передаточное число червячного редуктора механизма поворота

$$U_{ред} = U / U_{o.n}. \quad (5.17)$$

Принцип выбора редукторов тот же, что и для механизмов подъема груза и передвижения в практических работах № 2 и 3.

*Выбор тормоза.* Расчетный тормозной момент

$$T_{mp} = T_{ин1} - T_{mp1}, \quad (5.18)$$

где  $T_{ин1}$  и  $T_{mp1}$  – приведенные к первому валу моменты сил инерции и сил трения в опорно-поворотном устройстве,

$$T_{ин1} = \frac{T_{ин} \cdot \eta_{мех}}{U_{мех.ф}}; \quad (5.19)$$

$$T_{mp1} = \frac{T_{mp}}{U_{мех.ф} \cdot \eta_{мех}}, \quad (5.20)$$

где  $U_{мех.ф}$  – фактическое передаточное число механизма, определенное после окончательного выбора передачи.

*Выбор предохранительной муфты.* Если кинематическая схема содержит червячный редуктор, то необходимо применять предохранительную муфту, ограничивающую передаваемый вращающий момент. Наиболее часто используют муфты, встроенные в редуктор. При расчете момента, на который должна регулироваться муфта, и определении усилия пружин дисковых муфт используют методику, представленную в [8], для конических – в [11]. Муфта предельного момента рассчитывается на момент



$$T_{\phi} = 1,1 \left[ T_{\text{дв}}^{\text{max}} - \frac{(J_p + J_m) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 t_p} \right] U_{\text{мех.}\phi} \cdot \eta_m, \quad (5.21)$$

где  $\eta_m$  – КПД передачи между валом двигателя и валом с муфтой.

*Проверочные расчеты механизма поворота.* Выбранный по формуле (5.12) двигатель проверяется на время разгона  $t_p$  до номинальной скорости

$$t_p = \frac{n_{\text{дв}} \left[ 1,2(J_p + J_m) + \frac{\sum J_{\text{м.п.ч}}}{U_{\text{мех.}\phi}^2 \eta_{\text{мех}}} \right]}{9,55 \left( T_{\text{ср.п}} - \frac{T_{\text{тр}}}{U_{\text{мех.}\phi} \cdot \eta_{\text{мех}}} \right)}, \quad (5.22)$$

где  $n_{\text{дв}}$  – частота вращения ротора,  $\text{мин}^{-1}$ .

$J_p$  и  $J_m$  – моменты инерции ротора двигателя и соединительных муфт, находящихся на валу двигателя,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$T_{\text{ср.п}}$  – средний пусковой момент двигателя,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ,

$$T_{\text{ср.п}} = \psi \cdot T_{\text{дв.н}}, \quad (5.23)$$

где  $T_{\text{дв.н}}$  – номинальный момент двигателя, по формуле (2.26),  $\text{Н}$ .

Время разгона  $t_p$  должно находиться в пределах 3...5 с. Если время разгона окажется существенно больше (на 20 % и более) указанных выше значений, необходимо выбрать другой, более мощный двигатель. Двигатель также проверяется на нагрев.

Выбранный тормоз должен обеспечить время торможения, примерно равное времени разгона ( $t_m \approx t_p$ ).

Время торможения определяется для крана с грузом по формуле

$$t_m = \frac{n_{\text{дв}} \left[ 1,2(J_p + J_m) + \frac{\sum J_{\text{м.п.ч}}}{U_{\text{мех.}\phi}^2} - \eta_{\text{мех}} \right]}{9,55 \left( T_m + T_m \frac{\eta_{\text{мех}}}{U_{\text{мех.}\phi}} \right)}. \quad (5.24)$$

При невыполнении условия проверки (если время торможения значительно больше времени разгона) увеличивают тормозной момент.

### **Контрольные вопросы**

1 Каковы конструктивные особенности опор кранов с вращающейся колонной?

- 2 Каковы особенности компоновки и расположения механизмов поворота кранов с поворотной колонной?
- 3 Может ли служить самотормозящаяся передача заменой тормоза?
- 4 Как рассчитывается предохранительная муфта?
- 5 Определяет ли высоту крана высота подъема груза?
- 6 От чего зависит момент сопротивления поворотного крана повороту?
- 7 Как определить время торможения механизма поворота крана?
- 8 Как определить необходимую мощность двигателя механизма поворота?
- 9 Как определить вес противовеса крана с поворотной колонной?

## 6 Практическое занятие № 6. Расчет механизма вращения

**Цель работы:** приобрести умения и навыки расчета механизмов поворота кранов с вращающейся колонной.

### 6.1 Исходные данные

Исходные данные задаются преподавателем: частота вращения крана  $n_{кр}$ , мин<sup>-1</sup>; группа режима работы механизма; максимальный вылет  $L$ , м. Остальные заданы в практических занятиях № 1–4.

### 6.2 Порядок выполнения работы

После получения исходных данных проводится расчет механизма поворота крана в представленной ниже последовательности. Для выполнения работы необходимо использовать справочную литературу.

*Выбор места расположения и кинематической схемы механизма.* Требования к конструкции и расположению механизма поворота крана с вращающейся колонной, представленного на рисунке 6.1, в целом аналогичны рассмотренным в работе № 5. Отличия имеются в конструкции опор.

В стационарных кранах с вращающейся колонной и в настенных кранах в верхних опорах используют один подшипник качения, воспринимающий горизонтальные нагрузки, чаще всего радиальный сферический двухрядный. В качестве нижней опоры таких кранов в опорах используют два подшипника качения: один подшипник, воспринимающий горизонтальные нагрузки, и один упорный подшипник, воспринимающий вертикальные нагрузки.

*Построение расчетной схемы, определение опорных реакций, выбор подшипников.* Особенности выбора параметров кранов с вращающейся колонной изложены в практической работе № 5.

*Определение момента сопротивления повороту.* Расчет ведется по формуле (5.5). Моменты сил трения в верхней и нижней опорах определяются из зависимостей

$$T_{тр.в} = f \cdot R_H \cdot \frac{d_1}{2}; \quad (6.1)$$

$$T_{тр.н} = f \cdot \left( R_H \cdot \frac{d_2}{2} + R_V \cdot \frac{d_3}{2} \right). \quad (6.2)$$

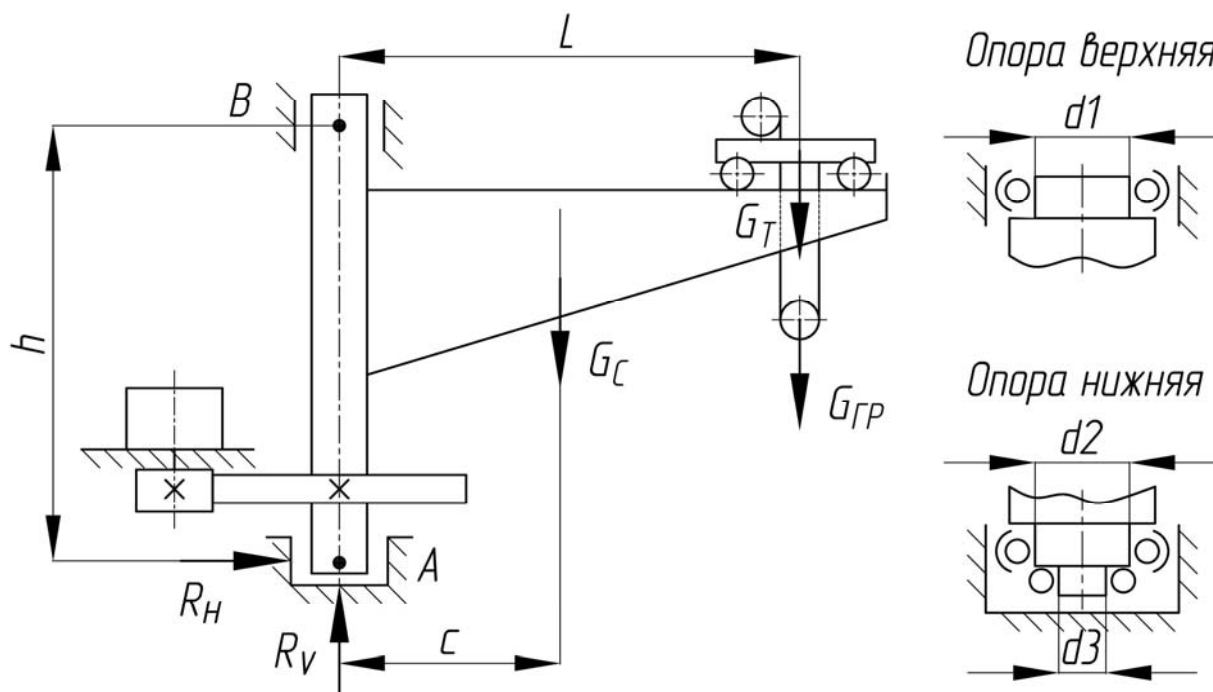


Рисунок 6.1 – Кран поворотный с вращающейся колонной

Выбор двигателя, передачи, тормоза, предохранительной муфты, проверочные расчеты механизма вращения выполняются по методике, аналогичной предложенной в практической работе № 5.

### Контрольные вопросы

- 1 Каковы конструктивные особенности опор кранов с вращающейся колонной?
- 2 Каковы особенности компоновки и расположения механизмов поворота кранов с поворотной колонной?
- 3 С какой целью в механизме поворота предусматривается предохранительная муфта?
- 4 Как определяются моменты сил трения в опорах кранов с вращающейся колонной?
- 5 От чего зависит момент сопротивления крана с вращающейся колонной повороту?
- 6 Как определить время разгона механизма поворота крана?

## 7 Практическое занятие № 7. Расчет ленточного конвейера

**Цель работы:** приобрести умения и навыки предварительного расчета механизмов прямолинейного ленточного конвейера с резиноканевой лентой для транспортирования сыпучих грузов.

### 7.1 Исходные данные

Исходные данные задаются преподавателем: необходимая расчетная производительность  $Q$ , т/ч; тип транспортируемого груза; максимальный размер куска  $a_{\max}$ , мм; параметры трассы конвейера: длина  $L$ , м, и высота  $H$ , м, подъема или опускания; способ загрузки и разгрузки; условия эксплуатации.

### 7.2 Порядок выполнения работы

После получения исходных данных проводится расчет конвейера в представленной ниже последовательности. Для выполнения работы необходимо использовать справочную литературу.

*Определение параметров ленты.* Нормативную ширину ленты принимают по условию

$$B \geq k_2 \cdot a_{\max} + 200, \quad (7.1)$$

где  $a_{\max}$  – наибольший размер типичного куска, мм;

$k_2$  – коэффициент типа груза; для сортированного  $k_2 = 3,3$ , для рядового  $k_2 = 2,2$ .

Наибольший угол наклона ленты конвейера в соответствии со схемой на рисунке 7.1 принимается на  $10^\circ \dots 15^\circ$  меньше угла трения груза о ленту.

Скорость движения ленты предварительно выбирается в зависимости от типа груза и способа разгрузки [12].

Расчетная ширина ленты определяется по формуле

$$B \geq 1,1 \left( \sqrt{\frac{Q}{k_n \cdot v \cdot \rho \cdot k_\beta}} + 0,05 \right), \quad (7.2)$$

где  $Q$  – заданная расчетная производительность конвейера, т/ч;

$k_n$  – коэффициент площади поперечного сечения груза на ленте, зависящий от угла естественного откоса [4, 12];

$v$  – скорость движения ленты, м/с [4, 12];

$\rho$  – плотность груза, т/м<sup>3</sup>;

$k_\beta$  – коэффициент уменьшения площади поперечного сечения груза на ленте на наклонных участках [4, 12].

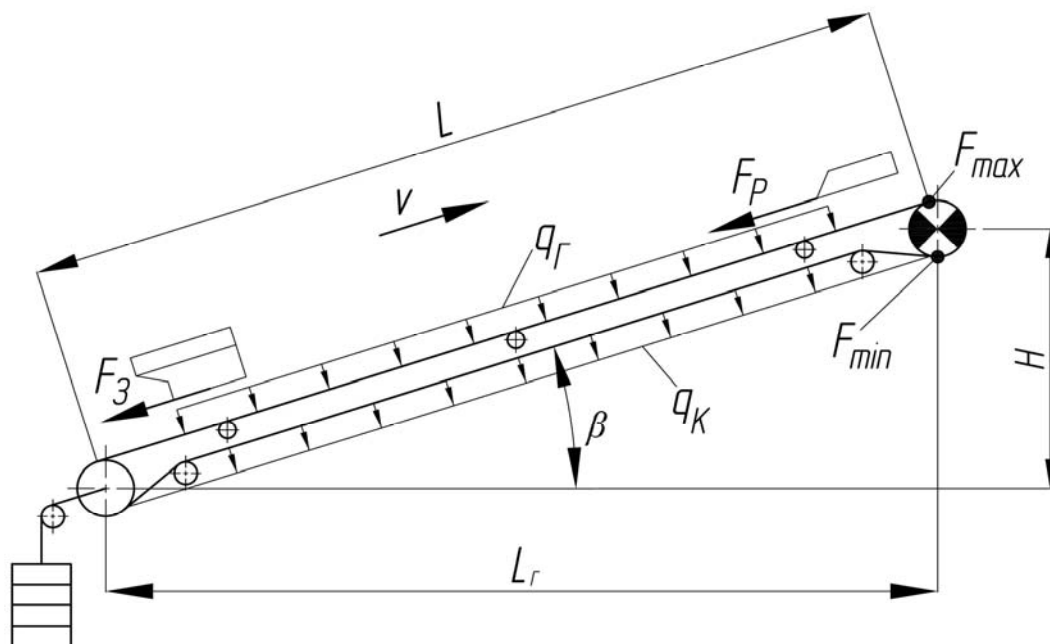


Рисунок 7.1 – Расчетная схема конвейера

Полученное значение ширины ленты проверяется по условию (7.1). Окончательную ширину ленты и скорость движения выбирают из нормального ряда [12]. При выборе более широкой ленты для обеспечения заданной производительности рекомендуется уменьшить скорость движения ленты для обеспечения заданной производительности.

*Определение параметров роlikоопор.* Тип роlikоопор, количество роlikов, диаметр роlikов и расстояние между роlikоопорами рабочей ветви ленточного конвейера принимают по рекомендациям [12].

*Определение параметров натяжного устройства.* Ход натяжного устройства принимается по формулам:

– для резинотканевых лент с прокладками из комбинированных нитей

$$s \geq 0,025L + 0,3 ; \quad (7.3)$$

– для резинотканевых лент с прокладками из полиамидных нитей

$$s \geq (0,02..0,04)L + 0,3 , \quad (7.4)$$

где  $L$  – общая длина участков конвейера, м.

*Определение тяговой силы конвейера.* Тяговая сила для прямолинейного участка конвейера рассчитывается следующим образом:

$$F = (k \cdot L_0(q_2 + q_k) \pm q_2 H) \cdot k_k + F_p + F_3 , \quad (7.5)$$

где  $k$  – коэффициент сопротивления, учитывающий конструкцию роликоопор и условия работы [12];

$L_2$  – длина горизонтальной проекции загруженного участка, м;

$q_2$  – линейная сила тяжести груза, Н/м;

$q_k$  – линейная сила тяжести движущихся частей роликоопор, Н/м;

$k_k$  – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности [4, 12];

$F_p$  – сопротивление разгрузочного устройства при его наличии, Н;

$F_3$  – сопротивление загрузочного устройства при его наличии, Н;

$H$  – высота подъема или опускания груза, м.

Линейная сила тяжести  $q_2$  насыпного груза

$$q_2 = A \cdot \rho \cdot g, \quad (7.6)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения потока груза в зависимости от конструкции конвейера [12], м<sup>2</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\rho$  – насыпная плотность груза, кг/м<sup>3</sup>.

Линейная сила тяжести подвижных частей конвейера

$$q_2 = 2q_l + q_{pk} + q_{xk}, \quad (7.7)$$

где  $q_l$  – линейная сила тяжести ленты, Н/м.

$q_{pk}, q_{xk}$  – линейная сила тяжести роликоопор рабочей и холостой ветви, Н/м.

Линейные силы тяжести ленты и роликоопор предварительно принимают приближенно по рекомендациям [12]. Сопротивление загрузочного и разгрузочного устройства конвейера вычисляется по рекомендациям [12] в зависимости от заданного способа разгрузки.

Определяются силы натяжения:

– набегающей ветви ленты

$$F_{нб} = k_3 \cdot \frac{F \cdot e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (7.8)$$

– сбегающей ветви ленты

$$F_{сб} = k_3 \cdot \frac{F}{e^{(f\alpha-1)}}, \quad (7.9)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса сцепления ленты с барабаном,  $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ ;

$\alpha$  – угол обхвата лентой приводного барабана, для однобарабанных приводов  $\alpha = 180^\circ \dots 240^\circ = 3,14 \dots 4,18$  рад;

$f$  – коэффициент сцепления приводного барабана с лентой [12].

По расчетному натяжению определяют необходимое число прокладок резиноканевой ленты:

$$z \geq z_{\min} \cdot \frac{F_{\max}}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (7.10)$$

*Определение параметров барабана.* Наименьший диаметр приводного барабана  $D_{\delta}$ , мм, для резиноканевой ленты

$$D_{\delta} \geq k \cdot z, \quad (7.11)$$

где  $k$  – коэффициент диаметра приводного барабана [12];  
 $z$  – число прокладок в ленте.

Выбранный диаметр приводного барабана необходимо проверить по действующему давлению ленты на поверхность барабана:

$$D_{\delta} \geq \frac{360 \cdot F}{B \cdot [p] \cdot \pi \cdot \alpha \cdot f}, \quad (7.12)$$

где  $[p]$  – допускаемое давление между лентой и барабаном,  $[p] = 10^5 \dots 1,1 \cdot 10^5$  Па.

Окончательно диаметр барабана и его длину принимают из стандартного ряда по ГОСТ 22644–77 [12]. Диаметры концевых и натяжных барабанов принимают равными  $0,8D_B$ , отклоняющего барабана –  $0,65D_B$ .

*Определение параметров привода конвейера.* Мощность приводного двигателя  $N$ , кВт, определяют по формуле

$$N \geq \frac{k_3 \cdot F \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \quad (7.13)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса,  $k_3 = 1,1 \dots 1,35$ ;

$\eta$  – общий КПД механизма привода,  $\eta = 0,8 \dots 0,9$ .

Частота вращения приводного барабана определяется следующим образом:

$$n_{\delta} \geq \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_{\delta}}. \quad (7.14)$$

По полученным значениям выбирается двигатель привода, производится расчет передаточного числа механической передачи между валом двигателя и приводным барабаном:

$$u \geq \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\delta}}, \quad (7.15)$$

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

В практике привод конвейера обычно состоит из электродвигателя, редуктора и цепной или клиноременной передачи, поэтому

$$u \geq u_p \cdot u_n, \quad (7.16)$$

где  $u_p$  – передаточное число принятого редуктора;

$u_n$  – передаточное число цепной или клиноременной передачи.

Далее выбираются необходимые элементы привода, составляется кинематическая схема, определяется фактическое передаточное число привода и уточняется скорость движения ленты:

$$v_\phi \geq \frac{\pi \cdot D_B \cdot n_{\text{дв}}}{60 u_\phi}, \quad (7.17)$$

где  $u_\phi$  – фактическое передаточное отношение привода.

Фактическая скорость должна находиться в рекомендуемом для заданного типа материала и ширины ленты интервале [4, 12].

Уточняется производительность конвейера:

$$Q_\phi \geq k_n k_\beta (0,9B - 0,05)^2 \cdot v_\phi \cdot \rho. \quad (7.18)$$

*Уточненные и проверочные расчеты.* Методика проведения проверочных расчетов представлена в [4, 12] и включает:

- тяговый расчет методом обхода по контуру;
- расчет тягового органа на прочность и уточнение его основных размеров;
- проверку двигателя на достаточность пускового момента;
- определение усилия в набегающей ветви тягового органа конвейера при пуске и определение коэффициента перегрузки;
- определение расчетного тормозного момента и выбор тормоза.

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Как определяют параметры ленты?
- 2 Какие сопротивления учитывают при определении силы тяги?
- 3 Как выбираются роlikопоры и натяжное устройство?
- 4 Как параметры ленты влияют на диаметр тягового барабана?
- 5 Каков состав и порядок расчета привода конвейера?
- 6 От чего зависит нормативная и расчетная производительность?



## 8 Практическое занятие № 8. Расчет цепного конвейера

**Цель работы:** приобрести умения и навыки предварительного расчета механизмов прямолинейного пластинчатого конвейера с тяговыми органами в виде бесконечных цепей.

### 8.1 Исходные данные

Исходные данные задаются преподавателем: тип и параметры транспортируемого груза; необходимая производительность: массовая  $Q$ , т/ч (насыпные грузы); штучная  $Z$ , шт./ч (штучные грузы); параметры трассы конвейера: длина  $L$ , м, и высота  $H$ , м, подъема или опускания; способ загрузки и разгрузки; условия эксплуатации.

### 8.2 Порядок выполнения работы.

После получения исходных данных проводится расчет конвейера в представленной ниже последовательности. Для выполнения работы необходимо использовать справочную литературу. Расчетная схема конвейера с тяговой цепью представлена на рисунке 8.1.

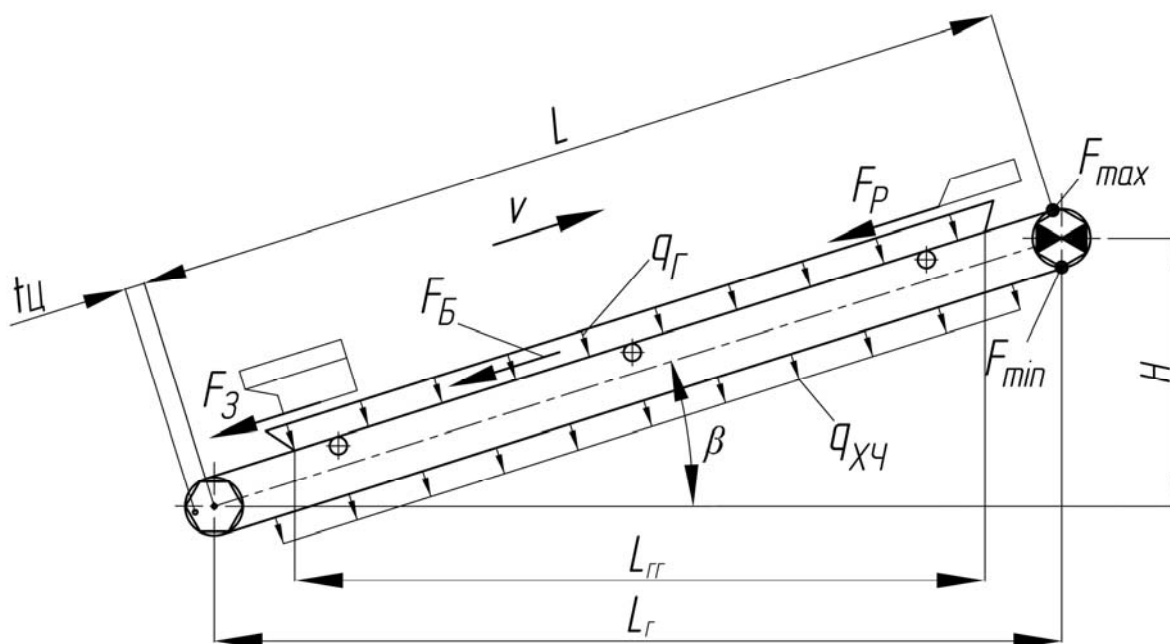


Рисунок 8.1 – Расчетная схема конвейера с тяговой цепью

**Определение параметров настила.** Цепные конвейеры состоят из тягового органа (в виде одной или двух бесконечных тяговых цепей) с прикрепленным к ним настилом из отдельных пластин, приводного и натяжного устройств, загрузочного устройства и рамы. Привод наиболее часто осуществляется от

электродвигателя через редуктор. Настил является грузонесущим элементом пластинчатого конвейера и может быть с бортами и без них, плоским, волнистым, коробчатым [4, 12].

Нормативная ширина настила при транспортировании насыпных грузов принимается из условия

$$B \geq k_2 a_{\max} + 200, \quad (8.1)$$

где  $a_{\max}$  – наибольший размер типичного куска, мм;

$k_2$  – коэффициент типа груза; для сортированного  $k_2 = 2,7$ , для рядового  $k_2 = 1,7$ .

Нормативная ширина настила при транспортировании штучных грузов принимается из условия

$$B \geq b_1 + B_1, \quad (8.2)$$

где  $b_1$  – наибольший поперечный размер груза, мм;

$B_1$  – запас ширины настила; для без бортового настила  $B_1 = 50 \dots 100$ , для настила с бортами  $B_1 = 100 \dots 150$ , мм.

Высота бортов  $h$  при транспортировании насыпных грузов определяется по рекомендациям [12] в зависимости от размера типичного куска, а при транспортировании штучных грузов принимается 100...160 мм.

Задается скорость ходовой части (полотна) пластинчатых конвейеров для сыпучих грузов в зависимости от принятой ширины настила согласно рекомендациям [12]. При транспортировании штучных грузов необходимая скорость движения настила  $v$ , м/с, определяется по формуле

$$v \geq \frac{Z \cdot a}{3600}, \quad (8.3)$$

где  $a$  – шаг расположения штучных грузов вдоль конвейера, м.

Выбирается угол наклона пластинчатого конвейера в соответствии со схемой на рисунке 8.1 по рекомендациям [12]. При этом необходимо выполнение условия

$$\beta < \varphi_0 - 5^\circ, \quad (8.4)$$

где  $\varphi_0$  – угол естественного откоса груза в движении [12], град.

Определяется расчетная ширина настила при транспортировании насыпных грузов:

– при настиле без бортов

$$B \geq \sqrt{\frac{Q}{648 \cdot v \cdot \rho \cdot k_{\beta} \cdot \operatorname{tg}(0,4\varphi)}}; \quad (8.5)$$

– при настиле с бортами

$$B \geq \sqrt{\frac{Q}{900 \cdot v \cdot \rho \cdot k_{\beta} \cdot \operatorname{tg}(0,4\varphi)} + \left(\frac{2h \cdot \psi}{k_{\beta} \cdot \operatorname{tg}(0,4\varphi)}\right)^2} - \frac{2h \cdot \psi}{k_{\beta} \cdot \operatorname{tg}(0,4\varphi)}. \quad (8.6)$$

где  $Q$  – заданная производительность, т/ч;

$v$  – скорость движения настила, м/с;

$\rho$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>;

$k_{\beta}$  – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера [12];

$\varphi$  – угол естественного откоса груза в состоянии покоя, град;

$h$  – высота борта, м;

$\psi$  – коэффициент использования высоты борта,  $\psi = 0,65 \dots 0,8$ .

Полученную ширину настила необходимо проверить по зависимости (8.1) или (8.2). Окончательно полученные ширина и высота бортов должны быть округлены до ближайших размеров по ГОСТ 22281–76 [12].

*Определение шага цепей, делительного диаметра звездочки и хода натяжного устройства.* Тяговые цепи выбираются в зависимости от ширины настила [12]. В соответствии с выбранным шагом цепи  $t_{ц}$  и рекомендуемым числом зубьев звездочки  $z_{ц} = 6 \dots 12$  по [4, 12] определяется диаметр делительной окружности  $D_0$ , мм.

Ход натяжного устройства выбирается в зависимости от шага тяговых цепей по рекомендациям [12].

*Определение тяговой силы конвейера.* Тяговая сила определяется из зависимости

$$F = 1,05[F_{\min} + k \cdot q_z \cdot L_{z2} + 2k \cdot q_{xч} \cdot L_z \pm q_z H] \cdot k_k + F_{\delta} + F_p + F_3, \quad (8.7)$$

где  $F_{\min}$  – наименьшее натяжение цепей,  $F_{\min} = 1000 \dots 3000$  Н;

$k$  – коэффициент сопротивления пластинчатого конвейера [12];

$q_z$  – линейная сила тяжести груза на конвейере, Н/м;

$L_{z2}$  – длина горизонтальной проекции загруженной части рабочей ветви конвейера, м;

$q_{xч}$  – линейная сила тяжести ходовой части конвейера, Н/м;

$L_z$  – длина горизонтальной проекции конвейера, м;

$H$  – высота подъема или опускания груза, м;

$F_{\delta}$  – сопротивление трения груза о неподвижные борта, Н;

$F_p$  – сопротивление разгрузочного устройства при его наличии, Н;

$F_3$  – сопротивление загрузочного устройства при его наличии, Н;

$H$  – высота подъема или опускания груза, м.

Линейная сила тяжести насыпного груза при транспортировании насыпных грузов определяется по формуле (7.6), при транспортировании штучных грузов по формуле

$$q_z \geq g \frac{m_z}{a}, \quad (8.8)$$

где  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;

$a$  – шаг расположения штучных грузов  $a \geq 0,1 \dots 0,3$  м;

$m_z$  – масса штучного груза, кг.

Линейная сила тяжести для ходовой части (настила с цепями) определяется по формуле

$$q_{xч} \approx 600B + K, \quad (8.9)$$

где  $B$  – ширина настила, м;

$K$  – коэффициент зависящий от характеристик груза, ширины настила и высоты борта [12], для настила без бортов значение коэффициента необходимо уменьшить на 10%...15 %.

Сопротивление трения насыпных грузов при наличии неподвижных бортов

$$F_{\sigma} = f \cdot h_p^2 \cdot \rho \cdot l_{\sigma} \cdot g \cdot 10^{-3}, \quad (8.10)$$

где  $f$  – коэффициент трения насыпного груза о стенки борта [12];

$h_p$  – рабочая высота борта (по высоте груза), м;

$\rho$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>;

$l_{\sigma}$  – длина бортов, м.

Сопротивление загрузочного и разгрузочного устройства конвейера вычисляется по рекомендациям [12] в зависимости от заданного способа разгрузки.

Расчетное натяжение тягового органа

$$F_{расч} = F_{max} + F_{дин}, \quad (8.11)$$

где  $F_{дин}$  – динамическая нагрузка на цепи, Н.

При скорости полотна до 0,2 м/с динамические нагрузки на цепи можно не учитывать.

Максимальное статическое натяжение тягового органа

$$F_{max} \approx 1,05(F_{min} + F_0). \quad (8.12)$$

Динамическая нагрузка на цепи

$$F_{дин} \approx \frac{60v^2 \cdot L}{z_u^2 \cdot t_u} \cdot (q_z + k_1 q_{xc}), \quad (8.13)$$

где  $L$  – длина конвейера, м;

$z_u$  – число зубьев ведущей звездочки тяговой цепи;

$t_u$  – шаг тяговой цепи, м;

$k_1$  – коэффициент приведения массы, учитывающий, что не все элементы конвейера движутся с максимальным ускорением, а также влияние упругости цепи [12].

Для двухцепного тягового органа расчетное натяжение цепи

$$F_{расч}^u = 0,6 F_{расч}. \quad (8.14)$$

Выбор типа цепи производят по необходимой разрушающей нагрузке:

$$F_{разр} \geq k_u F_{расч}^u, \quad (8.15)$$

где  $k_u$  – запас прочности; для горизонтальных конвейеров  $k_u = 6 \dots 8$ , для наклонных  $k_u = 8 \dots 10$ .

По разрушающей нагрузке в соответствии с ГОСТ 588 [12] производится выбор цепи.

*Определение параметров привода цепного конвейера.* Мощность приводного двигателя  $N$ , кВт, определяют по формуле

$$N \geq \frac{F \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \quad (8.16)$$

где  $\eta$  – общий КПД механизма привода,  $\eta = 0,94 \dots 0,96$ .

Из условия обеспечения принятой скорости движения конвейера определяется частота вращения вала приводимых звездочек:

$$n_3 \geq \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_0}. \quad (8.17)$$

По полученным значениям выбирается двигатель привода и производится расчет общего передаточного числа механической передачи между валом двигателя и тяговой звездочкой:

$$u \geq \frac{n_{дв}}{n_3}, \quad (8.18)$$

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

Далее общее передаточное число делится между составляющими привода, выбираются необходимые элементы привода, составляется кинематическая схема, определяется фактическое передаточное число привода и уточняется скорость движения цепи:

$$v_{\phi} \geq \frac{z \cdot t \cdot n_{дв}}{60 u_{\phi}}, \quad (8.19)$$

где  $u_{\phi}$  – фактическое передаточное отношение привода.

Фактическая скорость должна находиться в рекомендуемом для заданного типа материала и ширины ленты интервале [4, 12].

Уточняется производительность конвейера:

– с бортами

$$Q_{\phi} \geq 648 B^2 \cdot k_{\beta} \cdot v_{\phi} \cdot \rho \cdot \operatorname{tg}(0,4\varphi); \quad (8.20)$$

– без бортов

$$Q_{\phi} \geq 900 v_{\phi} \cdot \rho [B \cdot k_{\beta} \cdot \operatorname{tg}(0,4\varphi) + 4h \cdot \psi]. \quad (8.21)$$

*Уточненные и проверочные расчеты.* Методика проведения проверочных расчетов представлена в [4, 12] и включает:

- уточненный тяговый расчет конвейера методом обхода по контуру;
- выполнение проверочного расчета цепи на прочность;
- определение усилия в цепи, набегающей на приводную звездочку, при пуске конвейера и коэффициента снижения прочности тяговых цепей при пуске;
- определение расчетного тормозного момента и выбор тормозного устройства.

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Какие типы цепей используют в качестве тяговых органов?
- 2 Какие сопротивления учитывают при определении силы тяги?
- 3 Как определяются параметры настила конвейера?
- 4 Как определяют параметры звездочки и тяговой цепи?
- 5 От чего зависит нормативная и расчетная производительность?

## Список литературы

- 1 Правила по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов. – Минск : ДИЭКОС, 2019. – 220 с.
- 2 **Брауде, В. И.** Справочник по кранам / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин; под общ. ред. В. И. Брауде. – Москва : Машиностроение, 1988. – Т. 1–2.
- 3 **Казак, С. А.** Курсовое проектирование грузоподъемных машин : учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / С. А. Казак, В. Е. Дусье, Е. С. Кузнецов; под общ. ред. С. А. Казака. – Москва: Высшая школа, 1989. – 319 с.
- 4 **Иванченко, Ф. К.** Расчеты грузоподъемных и транспортных машин / Ф. К. Иванченко, В. С. Бондарев, В. Я. Барабанов; под общ. ред. Ф. К. Иванченко. – Киев : Вища школа, 1978. – 576 с.
- 5 **Александров, М. П.** Подъемно-транспортные машины: учебник для вузов / М. П. Александров. – Москва : Высшая школа, 1972. – 214 с.
- 6 **Парницкий, А. Б.** Мостовые краны общего назначения / А. Б. Парницкий, А. П. Шабашов, А. Г. Лысяков; под общ. ред. А. Б. Парницкого. – Москва : Машиностроение, 1971. – 503 с.
- 7 **Савицкий, В. П.** Грузоподъемные машины: курсовое проектирование / В. П. Савицкий. – Минск : Вышэйшая школа, 1981. – 160 с.
- 8 **Руденко, Н. Ф.** Грузоподъемные машины / Н. Ф. Руденко. – Москва : Машгиз, 1968. – 274 с.
- 9 Отраслевые расчеты кранов / А. Х. Комащенко [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1974. – 487 с.
- 10 **Руденко, Н. Ф.** Курсовое проектирование грузоподъемных машин: атлас конструкций / Н. Ф. Руденко, М. П. Александров, А. Г. Лысяков; под общ. ред. Н. Ф. Руденко. – Москва : Машиностроение, 1996. – 324 с.
- 11 **Павлов, Н. Г.** Примеры расчета кранов / Н. Г. Павлов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение, 1976. – 320 с.
- 12 **Марон, Ф. Л.** Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / Ф. Л. Марон, А. В. Кузьмин. – Минск : Вышэйшая школа, 1977. – 272 с.