

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

Рекомендовано Учебно-методическим объединением по аграрному техническому образованию в качестве учебно-методического комплекса для студентов учреждений высшего образования группы специальностей 74 06 Агроинженерия, специальности 1-36 12 01 Проектирование и производство сельскохозяйственной техники

Минск
БГАТУ
2015

УДК 621.86.001.63 (0758)
ББК 34.42я73
П45

Составители:

кандидат технических наук, доцент *Н. Н. Романюк*,
кандидат технических наук, доцент *К. В. Сашко*,
кандидат технических наук, доцент *В. А. Агейчик*,
старший преподаватель *А. И. Оскирко*,
старший преподаватель *А. Л. Вольский*,
старший преподаватель *П. В. Клавсуть*

Рецензенты:

заведующий кафедрой «Детали машин и подъемно-транспортные устройства» БГТУ,
кандидат технических наук, доцент *С. Е. Бельский*;
главный инженер НПЦ НАН по МСХ,
кандидат технических наук, старший научный сотрудник *А. Л. Рапинчук*

Подъемно-транспортные машины и механизмы : учебно-методический
П45 комплекс / сост.: Н. Н. Романюк, К. В. Сашко, В. А. Агейчик [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2015. –
208 с.

ISBN 978-985-519-760-8.

Рассмотрены основные конструкции современных подъемно-транспортных машин, принципы их действия, области применения: приведены основы расчета и конструирования механизмов и отдельных деталей грузоподъемных и транспортирующих машин. Особое внимание обращено на специфику работы деталей и механизмов в условиях повторно-кратковременного режима и на соблюдение норм техники безопасности, регламентированных правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов.

Включает общую характеристику учебной дисциплины, тематический план ее изучения, учебно-методические материалы к лабораторным и практическим занятиям, вопросы для самоконтроля знаний, тестовые задания и вопросы для подготовки к экзаменам.

Для студентов и преподавателей технических вузов.

УДК 621.86.001.63 (0758)
ББК 34.42я73

Содержание

Модуль 0	
Введение в дисциплину.....	5
Примерный тематический план.....	6
Модуль 1	
Грузоподъемные машины.....	8
Учебно-методические материалы к лабораторным и практическим занятиям модуля 1.....	10
Лабораторная работа № 1	
Определение коэффициента полезного действия полиспаста.....	10
Практическое занятие № 1	
Построение схем полиспастов и расчет деталей крюковой подвески.....	12
Лабораторная работа № 2	
Исследование работы барабанов механизма подъема.....	26
Практическое занятие № 2	
Расчет барабана механизма подъема груза.....	29
Лабораторная работа № 3	
Исследование колодочного тормоза.....	37
Практическое занятие № 3	
Расчет колодочного тормоза.....	41
Лабораторная работа № 4.	
Исследование механизма передвижения крана по рельсовым путям.....	44
Практическое занятие № 4	
Расчет механизмов передвижения грузоподъемных машин.....	50
Лабораторная работа № 5	
Исследование работы ленточного тормоза.....	63
Практическое занятие № 5	
Расчет ленточных тормозов.....	69
Лабораторная работа № 6	
Исследование червячной тали.....	73
Практическое занятие № 6	
Расчет червячной тали.....	75
Лабораторная работа № 7	
Исследование безопасной рукоятки.....	79
Практическое занятие № 7	
Расчет безопасной рукоятки.....	81
Тестовые задания по модулю 1.....	87
Вопросы для контроля результатов изучения модуля 1.....	102
Модуль 2	
Транспортирующие машины.....	103
Учебно-методические материалы к лабораторным и практическим занятиям модуля 2.....	104
Лабораторная работа № 8	
Исследование ленточного конвейера.....	107
Практическое занятие № 8	
Расчет ленточного конвейера.....	111
Лабораторная работа № 9	
Исследование винтового транспортера.....	128
Практическое занятие № 9	
Расчет винтового транспортера.....	131

Лабораторная работа № 10	
Исследование устойчивости скребка.....	134
Практическое занятие № 10	
Расчет скребкового конвейера.....	140
Лабораторная работа № 11	
Определение динамических сил, действующих на тяговую цепь пластинчатого транспортера.....	143
Практическое занятие № 11	
Расчет пластинчатого конвейера.....	153
Практическое занятие № 12	
Расчет ковшовых элеваторов.....	157
Практическое занятие № 13	
Техническое освидетельствование грузоподъемных кранов.....	162
Тестовые задания по модулю 2.....	182
Вопросы для контроля результатов изучения модуля 2.....	200
Вопросы для подготовки к экзамену	201
Список литературы.....	203
Приложения.....	204

Модуль 0

Введение в дисциплину

Интенсивное развитие сельскохозяйственного производства невозможно без применения высокопроизводительной техники, комплексной механизации и автоматизации производства. Значительное место в технологических процессах по выращиванию сельскохозяйственной продукции, ее переработке и хранению занимают подъемно-транспортные машины и механизмы. В настоящее время они выполняют не вспомогательную роль, а превращаются в один из основных решающих факторов, определяющих эффективность производства. Нельзя обеспечить устойчивый ритм работы предприятия без средств механизации трудоемких и тяжелых работ, без связующей роли подъемно-транспортных машин и механизмов между машинами, выполняющими отдельные операции технологического процесса.

Современные высокопроизводительные грузоподъемные и транспортирующие машины работают с большими скоростями и производительностью и требуют квалифицированного использования и обслуживания, которое обеспечивается грамотными, хорошо подготовленными специалистами.

Подъемно-транспортные машины и механизмы – комплексная дисциплина, составляющая основу общетехнической подготовки инженеров. Она является завершающей в цикле общепрофессиональных дисциплин (теоретическая механика, теория механизмов и машин, сопротивление материалов) и связующей со специальными дисциплинами.

Дисциплина изучает основы теории и расчета грузоподъемных и транспортирующих машин и механизмов и является обобщающей для проектирования любого механизма в области техники независимо от его назначения.

Цель изучения дисциплины – изучение подъемно-транспортных средств механизации и автоматизации в сельскохозяйственном производстве, методов их выбора, расчета и конструирования.

Задачи дисциплины – научить будущих инженеров основам расчета и рационального проектирования машин и элементов их конструкций с обеспечением высокого уровня надежности и работоспособности.

Изучение дисциплины «Подъемно-транспортные машины и механизмы» обеспечит формирование у студентов следующих компетенций:

академических:

владение базовыми научно-теоретическими знаниями и применение их для решения теоретических и практических задач;

использование в профессиональной деятельности методов научного познания, системного и сравнительного анализа;

умение повышать квалификацию в течение всей жизни;

социально-личностных:

способность к социальному взаимодействию, к межличностным коммуникациям, к критике и самокритике;

умение работать в команде;

профессиональных:

высокий уровень общеинженерной подготовки, который позволит будущему специалисту эффективно использовать существующую технику и создавать новую, работать в области проектирования, монтажа, наладки, ремонта и технического обслуживания систем, процессов и производств сельскохозяйственного назначения.

В результате изучения дисциплины «Подъемно-транспортные машины и механизмы» студент должен **знать**:

– конструкцию и основные технические характеристики подъемно-транспортных машин и механизмов;

- основы теории, расчета и конструирования подъемно-транспортных машин;
- правила эксплуатации, требования техники безопасности, производственной санитарии и экологии;

уметь:

- обосновывать выбор подъемно-транспортных средств для механизации трудоемких процессов на предприятиях и в отраслях агропромышленного комплекса;
- выполнять расчеты и проектирование машин и механизмов;
- обеспечить безопасную эксплуатацию подъемно-транспортных машин и механизмов.

Дисциплина базируется на знаниях, полученных при изучении химии, физики, математики, инженерной графики, теоретической механики, теории механизмов и машин. В частности, студенты должны знать векторную алгебру, дифференциальное исчисление, кинематику материальной точки и вращательного движения абсолютно твердого тела, динамику материальной точки и поступательного движения твердого тела, работу и механическую энергию, динамику вращательного движения абсолютно твердого тела, электрохимические процессы; строение металла; машиностроительное черчение; методы структурного анализа различных механизмов и основы расчета их на прочность.

Знание дисциплины «Подъемно-транспортные машины и механизмы» требуется при изучении всех специальных технических дисциплин.

На изучение дисциплины согласно Образовательному стандарту и Типовому учебному плану отводится всего 190 часов, в том числе аудиторных – 72, из них лекционных – 24, лабораторных – 24, практических – 24 часа.

Примерный тематический план

Номер лекций	Наименование модуля	Общее количество аудиторных часов на модуль	В том числе						УСРС (ч)	
			лекции (ч)		лабораторные занятия (ч)		практические занятия (ч)			
			Часы по плану	В том числе УСРС	Часы по плану	В том числе УСРС	Часы по плану	В том числе УСРС		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	М-0 Введение в дисциплину	0,5	0,5							
	М-1 Грузоподъемные машины									
1	Классификация, основные параметры и режимы работы грузоподъемных машин и механизмов	1,5	1,5							
2	Основные узлы и детали. Механизмы подъема груза. Грузозахватные устройства	4	2		2					
3	Конструкции и расчет канатов, цепей, барабанов для намотки канатов и цепей	4			2		2			
4	Остановы и ленточные тормоза	4	2	2	2					2
5	Колодочные тормоза. Конструкции и расчет приводов механизмов подъема груза	10	2		6		2	2		2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6	Механизмы передвижения мостовых кранов	4			2		2		
7	Механизм передвижения тележки крана с гибкой связью. Механизмы изменения вылета стрелы	2					2		
8	Конструкции и расчет механизмов поворота крана. Устойчивость кранов	4	2	2			2		2
	М-2 Транспортирующие машины								
9	Транспортирующие машины: назначение, классификация. Характеристика перемещаемых грузов	2	2	2					2
10	Конструкции и расчет ленточных транспортеров	6	2		2		2		
11	Ленточные конвейеры специальных типов. Механизмы изменения наклона транспортеров	6	2	2	2		2	2	4
12	Конструкции и расчет пластинчатых транспортеров	2					2		
13	Конструкции и расчет ковшовых полочных, люлечных элеваторов	4	2				2		
14	Конструкции и расчет скребковых транспортеров	6	2		2		2		
15	Конструкции и расчет винтовых транспортеров	4			2		2		
16	Пневматические транспортеры: конструкции и расчет	2	2	2					2
17	Устройства, обеспечивающие безопасность работы. Основные правила техники безопасности при работе с подъемно-транспортными механизмами	6	2		2		2		
	ИТОГО:	72	24	10	24	-	24	4	14

Модуль 1

Грузоподъемные машины

В результате изучения модуля студент должен:

знать:

- конструкции, основные параметры механизмов грузоподъемных машин (ГМ);
- правила эксплуатации технического обслуживания и регулировок узлов ГМ;
- основы теории, расчета и конструирования механизмов ГМ;
- требования техники безопасности при эксплуатации ГМ;

уметь:

- обосновывать выбор ГМ для механизации трудоемких процессов в отраслях агропромышленного комплекса;
- выполнять расчеты и проектирование механизмов ГМ;
- производить техническое обслуживание, регулировку, техническое освидетельствование ГМ;
- обеспечить безопасную эксплуатацию ГМ.

1.1 План, научно-теоретическое содержание модуля 1

Название тем и изучаемых вопросов	Научно-теоретическое содержание	Прим. и т. д.
Классификация, основные параметры и режимы работы грузоподъемных машин и механизмов	[1, с. 474-478] с. 490-492 [2, с. 59-76] [3, с. 10-15]	
Основные узлы и детали. Механизмы подъема груза. Грузозахватные устройства	[1, с. 505-509] [2, с. 82-101] [3, с. 118-128]	
Конструкции и расчет канатов, цепей, барабанов для намотки канатов и цепей	[1, с. 509-524] [2, с. 101-133] [3, с. 106-117]	
Остановы и ленточные тормоза	[1, с. 501-505] [2, с. 135-141] [3, с. 79-85]	
Колодочные тормоза. Конструкции и расчет приводов механизмов подъема груза	[1, с. 501-505] с. 515-519 [2, с. 141-156] [3, с. 75-79]	
Механизмы передвижения мостовых кранов	[1, с. 523-528] [2, с. 241-272] [3, с. 155-169]	
Механизм передвижения тележки крана с гибкой связью. Механизмы изменения вылета стрелы	[2, с. 274-278] с. 222-229 [3, с. 197-200]	Изучается самостоятельно
Конструкции и расчет механизмов поворота крана. Устойчивость кранов	[1, с. 528-533] [2, с. 294-324] [3, с. 178-197]	Изучается самостоятельно

Вопросы для самоконтроля

- 1 Конструкция механизма поворота крана. Определение реакций в опорах и их подбор. Определение общего сопротивления повороту.
- 2 Типы гибких тяговых органов, применяемых в ПТМ, характеристика и их подбор. Выбраковка стальных канатов. Определение усилия в канате, наматываемом на барабан.
- 3 Материал и конструкции блоков и барабанов, определение их основных размеров. Проверка стенки барабана механизма подъема на прочность.
- 4 Способы крепления концов стального каната на барабане. Расчет крепления каната с помощью прижимной планки и шпильки.
- 5 Типы полиспастов, их назначение и характеристика. Основные параметры. Привести примеры построения одинарной и двойной подвесок.
- 6 Типы грузозахватных устройств для штучных и сыпучих грузов. Типы и материал крюков. Дать эскиз и указать на нем опасные сечения. Методика подбора крюка.
- 7 Типы крюковых подвесок. Конструкция и расчет основных деталей крюковой подвески.
- 8 Назначение, типы и устройство остановов. Расчет храпового останова.
- 9 Назначение и конструкция ленточных и колодочных тормозов (привести кинематические схемы). Место установки тормоза в кинематической схеме с электрическим приводом. Регулировки колодочного тормоза.
- 10 Типы ленточных тормозов, их схемы. Определение усилий для замыкания простого ленточного тормоза.
- 11 Классификация приводов грузоподъемных машин. Расчет механизма подъема груза с ручным приводом.
- 12 Расчет потребной мощности привода механизма подъема груза. Подбор кранового электродвигателя и проверка его по пусковому моменту.
- 13 Способы перемещения крана (тележки). Типы ходовых колес, их подбор. Выбор материала ходовых колес.
- 14 Определение общего сопротивления перемещению крана (тележки), мощности привода и передаточного механизма.
- 15 Механизм поворота свободно стоящего крана: определение реакций опор, подбор подшипников и роликов. Сопротивление повороту крана.
- 16 Определение потребной мощности привода механизма поворота крана. Определение передаточного числа и конструкция механизма поворота. Привести кинематическую схему механизма.
- 17 Особенности крановых электродвигателей. Проверка кранового электродвигателя поворотного крана по пусковому моменту.
- 18 Грузоподъемные машины, классификация. Основные параметры. Режимы работы.
- 19 Расчет деталей крюковой подвески. Конструкции крюковых подвесок.
- 20 Схемы механизмов передвижения, их конструкции, достоинства и недостатки. Выбор ходовых колес.
- 21 Полиспасты, их типы и конструкция. Порядок построения полиспастов. КПД полиспастов.
- 22 Вычертить схему и описать работу и регулировки колодочного тормоза с гидротолкателем. Определить усилие для расчета пружины.

Учебно-методические материалы к лабораторным и практическим занятиям модуля 1

Лабораторная работа № 1

Определение коэффициента полезного действия полиспаста

Цель работы: экспериментально определить коэффициент полезного действия полиспаста.

Теоретическое обоснование

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом и цепью), употребляемую для увеличения силы (силовые полиспасты) или скорости (скоростные полиспасты). Обычно в грузоподъемных машинах применяют силовые полиспасты, позволяющие уменьшить натяжение гибкого грузового органа, момент от веса груза на барабане и передаточное число механизма.

Коэффициент полезного действия неподвижного блока выражается формулой

$$\eta_n = \frac{1}{1 + \varphi + 2f \frac{d_0}{D} \sin \alpha},$$

где φ – коэффициент жесткости каната;

f – коэффициент трения в опоре блока;

D – диаметр блока;

d_0 – диаметр оси блока;

α – угол обхвата канатом блока.

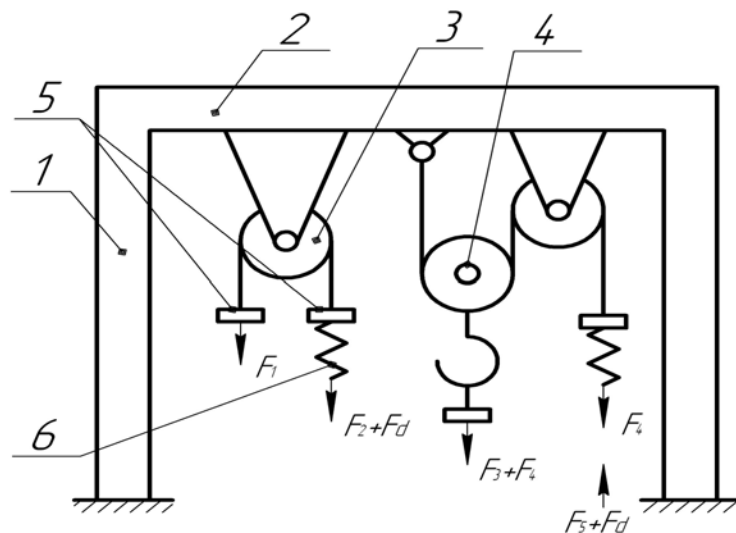
Подвижный блок, который следует рассматривать как полиспаст с кратностью $i_n = 2$, будет иметь КПД

$$\eta_n = \frac{1 + \eta_n}{2},$$

что несколько превышает КПД неподвижного блока.

Описание установки

На рисунке 1.1 представлена принципиальная схема установки для исследования КПД полиспаста. Установка состоит из стоек 1, перекладины 2, с закрепленными на ней блоками с неподвижной осью 3 и подвижным блоком 4. Через блоки перекинут канат, имеются упоры для крепления грузов 5 и динамометра 6.



1 – стойка; 2 – переключатель; 3 – неподвижный блок; 4 – подвижный блок;
5 – грузы; 6 – динамометр

Рисунок 1.1 – Принципиальная схема установки

Подготовка к проведению работ

- 1 Ознакомиться с методическими указаниями.
- 2 Проработать по конспектам лекций и учебникам темы: «Гибкие элементы», «Полиспасты», «Крюковые подвески».
- 3 Подготовить таблицу для записи опытных данных.

Порядок выполнения работы

- 1 Запасовать канат с закрепленными на концах упорами вокруг неподвижного блока 3 (рисунок 1.1).
- 2 Установить на упор 5 груз весом F_1 .
- 3 К другой ветви каната с помощью динамометра 6 приложить силу F_d , пока не нарушится равновесие, т. е. пока груз не начнет двигаться вверх. Записать вес груза и усилие в динамометре в таблицу 1.1.
- 4 Определить вес крюковой подвески F_n .
- 5 Запасовать канат так, чтобы получился одинарный полиспаст кратностью два.
- 6 К крюковой подвеске весом F_n подвесить груз F_2 . С помощью динамометра 6 приложить усилие F_d до тех пор, пока не нарушится равновесие, и груз начнет двигаться вверх.
- 7 Записать вес крюковой подвески, груза и усилие в динамометре в таблицу 1.1. Повторность опытов – трехкратная.

Таблица 1.1 – Опытные значения исследуемых величин, результаты вычисления

Номер опыта	F_1 , Н	F_d	η_n	$F_n + F_2$, Н	F_d	$\eta_{пол}$	η_n
1							
2							
3							
Среднее значение							

Обработка данных

1 Определить КПД неподвижного блока по формуле

$$\eta_n = \frac{F_1}{F_d}$$

Результат расчета внести в таблицу 1.1.

2 Определить среднее арифметическое значение η_n , результат расчета внести в таблицу 1.1.

3 Определить КПД полиспаста по формуле

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{F_n + F_2}{i_n F_d} = \eta_n \eta_n, \quad (1.1)$$

где $i_n = 2$ – кратность полиспаста.

Результат расчета занести в таблицу 1.1.

4 Определить КПД подвижного блока по формуле (1.1)

$$\eta_n = \frac{\eta_{\text{пол}}}{\eta_n}. \quad (1.2)$$

Результат внести в таблицу 1.1.

Вопросы для самоконтроля

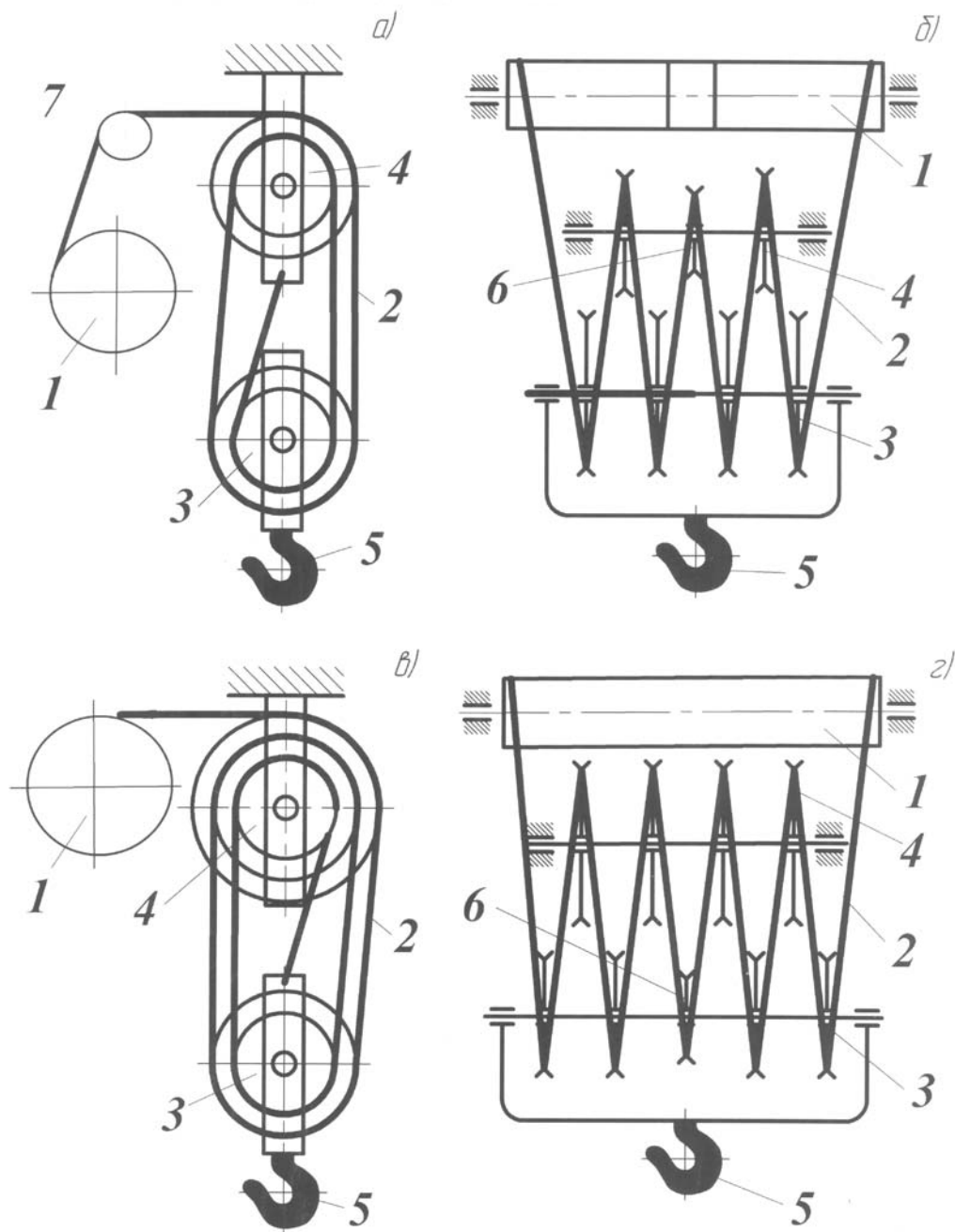
- 1 Как определить максимальное рабочее усилие ветви каната, набегающей на барабан?
- 2 Как определить разрывное усилие каната?
- 3 Расшифровать структурную схему условного обозначения стальных канатов.
- 4 Как определить КПД одинарных и сдвоенных полиспастов?
- 5 Начертить принципиальные схемы полиспастов одинарных и сдвоенных кратностью 2, 3, 4, 5.
- 6 Как подбираются крюки?
- 7 Как рассчитываются детали крюковых подвесок (ось блоков, траверса, серьга)?
- 8 Как подразделяются грузозахватные устройства?
- 9 Какова конструкция стальных проволочных канатов?
- 10 Дать определение полиспаста.

Практическое занятие № 1

Построение схем полиспастов и расчет деталей крюковой подвески

Построение схем полиспастов

Полиспастом (рисунок 1.1) называют систему подвижных 1 и неподвижных 2 блоков, соединенных гибкой связью 3 в виде каната, употребляемую для увеличения силы (силовые полиспасты). Каждый блок в полиспасте представляет вращающийся на оси элемент с ручьем для направления каната. Оси подвижных блоков в отличие от осей неподвижных блоков могут перемещаться в пространстве вместе с крюковой подвеской 4. В качестве приводного элемента для полиспаста служит грузовой барабан 5.



a – одинарный $i_n = 4$ ж; *б* – двойной $i_n = 4$; *в* – одинарный $i_n = 5$; *г* – двойной $i_n = 5$;
 1 – барабан; 2 – ветвь каната; 3 – подвижный блок; 4 – неподвижный блок; 5 – крюк; 6 – уравнильный блок; 7 – направляющий блок

Рисунок 1.1 – Принципиальные схемы полиспастов

В *одинарных* полиспастах (рисунок 1.1, *a, в*) на барабане 1 крепится и может наматываться на него одна ветвь каната 2. Второй конец каната, подвижные 3 и неподвижные блоки 4, крюк 5 крепятся на обойме крюковой подвески. Для наглядности схем одинарных полиспастов на рисунке 1.1, *a* блоки изображены окружностями разных диаметров (в действительности диаметры блоков одинаковые).

В *двойных* полиспастах (рисунок 1.1, *б, г*) на барабане 1 крепятся и могут одновременно наматываться на него обе ветви каната 2. Такой полиспаст фактически представляет

собой два совместно работающих одинарных полиспаста с подвижными 3 и неподвижными 4 блоками. Для устранения перекосов крюковой подвески 5 при неравномерной вытяжке ветвей каната сдвоенные полиспасты имеют уравнительный блок 6. Этот блок при работе не вращается, может только поворачиваться на некоторый угол и служит для выравнивания нагрузок в ветвях каната, наматывающихся на барабан. Допускается его диаметр d_{6y} , принимать меньше диаметра основных d_6 блоков – $d_{6y} \geq 0,8 d_6$ для талей и стреловых кранов.

Для направления каната с полиспаста на барабан может применяться направляющий блок 7 или система таких блоков. Их наличие не оказывает влияния на работу полиспаста, они в его состав не входят.

Основной характеристикой полиспаста является кратность.

Кратностью полиспаста называют отношение числа ветвей каната, удерживающих груз $Z_{гр}$ (подсчитывается при мысленном пересечении ветвей каната между обоймами блоков), к числу ветвей каната, набегающих на барабан Z_6 :

$$i_n = Z_{гр} / Z_6. \quad (1.1)$$

На рисунке 1.1 представлены принципиальные схемы одинарного и сдвоенного полиспастов кратностью $i_n = 4$ и $i_n = 5$.

При построении схем полиспастов следует помнить, что при четной кратности одинарного полиспаста количество блоков в обоймах одинаково и равно числу половины кратности, конец каната крепится на неподвижной обойме. При нечетной кратности канат крепится к подвижной обойме и число блоков там на один больше, чем в неподвижной. Общее число блоков у одинарного полиспаста всегда равно его кратности.

У сдвоенного полиспаста кратность равна числу подвижных блоков. При нечетной кратности уравнительный блок находится на подвижной оси, при четной – на неподвижной.

При выборе типа и кратности полиспаста (таблица 1.1) учитывают, что в мостовых кранах обычно применяют сдвоенные полиспасты, обеспечивающие строго вертикальный подъем груза, а в стреловых кранах преимущественно используются только одинарные полиспасты.

Таблица 1.1 – Рекомендуемая кратность полиспаста

Тип полиспаста	Кратность полиспаста при весе груза (кН)				
	до 10	20 – 60	50 – 100	150 – 200	300 – 400
Одинарный	2	2 – 3	3 – 4	4 – 6	–
Сдвоенный	2	2	2	2 – 3	3 – 4

Коэффициент полезного действия блока – это отношение полезной работы при подъеме груза весом $F_{гр}$ на высоту H к полной работе, совершенной при этом силой на том же пути H с учетом преодоления потерь на трение и жесткость каната.

На КПД блока наиболее существенное влияние оказывают подвижность оси полиспаста в пространстве и потери на трение в опоре блока, поэтому при практических расчетах КПД блока принимают независящим от диаметра и конструкции каната, от размеров блока и угла обхвата его канатом.

При проектных расчетах КПД неподвижных блоков, установленных на подшипниках скольжения, принимают равным 0,95. При применении подшипников качения потери на трение меньше, КПД равен 0,96.

Оси подвижных блоков, в отличие от неподвижных, совершают сложное плоскопараллельное движение. Их угловая скорость и путь сил трения меньше, поэтому КПД выше – 0,97 при использовании подшипников скольжения и 0,98 при применении подшипников качения.

Ориентировочно КПД полиспастов определяют по формуле

$$\eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{п}}^a \cdot \eta_{\text{н}}^b, \quad a = z_{\text{п}} / m, \quad b = z_{\text{н}} / m, \quad (1.2)$$

где $\eta_{\text{п}}$ – КПД подвижных блоков;
 $\eta_{\text{н}}$ – КПД неподвижных блоков;
 $z_{\text{п}}$ – число подвижных блоков;
 $z_{\text{н}}$ – число неподвижных блоков;
 $m = 1$ – для одинарного полиспаста, $m = 2$ – для сдвоенного полиспаста.

Более точно КПД блоков и полиспастов определяется экспериментально.

Подбор каната

В грузоподъемных машинах применяются следующие типы канатов:
с точечным касанием проволок одинакового диаметра – ТК;
с линейным касанием проволок одинакового диаметра в отдельных слоях пряди – ЛК-О;
с линейным касанием проволок разных диаметров в верхнем слое пряди – ЛК-Р;
с линейным касанием проволок разного и одинакового диаметра по отдельным слоям пряди – ЛК-РО;
с линейным касанием и заполняющими проволоками меньшего диаметра между двумя слоями проволок – ЛК-З;
с точечным и линейным касанием проволок в пряди – ТЛК.
Канаты подбирают по разрывному усилию

$$F_{\text{разр}} = Z_p \cdot F_{\text{max}}, \quad (1.3)$$

где Z_p – коэффициент использования канатов. Его значения приведены в таблице 1.2 в зависимости от группы классификации (режима работы) по ИСО 4301/1 механизма подъема грузоподъемной машины;

F_{max} – максимальное рабочее усилие натяжение ветви каната, набегающей на барабан.

Таблица 1.2 – Коэффициенты использования канатов Z_p

Группа классификации (режима) механизма	Z_p
М 1	3,15
М 2	3,35
М 3	3,35
М 4	4,00
М 5	4,50
М 6	5,60
М 7	7,10
М 8	9,00

Для направления каната на барабан может дополнительно использоваться направляющий блок (рисунок 1.1). Для проектных расчетов КПД направляющего блока можно принять равным 0,95 или 0,96 – при установке соответственно подшипников скольжения или качения.

Максимальное рабочее усилие натяжения ветви каната, набегающей на барабан, в случае, если для направления каната на барабан дополнительно используется направляющий блок, определяется по формуле

$$F_{\text{max}} = \frac{F_{\text{гр}}}{m \cdot i_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{пол}} \cdot \eta_{\text{нб}}}, \quad (1.4)$$

где $F_{гр}$ – вес груза в Н;

$m = 1$ – для одинарного полиспаста, $m = 2$ – для сдвоенного полиспаста;

$i_{п}$ – кратность полиспаста;

$\eta_{пол}$ – КПД полиспаста;

$\eta_{нб}$ – КПД направляющего блока.

В настоящее время некоторые нормативные и справочные материалы содержат ссылки на режимы работы механизмов по нормам Госгортехнадзора (РТМ 24.090–77 рекомендует следующее соответствие групп режимов работы механизмов подъема грузоподъемных кранов по ИСО 4301/1 и режимов их работы по правилам Госгортехнадзора). В таблице 1.3 приведено примерное соответствие между группой классификации (режимом работы) по ИСО 4301/1 и режимом работы по нормам Госгортехнадзора.

Таблица 1.3 – Характеристики механизмов грузоподъемных машин по группам классификации (режима) механизма

Группа режима по ИСО 4301/1	Режим работы по Госгортехнадзору	Характеристика режима	Механизмы
1	2	3	4
Ручной привод			
М1-М4	Ручной привод	Ручной привод	Механизмы с ручным приводом
Машинный привод			
М 5	Легкий (ПВ = 15 %)	Работа с большими перерывами, редкая работа с номинальным грузом, с малыми скоростями и малым числом включений (до 60 в час) аппаратуры управления и электродвигателей (с учетом разгонов до неполной скорости), с малой относительной продолжительностью включения	Механизмы вспомогательного назначения; механизмы подъема и передвижения ремонтных кранов, работающих в машинных залах; механизмы передвижения строительных и порталных кранов, мостовых, другие, редко работающие механизмы
М 6	Средний (ПВ = 25 %)	Работа с грузами различной массы со средними скоростями, средним числом включений (до 120 в час), средней продолжительностью включения	Механизмы подъема и передвижения кранов механических и сборочных цехов заводов со среднесерийным производством, кранов ремонтно-механических цехов; механизмы поворота строительных кранов, механизмы монтажных кранов на строительстве

Окончание таблицы 1.3

1	2	3	4
М 7	Тяжелый (ПВ = 40 %)	Постоянная работа с грузами, близкими по массе к номинальным, с высокими скоростями, большим числом включений (до 240 в час), высокой продолжительности включения	Механизмы технологических кранов, цехов и складов на заводах с крупносерийным производством, кранов литейных цехов и механизмы подъема строительных кранов, подъема, поворота и изменения вылета крюковых порталных кранов
М8	Весьма тяжелый (ПВ = 65 %)	Постоянная работа с грузами номинальной массы с высокими скоростями, большим числом включений (до 600 в час), высокой продолжительности включения	Механизмы технологических кранов металлургического производства; механизмы подъема и передвижения тяжелых рудных и угольных перегружателей; механизмы грейферных, магнитных и складских кранов металлургических заводов; механизмы подъема и поворота в устройствах для подъема людей
Примечание – Режим работы крана в целом и основных его металлоконструкций определяется режимом работы механизма главного подъема.			

Установлена следующая структурная схема условного обозначения стальных канатов, включающего признаки $X_1 \dots X_{11}$:

Канат – $X_1 - X_2 - X_3 - X_4 - X_5 - X_6 - X_7 - X_8 - X_9 - X_{10} - X_{11}$,

где X_1 – диаметр каната, мм; X_2 – назначение; X_3 – механические свойства проволоки; X_4 – вид покрытия поверхности проволоки и степень плотности цинка для оцинкованной проволоки; X_5 – направление свивки прядей; X_6 – сочетание направлений свивки элементов; X_7 – способ свивки; X_8 – точность изготовления; X_9 – степень уравновешенности; X_{10} – маркировочная группа (сопротивление разрыву σ_B , МПа); X_{11} – номер стандарта на данный канат.

Условные обозначения признаков стальных канатов приведены в таблице 1.4. Отдельные признаки не имеют условных обозначений (в таблице стоит прочерк). В том случае, когда канат характеризуется подобными признаками, то условное обозначение признаков в условном обозначении каната отсутствует.

Пример условного обозначения каната типа ЛК-Р.

Расшифровка обозначения: вид изделия – канат; диаметр каната – 12 мм; грузоподъемного назначения (ГЛ); проволока – марки В; проволока – без покрытия (обозначения нет); направление свивки – левое (Л); сочетание направлений – односторонняя (О); способ свивки – нераскручивающаяся (Н); точность изготовления каната – повышенная (Т); нерихтованный (условное обозначение признака отсутствует); маркировочная группа – 1770 МПа; канат изготовлен по ГОСТ 2688-80. Это стальной канат двойной свивки с ли-

нейным касанием проволок в прядях типа ЛК-Р с одним органическим сердечником конструкции $6 \times 19 (1 + 6 + 6/6) + 1$ о.с.

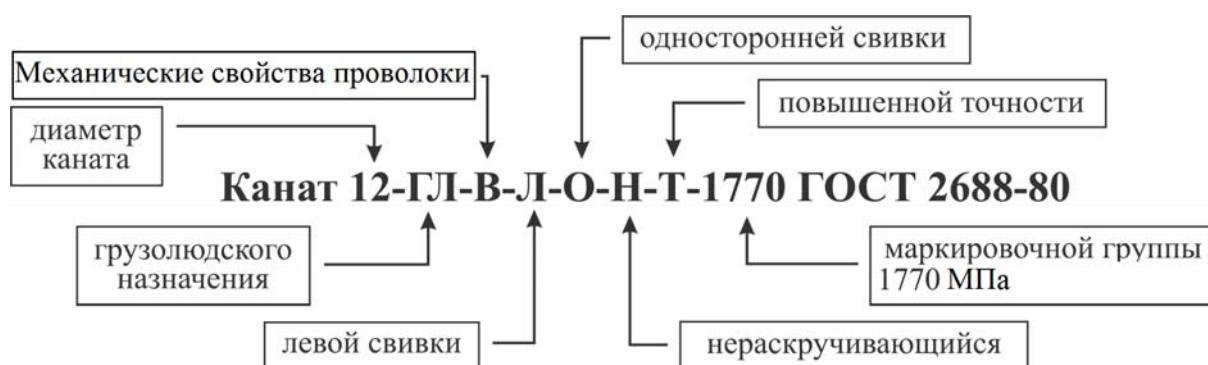


Таблица 1.4 – Условные обозначения признаков канатов

Признаки, по которым подразделяются канаты	Обозначения
Назначение X_2 : грузолюдские грузовые	ГЛ Г
Механические свойства проволок X_3 : высшей марки первой марки второй марки (с согласия потребителя)	В I II
Вид покрытия поверхности проволок X_4 : из проволоки без покрытия из оцинкованной проволоки для особо жестких агрессивных условий работы из оцинкованной проволоки для жестких агрессивных условий работы из оцинкованной проволоки для средних агрессивных условий работы	— ОЖ Ж С
Направление свивки прядей X_5 : правая левая	— Л
Сочетание направлений свивки элементов каната X_6 : крестовая односторонняя комбинированная нераскручивающаяся раскручивающаяся	— О К Н Р
Способ свивки X_7 : нераскручивающаяся раскручивающаяся	Н -
Точность изготовления X_8 : повышенной нормальной	Т -
Степень уравниваемости X_9 : рихтованный нерихтованный	Р -
Маркировочная группа (сопротивление разрыву σ_B) X_{10}	σ_B в МПа
Номер стандарта на данный тип каната X_{11}	номер ГОСТа

Таблица 1.5 – Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции
6×19 (1–6/6)+1 о.с. ГОСТ 2688–80

Диаметр каната d , мм	Масса 1000 м, Н	Маркировочная группа проволочек по временному сопротивлению разрыву σ_B , МПа						
		1470	1568	1666	1764	1862	1960	2058
		Разрывное усилие $F_{\text{разр табл}}$, Н, не менее						
5,1	955	-	-	-	14600	15150	15800	16450
5,6	1165	-	15800	16800	17800	18550	19350	
6,2	1416	-	19250	20400	21100	22250	23450	
6,9	1760	-	24000	25500	26300	27450	28700	-
8,3	2560	-	34800	36950	38150	39850	41600	
9,1	3050	-	41550	44100	45450	47500	49600	
9,9	3586	-	48850	51850	53450	55960	58350	
11	4616	-	62850	66750	68800	72000	75150	
12	5270	-	71750	76200	78550	81900	88750	
13	5960	76190	81250	86300	89000	92800	97000	
14	7280	92850	98950	105000	108000	112500	118000	
15	8440	107000	114500	122000	125500	131000	137000	
16,5	10250	13000	139000	147500	152000	159000	166000	
18	12200	155000	166000	176800	181500	189500	198000	
19,5	14050	179500	191000	203000	205000	218500	228001	
21	16350	208000	222000	236000	243500	254000	265500	
22,5	18500	235500	251000	267000	275000	287500	303500	
24	21100	269000	287000	304500	314000	328000	343000	
25,5	23900	304500	321500	345000	355000	372000	388500	
27	26850	342000	365000	388000	399500	418000	436500	
28	29100	371000	396000	421000	434000	453500	473500	
30,5	34900	445500	475000	504500	520000	554000	567500	

Подбор каната производится по допускаемому разрывному усилию $F_{\text{разр табл}}$ для выбранного типа каната. В таблице 1.5 приведены значения допускаемого разрывного усилия для канатов типа ЛК-Р по ГОСТ 2688-80. Для других типов канатов значения представлены в соответствующих стандартах, например, для ЛК-РО – в ГОСТ 7668-80, для ЛК-О – в ГОСТ 3077-80.

Выбор каната, например, типа ЛК-Р, по найденному значению $F_{\text{разр}}$ с использованием таблицы 1.5 производят в следующем порядке:

1 В таблице 1.5 находим диаметр каната d , для которого $F_{\text{разр табл}} \geq F_{\text{разр}}$.

2 Если указанному условию удовлетворяют канаты одного диаметра, но с разным σ_B , то, при возможности, принимают канат с меньшим σ_B , стоимость которого ниже.

Расчет деталей крюковой подвески

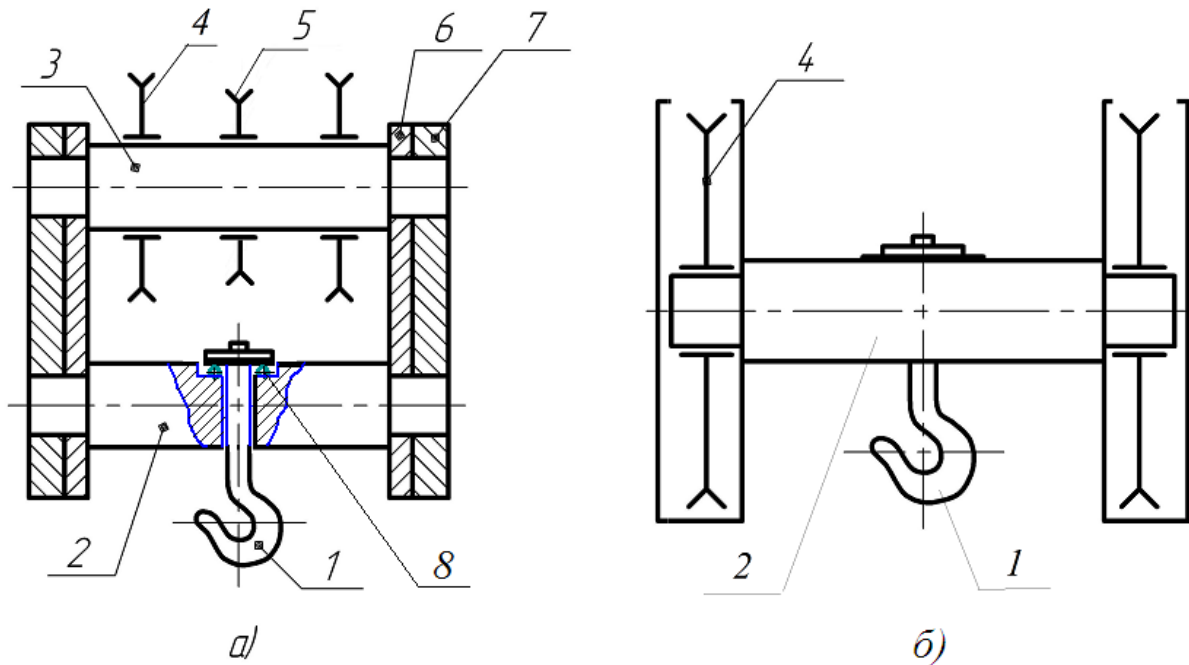
Для непосредственного подвешивания груза или других грузозахватных устройств в грузоподъемных машинах используется крюковая подвеска.

Крюковая подвеска – устройство, снабженное крюком для подъема груза и системой блоков для подвески к крану, входящих, в свою очередь, в состав полиспаста (на рисунке 1.1 – подвижные блоки).

Различают нормальный и укороченный типы подвесок (рисунки 1.2, 1.3).

Нормальная крюковая подвеска является наиболее универсальной и распространенной. В укороченной крюковой подвеске подвижные блоки полиспаста расположены на одной оси вместе с траверсой. Укороченные крюковые подвески короче по высоте и в пер-

вую очередь востребованы в различных производственных и складских помещениях, где имеется определенное ограничение по высоте. Данная разновидность крановой крюковой подвески может оснащаться только четным количеством блоков. В крюковых подвесках используются стандартные крюки двух видов: тип А применяется в нормальных подвесках, тип Б предназначен для использования в укороченных подвесках.



1 – крюк; 2 – траверса; 3 – ось блоков; 4 – основной блок; 5 – уравнильный блок; 6 – щека; 7 – серьга; 8 – упорный подшипник

Рисунок 1.2 – Схемы нормальной (а) и укороченной (б) крюковых подвесок

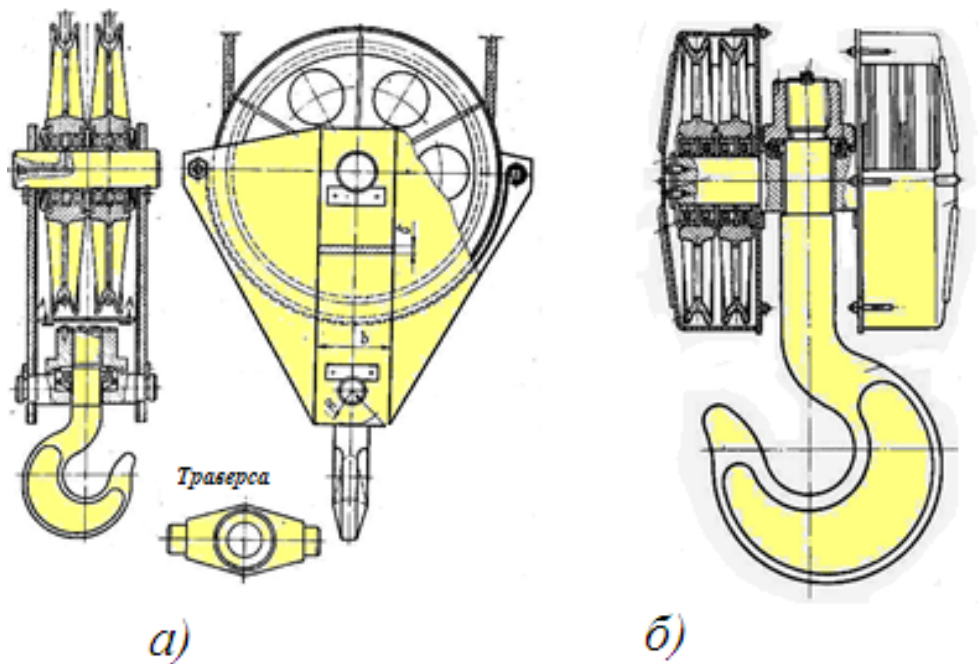
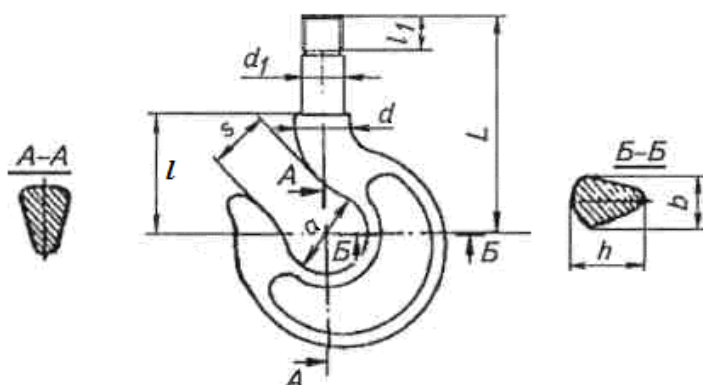


Рисунок 1.3 – Конструкция нормальной (а) и укороченной (б) крюковых подвесок

При проектировании механизмов подъема, исходя из заданного веса груза, рода привода и режима работы, по ГОСТ 6627–74 (см. таблицу 1.6) определяется номер крюка.

Таблица 1.6 – Крюки однорогие для груза весом в кН, не более (ГОСТ 6627–74)



Номер крюка	Вес груза, кН			Размеры крюка, мм								
	Ручной привод	Механический привод при группе режима по ИСО 4301/1		D	b	h	d ₁	d ₀	L		i	i ₁
		М4–М6	М7–М8						ТипА	ТипВ		
1	до 4	до 3,2	до 2,5	20	12	18	12	M12	65	80	30	20
2	5	4	3,2	22	13	21	12	M12	70	90	32	20
3	6,3	5	4	25	15	24	15	M14	75	100	35	20
4	8	6,3	5	30	18	26	17	M16	85	110	40	25
5	10	8	6,3	32	20	28	17	M16	90	120	45	25
6	12,5	10	8	36	22	32	20	M20	105	130	50	30
7	16	12,5	10	40	24	36	20	M20	120	140	55	30
8	20	16	12,5	45	26	40	25	M24	130	160	65	35
9	25	20	16	50	30	45	30	M27	145	180	70	40
10	32	25	20	55	34	52	30	M30	165	220	85	45
11	40	32	25	60	38	60	35	M33	180	300	90	50
12	50	40	32	65	40	65	40	M36	195	375	95	55
13	63	50	40	75	48	75	45	M42	250	410	105	60
14	80	63	50	85	54	82	50	M48	280	475	120	70
15	100	80	63	95	60	95	55	M52	310	520	135	75
16	125	100	80	110	65	110	60	M56	340	580	150	80
17	160	125	100	120	75	120	70	M64	415	600	165	90
18	200	160	125	150	80	130	75	Трап 70×10	440	630	180	95
19		200	160	150	90	150	85	Трап 80×10	480	660	210	100
20		250	200	170	102	170	100	Трап 90×12	535	730	230	115
21		320	250	190	115	190	110	Трап 100×12	580	800	260	130
22		400	320	210	130	210	120	Трап 110×12	675	960	280	140
23		500	400	240	150	240	140	Трап	730	1050	330	150
24		630	500	270	165	270	150	Трап 140×16	820	1100	360	175
25		800	630	300	190	300	170	Трап 160×16	840	1200	400	190

Проверка расчетов прочности стандартных крюков, допущенных к эксплуатации производителем (имеющим сертификат и клеймо), не требуется. При регистрации крана расчет крюка требуется в случаях, если размеры крюка не соответствуют требованиям

ГОСТ 6627-74, свойства материала крюка не удовлетворяют требованиям ГОСТ 205-75, на крюк нет сертификата или на нем отсутствует клеймо изготовителя.

Щеки подвесок при наличии серег предназначены только для предохранения каната от выскакивания из ручьев блоков. Размеры щек в этом случае назначают конструктивно, на прочность их не проверяют.

Для нормальной крюковой подвески диаметр оси блоков d_o определяется из условия ее прочности на изгиб (рисунок 1.4):

$$[\sigma_{из}] = M_{из} / W = M_{из} / 0,1 d_o^3 \quad (1.5)$$

Отсюда

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1[\sigma_{из}]}} \quad (1.6)$$

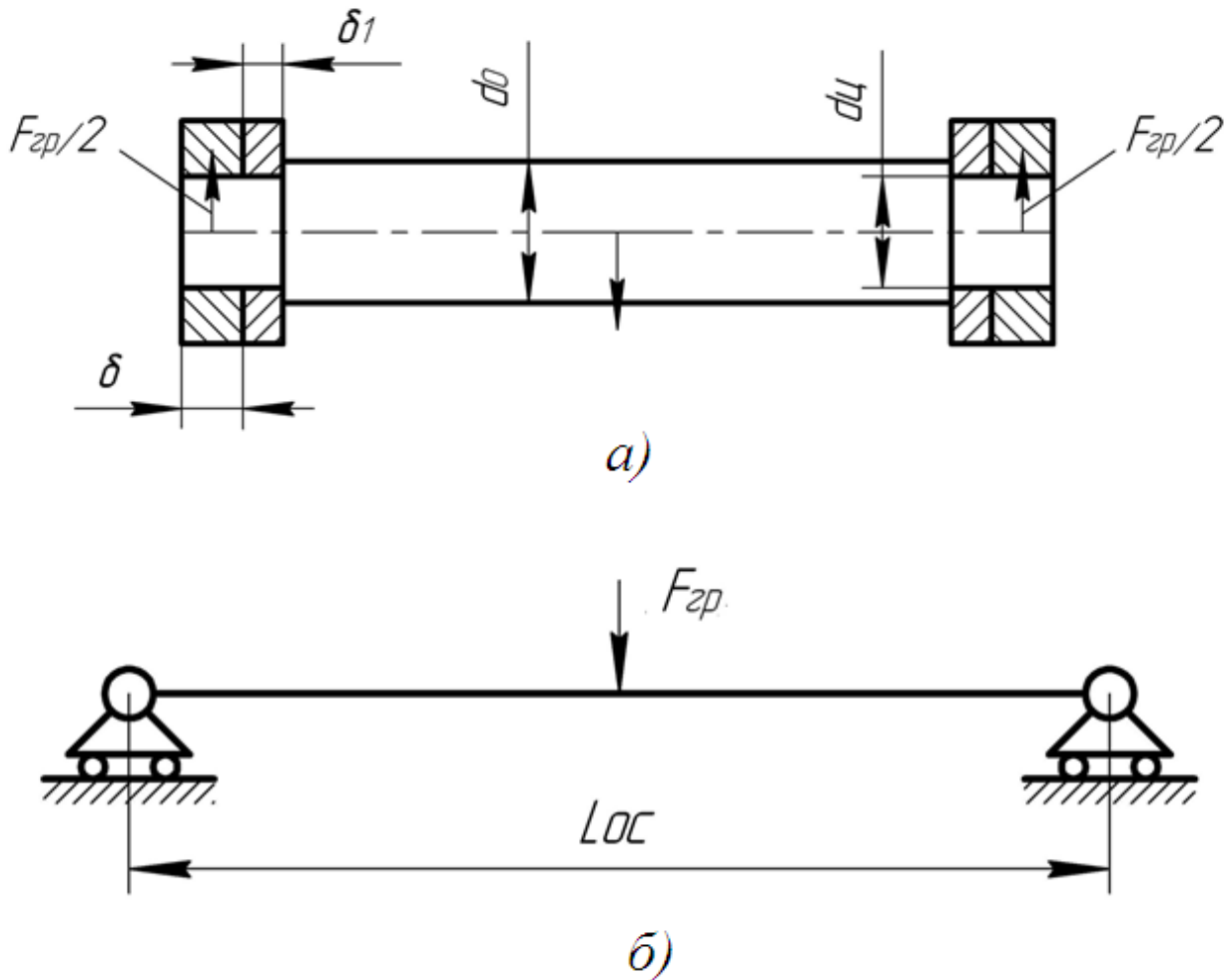


Рисунок 1.4 – Эскиз (а) и расчетная схема (б) оси блоков

При известной расчетной длине оси $L_{ос}$ изгибающий момент

$$M_{из} = \frac{F_{гр} \cdot L_{ос}}{4}$$

Ось блоков изготавливается из сталей марок Ст5, Ст6, 40 и 45.

Значение допускаемого напряжения изгиба

$$[\sigma_{из}] = [\sigma_p] = \sigma_T/n_{\sigma}, \quad (1.7)$$

где σ_T – предел текучести материала; его значение определяют по таблице А.1 приложения А, предварительно определив марку стали.

Значения коэффициентов запаса прочности в зависимости от условий изготовления, надежности методики расчета, требований к надежности конструкции и степени динамичности нагрузки могут находиться в пределах $n_{\sigma} = 2-2,5$.

Расчетная длина оси при проектировании крюковой подвески определяется по формуле

$$L_{oc} = \delta + 2\delta_1 + Z_1 l_{ст} + \Delta, \quad (1.8)$$

где δ и δ_1 – толщина серьги и щеки (определяется по таблице 1.7);

Z_1 – количество блоков на оси крюковой подвески;

$l_{ст}$ – длина ступицы блока (см. таблицу 1.8);

Δ – зазор между торцами ступиц блока (1–5 мм).

Таблица 1.7 – Ориентировочные значения толщины серьги (δ) и щеки (δ_1) в зависимости от веса груза $F_{гр}$

$F_{гр}$ (кН)	до 63	80 – 100	250	160	210 – 250	320 – 400	500 – 800	800 – 1000
δ , мм	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0	20,0	24,0	30,0
δ_1	4,0	5,0	5,0	5,0	6,0	6,0	8,0	10,0

Таблица 1.8 – Диаметры блоков и длины их ступиц, мм

Диаметр блока D_{σ}	160	200	250	320	400	450	500	560	630
Длина ступицы $l_{ст}$	40	50	50	50	60	70	100	120	150

Диаметр блоков (по средней линии каната) предварительно определяется по формуле

$$D_{\sigma} \geq h_2 d, \quad (1.9)$$

где d – диаметр каната;

h_2 – коэффициент (см. таблицу 1.9).

Таблица 1.9 – Коэффициенты выбора для определения диаметров барабана (h_1), блока (h_2) и уравнильного блока (h_3)

Группа режима по ИСО 4301/1	Коэффициент выбора диаметров		
	h_1	h_2	h_3
М 1	11,2	12,5	11,2
М 2	12,5	14,0	12,5
М 3	14,0	16,0	12,5
М 4	16,0	18,0	14,0
М 5	18,0	20,0	14,0
М 6	20,0	22,4	16,0
М 7	22,4	25,0	16,0
М 8	25,0	28,0	18,0

Найденные значения диаметра блока округляются в большую сторону до стандартного ряда по ОСТ 24.191.05-82 (таблица 1.8).

Блоки на оси, как правило, устанавливаются на подшипниках качения. Поэтому найденные по формуле (1.6) значения диаметра оси d_o округляют в большую сторону до диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника (согласно ГОСТам на применяемые подшипники). Если блоки будут установлены на радиальных шариковых подшипниках, то в соответствии с ГОСТ 8338-75 значения диаметра оси следует округлять в большую сторону до размера, который заканчивается на 0 или 5.

Цапфы оси с диаметром $d_{ц}$ следует проверять по напряжениям смятия на контактной поверхности между цапфой и отверстием в серьге:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{гр}}{2d_{цo}\delta} \leq [\sigma_{см}]. \quad (1.10)$$

В большинстве конструкций крюковых подвесок $d_{цo} = d_o$. В противном случае можно принять $d_{цo} = d_o - 5$ мм.

Допускаемые напряжения смятия

$$[\sigma_{см}] = 1,5 [\sigma_p] = 1,5 \sigma_T / n_\delta. \quad (1.11)$$

Траверса изготавливается из сталей марок Ст4, 15, 20 и 45 и рассчитывается как прямой брус на изгиб от действия веса груза и грузозахватных устройств $F_{гр}$ (рисунок 1.5).

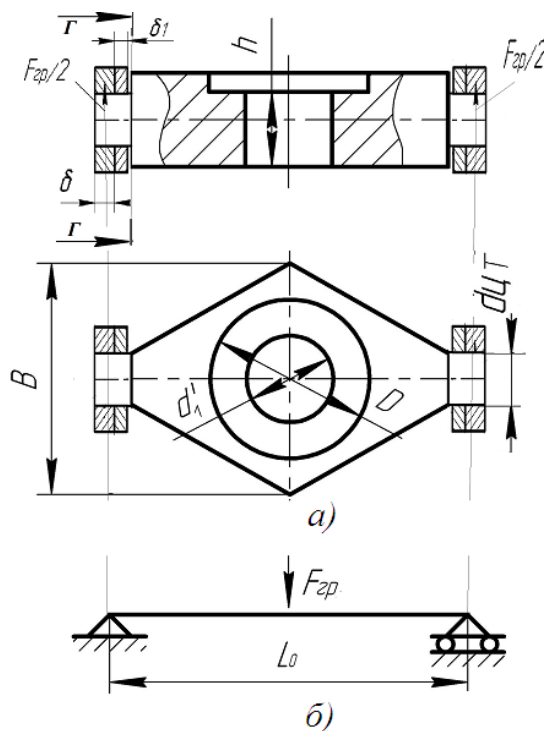


Рисунок 1.5 – Эскиз (а) и расчетная схема (б) траверсы

Для расчета траверсы принимаем

$$L_{тр} = L_{ос}; \quad d_1' = d_1 + (2...5),$$

где d_1 – параметр крюка (см. таблицу 1.6).

Для установки крюка в траверсе на подшипнике по внутреннему диаметру d_1 и требуемой статической грузоподъемности подшипника с учетом веса груза и грузозахватных устройств $F_{гр}$ выбираем подшипник упорный типа 8000 по ГОСТ 6874-75 из условия

$$d_{1П} > d_1; C_o \geq 1,25F_{гр},$$

где $d_{1П}$ – внутренний диаметр подшипника (таблица 1.10);

d_1 – параметр крюка;

C_o – статическая грузоподъемность выбранного подшипника.

Размер h траверсы (рисунок 1.5) принимают таким, чтобы упорный подшипник не сопрягался с резьбовой частью крюка.

$$h = L - l_1 - l - T,$$

где L, l_1, l – параметры крюка (рисунок 1.3);

T – высота подшипника (таблица 1.10).

Ширина траверсы рассчитывается по формуле

$$B = \frac{3 \cdot F_{гр} L_{ос}}{2 \cdot h^2 [\sigma_n]} + d_1' \geq 1,2 \cdot D_n$$

и округляется в большую сторону до ряда размеров по ГОСТ 6636-69 (таблица Б.1 приложения Б).

Таблица 1.10 – Параметры упорных подшипников типа 8000 по ГОСТ 6874-75

Номер подшипника	Внутренний диаметр $d_{1П}$, мм	Наружный диаметр D_n , мм	Высота T , мм	Статическая грузоподъемность подшипника C_o , кН
8902	15	26	7	14
8903	17	28	7	16
8104	20	35	10	20
8105	25	42	11	24
8106	30	47	11	27
8206	30	53	16	44
8207	35	62	18	64
8208	40	68	19	75
8209	45	73	20	85
8210	50	78	22	99
8211	55	90	25	120
8212	60	95	26	140
8314	70	125	40	285
8315	75	135	44	325
8217	85	150	31	225

Значение допускаемого напряжения изгиба принимается по условию (1.7).

Диаметр цапф траверсы определяем расчетом их на прочность по изгибу относительно сечения $d-d$:

$$d_{цт} = \sqrt[3]{\frac{M_{иГ}}{0,1[\sigma_n]}}. \quad (1.12)$$

При известном расстоянии линии действия силы от сечения $d-d$ (рисунок 1.4) изгибающий момент равен:

$$M_{иТ} = 0,5 \cdot F_{гр} \cdot (\delta_1 + 0,5 \delta).$$

Найденное значение диаметра цапфы траверсы округляется в большую сторону до ряда размеров по ГОСТ 6636-69 (таблица Б.1 приложения Б).

Цапфа траверсы проверяется по напряжениям смятия на контактной поверхности между серьгой и цапфой:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{гр}}{2 d_{цТ} \delta} \leq [\sigma_{см}].$$

Значение допускаемого напряжения смятия принимается по формуле (1.11).

Серьга изготавливается из сталей марок Ст3 и Ст4. Она рассчитывается по напряжениям растяжения.

Ширину серьги принимаем равной:

$$B_c = (1,8 \dots 2,0) d_{ц}. \quad (1.13)$$

Условие прочности серьги:

$$\sigma_p = \frac{F_{гр}}{2 \cdot (B_c - d_{ц}) \cdot \delta} \leq [\sigma_p],$$

где $[\sigma_p]$ – значение допускаемого напряжения растяжения. Принимается по формуле (1.7).

Щеки служат для предохранения от выскакивания каната из ручьев блоков. Их размеры назначают из конструктивных соображений и на прочность не проверяют.

Лабораторная работа № 2

Исследование работы барабанов механизма подъема

Цель работы: изучение физической сущности уравнения Эйлера применительно к огибанию канатом барабана, определение усилия в точке крепления каната к барабану.

Теоретическое обоснование

Конструкция крепления каната на барабане должна быть надежной, доступной для осмотра, удобной для замены каната и достаточно простой в изготовлении. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу. Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов обусловлено крепление каната на барабане или прижимными планками, или клиновыми зажимами, обеспечивающими надежность крепления.

Наиболее широкое применение имеет крепление каната планками, прижимающими канат к барабану. При навивке канат из первой крайней канавки на барабане сразу переводят через одну канавку в третью, для чего частично вырубает выступы нарезки, разделяющие канавки. При этом среднюю канавку используют для установки крепежных винтов. Каждая прижимная планка крепится с помощью одного или двух винтов. Независимо от расчета, согласно правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, устанавливаются не менее двух одновинтовых планок. В случае крепления прижимных планок двумя винтами для каната диаметром до 31 мм устанавливаются по одной

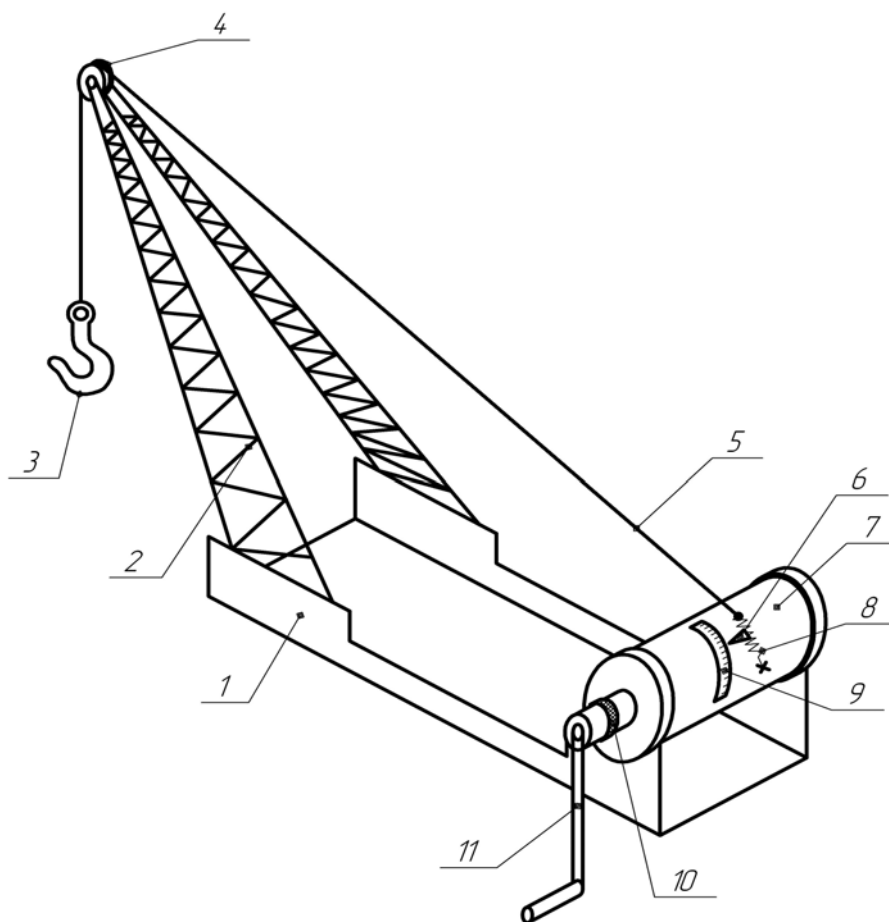
планке, по две планки – при большем диаметре каната. Вследствие уменьшения натяжения каната в месте его крепления к барабану за счет регламентированных нормами техники безопасности полутора неприкосновенных витков, натяжение каната перед прижимной планкой выражается формулой

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}}, \quad (2.1)$$

где F_{max} – усилие в канате, набегающем на барабан;
 e – основание натурального логарифма ($e = 2,71$);
 f – коэффициент трения между канатом и барабаном ($f = 0,1 - 0,15$);
 α – угол обхвата барабана витками каната (рад); $\alpha = (3\pi - 4\pi)$.

Описание установки

Лабораторная установка представляет собой механизм подъема с ручным приводом (рисунок 2.1).



1 – рама; 2 – стрела; 3 – крюк; 4 – огибающий блок; 5 – канат; 6 – стрелка;
 7 – барабан; 8 – пружина; 9 – шкала; 10 – тормоз; 11 – рукоятка

Рисунок 2.1 – Учебный прибор для определения усилия в точке крепления каната к барабану

Она состоит из рамы 1, стрелы 2 с огибающими блоками 4, барабана 7, приводной рукоятки 11, тормоза 10.

Канат 5 крепится к барабану 7 через пружину 8. Поднимаемый груз подвешивается к крюку 3. Величина деформации пружины фиксируется по шкале 9.

Подготовка к проведению работ

1 Изучить методические указания к лабораторной работе. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям темы: «Барабаны, блоки, звездочки», «Крепление цепей, канатов».

2 Подготовить бланк протокола для проведения лабораторной работы.

3 Письменно ответить на контрольные вопросы.

Порядок проведения работы и обработки опытных данных

1 Выключить тормоз и, вращая рукоятку, добиться, чтобы на барабан намотались два витка каната.

2 Затормозить барабан. С помощью стрелки и шкалы зафиксировать первоначальное положение пружины.

3 Подвесить к крюку груз $F_{гр}$ и по шкале отметить величину деформации пружины.

4 Выключить тормоз. Уменьшая величину угла обхвата канатом барабана последовательно на 180° , отмечать по шкале величины деформации λ пружины. Полученные данные внести в таблицу 2.1. Повторить опыт трижды.

Таблица 2.1 – Обработка результатов эксперимента

Усилия в точке крепления каната (Н)	Угол обхвата барабана канатом (рад)				
	4π	3π	2π	π	0
Деформации пружины, мм λ					
$\lambda_{ср}$					
Экспериментальные усилия $F_э$					
Теоретические усилия $F_т$					

5 Определить средние значения усилия деформации пружины при каждом угле обхвата канатом барабана.

6 Разделив $F_{гр}$ на величину деформации при угле обхвата канатом барабана, равном 0. Определить переводной коэффициент δ :

$$\delta = \frac{F_{гр}}{\lambda}.$$

7 Определить экспериментальные усилия $F_э$ в канате в точке крепления при различных значениях углов обхвата барабана канатом:

$$F_{эi} = \lambda_{ср.i} \cdot \delta.$$

8 По формуле (2.1) определить теоретические усилия в точке крепления каната для этих значений углов обхвата.

9 Построить графики изменения теоретических и экспериментальных значений усилий в координатах $F_{кр}, \alpha$.

Контрольные вопросы

1 Какие виды деформаций возникают в стенке барабана?

2 Как определяются диаметр барабана, толщина его стенки?

- 3 Из каких материалов изготавливаются барабаны?
- 4 Как определяется усилие в канате в месте его крепления к барабану?
- 5 Какие применяются способы крепления каната к барабану?
- 6 Когда стенка барабана проверяется на сжатие, а когда на изгиб и кручение?
- 7 Как определить рабочее число витков каната на барабане?

Практическое занятие № 2

Расчет барабана механизма подъема груза

Барабаны служат для преобразования вращательного движения привода механизма в поступательное движение подвески с прикрепленным к ней грузом.

По числу слоев навивки каната различают барабаны с однослойной и многослойной навивками. При однослойной навивке поверхность барабана имеет нарезные винтовые канавки, в которые укладывается канат, что значительно понижает удельное давление между канатом и поверхностью барабана, устраняет трение между соседними витками вследствие наличия зазора между ними. Все это существенно повышает срок службы каната.

Шаг нарезки выбирается равным:

$$t = d + (2 - 3), \quad (2.1)$$

где d – диаметр каната, мм.

Шаг нарезки округляется до целого значения.

Диаметр барабана D_6 (рисунок 2.1), измеренный по дну нарезанной канавки,

$$D_6 \geq h_1 d, \quad (2.2)$$

где h_1 – коэффициент выбора диаметра (таблица 1.9 из практического занятия № 1).

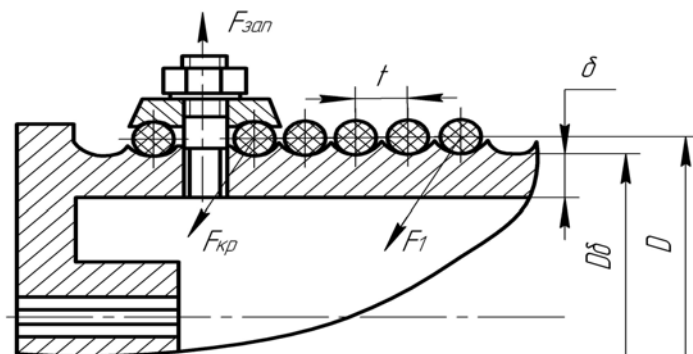


Рисунок 2.1– Крепление каната к барабану

Полученное значение D_6 следует округлить в большую сторону до стандартного значения из нормального ряда размеров диаметров: 160; 200; 250; 320; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000 мм.

Диаметр барабана D , измеренный по средней линии навитого каната,

$$D = D_6 + d. \quad (2.3)$$

Длина нарезного барабана

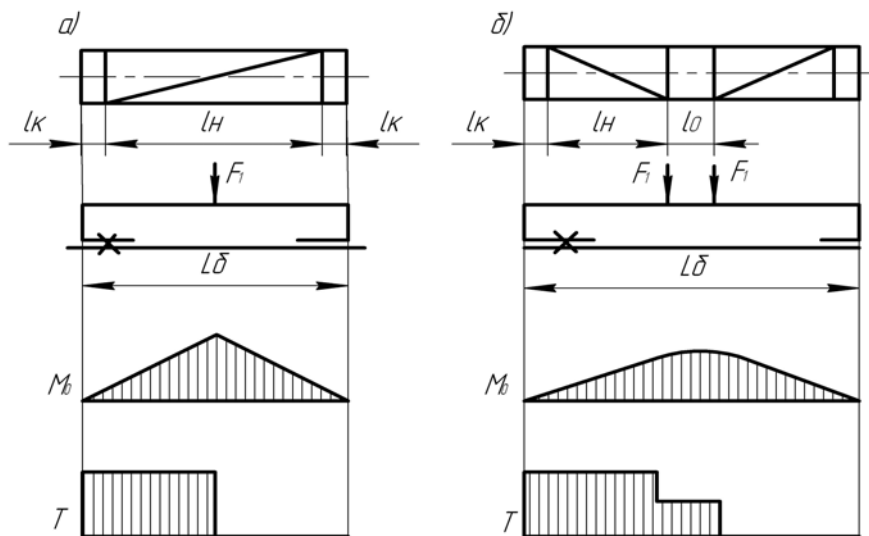
для одинарного полиспаста (рисунок 2.2, а)

$$L_{\delta} = l_{\text{н}} + 2l_{\text{к}}; \quad (2.4)$$

для сдвоенного полиспаста (рисунок 2.2, б)

$$L_{\delta} = 2l_{\text{н}} + 2l_{\text{к}} + l_0, \quad (2.5)$$

где $l_{\text{н}}$ – длина нарезного участка;
 l_0 – длина гладкого среднего участка;
 $l_{\text{к}}$ – длина гладкого концевой участка.



а – для одинарного полиспаста; б – для сдвоенного полиспаста

Рисунок 2.2 – Расчетная схема барабана

Длина нарезного участка

$$l_{\text{н}} = (Z_{\text{р}} + Z_{\text{н}} + Z_{\text{кр}})t, \quad (2.6)$$

где $Z_{\text{р}}$ – число рабочих витков для навивки каната;
 $Z_{\text{н}}$ – число неприкосновенных витков ($Z_{\text{н}} = 1,5-2$);
 $Z_{\text{кр}}$ – число витков для крепления конца каната ($Z_{\text{кр}} = 2-3$);
 t – шаг нарезки.

Число рабочих витков определяют по формуле

$$Z_{\text{р}} = \frac{H \cdot i_{\text{п}} \cdot 10^3}{\pi D_{\delta}}, \quad (2.7)$$

где H – высота подъема, м;
 $i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста.

Длина гладкого концевой участка, необходимого для закрепления заготовки барабана в станке при нарезании канавок,

$$l_k = (4 - 5)d. \quad (2.8)$$

Величину l_0 выбирают конструктивно такой, чтобы канат, когда подвеска находится в крайнем верхнем положении, при сходе с барабана не отклонялся на угол больший, чем 6° . Предварительно можно принять $l_0 = 100-300$ мм.

Барабаны выполняют литыми из чугуна марок СЧ15, СЧ18, СЧ24, стали марок 20, 35Л, 55Л или сварными из листовой стали марки Ст3. Толщина стенки литого барабана определяется по эмпирической формуле:

чугунного $\delta = 0,02D_6 + (6-10)$ мм;

стального $\delta = 0,01D_6 + (3-5)$ мм.

Таблица 2.1 – Допустимые напряжения для некоторых материалов

Материал	δ_t , МПа	δ_b , МПа	[$\sigma_{сж}$], МПа, при режиме работы			
			М5	М6	М7	М8
Сталь:						
20	245	-	176	157	137	118
35Л	274	-	216	176	147	127
55Л	243	-	235	206	167	147
Чугун:						
СЧ15	-	314	98	88	-	-
СЧ18	-	535	118	98	98	-
СЧ24	-	431	147	118	108	98

Стенка барабана испытывает сложное напряжение от сжатия, изгиба и кручения. Напряжение от сжатия определяется по формуле

$$\sigma_{сж} = \frac{F_{\max}}{t\delta} \leq [\sigma_{сж}], \quad (2.9)$$

где F_{\max} – максимальное натяжение каната, Н;

t – шаг нарезки, мм;

δ – толщина стенки барабана, мм;

[$\sigma_{сж}$] – допускаемое напряжение сжатия (таблица 2.1).

У барабанов, имеющих длину $L_6 \geq 3 D_6$, следует дополнительно проверить стенку на изгиб и кручение.

При расчете барабан рассматривается как балка, свободно лежащая на опорах.

Для одинарных полиспадов

изгибающий момент $M_{и} = \frac{F_{\max} L_6}{4};$

вращающий момент $T = \frac{F_{\max} D}{2}.$

Для сдвоенных полиспадов

$$M_{и} = \frac{F_{\max} L_6}{2}; \quad T = F_{\max} D;$$

напряжения от изгиба в стенке барабана

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{и}}, \quad (2.10)$$

где $W_{и} = \frac{\pi}{32} D_6^3 (1 - \alpha^4)$;

$$\alpha = 1 - \frac{2\delta}{D_6};$$

напряжения при кручении

$$\tau = \frac{T}{W_p}, \quad (2.11)$$

где $W_p = \frac{\pi}{16} D_6^3 (1 - \alpha^4)$.

Эквивалентные напряжения в стенке чугунного барабана по теории Мора

$$\sigma_{эКВ} = \sigma_1 - \kappa \sigma_3, \quad (2.12)$$

где $\sigma_1 = \frac{\sigma_{и} + \sigma_{сж}}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_{и} + \sigma_{сж}}{4} + \tau}$ – главное наибольшее напряжение;

$\sigma_3 = \frac{\sigma_{и} + \sigma_{сж}}{2} - \sqrt{\frac{\sigma_{и} + \sigma_{сж}}{4} + \tau}$ – главное наименьшее напряжение;

$\kappa = \frac{[\sigma_p]}{[\sigma_{сж}]} = \frac{[\sigma_p]}{3[\sigma_p]} = \frac{1}{3}$ – коэффициент запаса.

После подстановки и преобразования получим:

$$\sigma_{эКВ} = \frac{\sigma_{и} + \sigma_{сж}}{3} + \frac{2}{3} \sqrt{(\sigma_{и} + \sigma_{сж})^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_p]. \quad (2.13)$$

Для стальных барабанов

$$\sigma_{эКВ} = \sqrt{(\sigma_{и} + \sigma_{сж})^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_p]. \quad (2.14)$$

При огибании канатом барабана на некоторый угол натяжение в ветви, идущей от полиспаста, больше, чем в ветви, намотанной на барабан, на величину приращения силы трения dF .

Установим зависимость между этими силами. Выделим на барабане некоторый участок (рисунок 2.3).

Запишем условия равновесия сил, спроектировав их на координатной оси $\sum X = 0$

$$(F + dF) \cos \frac{d\alpha}{2} - dF - F \cos \frac{d\alpha}{2} = 0.$$

Так как $d\alpha$ мал, то $\cos \frac{d\alpha}{2} = 1$. Тогда получим

$$dF = dF_{тр},$$

т. е. приращение силы натяжения каната равно силе трения на длине элемента $\sum y = 0$.

$$dN - F \sin \frac{d\alpha}{2} - (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2} = 0.$$

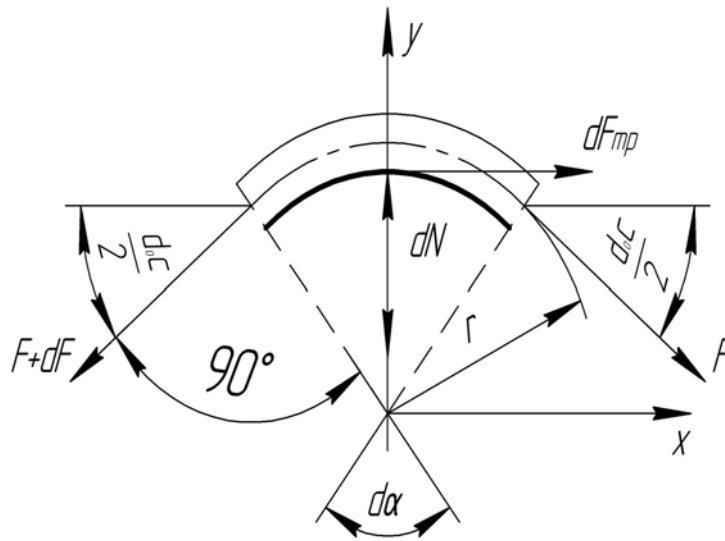


Рисунок 2.3 – Схема огибания канатом барабана

В виду малости угла $d\alpha$ можно принять $\sin d\alpha \approx d\alpha$, а $\frac{dF d\alpha}{2} \approx 0$. После преобразования получим $dN = F d\alpha$.

Элементарная сила трения $dF_{тр} = f dN$ или с учетом ранее полученных зависимостей $df = f F d\alpha$, или $\frac{dF}{F} = f d\alpha$.

Проинтегрировав полученное уравнение с учетом интервала изменения силы F от F_{\max} до $F_{кр}$, а угла обхвата от 0 до α , получим:

$$\ln F \Big|_{F_{кр}}^{F_{\max}} = f \Big|_0^{\alpha}; \quad \ln \frac{F_{\max}}{F_{кр}} = f \alpha;$$

$$F_{\max} = F_{кр} e^{f\alpha}. \quad (2.15)$$

Анализ формулы показывает, что натяжение быстро возрастает с увеличением угла α и не зависит от радиуса барабана. Это уравнение Эйлера.

Конструкция крепления каната к барабану должна обеспечить надежность, доступность для осмотра, легкость обслуживания смены каната. Канаты в месте крепления не должны подвергаться резкому изгибу.

Все конструкции крепления каната основаны на использовании сил трения.

При креплении каната на барабане с помощью прижимной планки (рисунок 2.1) диаметр винта определяется по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_{\text{зат}}}{\pi [\sigma_p]}}, \quad (2.16)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения растяжения (формула (1.7));

$F_{\text{зат}}$ – сила, растягивающая винт.

$$F_{\text{заг}} = \frac{F_{\text{кр}}}{2f}; \quad (2.17)$$

$$F_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{max}}}{e^{f\alpha}}, \quad (2.18)$$

где F_{max} – усилие в канате, набегавшем на барабан;
 e – основание натурального логарифма ($e = 2,71$);
 f – коэффициент трения между канатом и барабаном ($f = 0,1-0,15$);
 α – угол обхвата барабана витками каната (рад); $\alpha = (3\pi-4\pi)$.

Расчет ведется для одной прижимной планки, а устанавливают не менее двух.

В случае крепления каната прижимными планками с двумя винтами на барабане устанавливают одну планку для каната диаметром до 31 мм, а при большем диаметре каната – две.

Расчет привода механизма подъема

Для привода крановых подъемных механизмов, работающих при повторно-кратковременном режиме, предназначаются электродвигатели серии МТ. Обозначение МТ соответствует электродвигателям с фазным ротором, обозначение МТК – с короткозамкнутым ротором. Первая цифра двузначного числа условно характеризует наружный диаметр статорных листов, вторая – их длину, третья – полность машины.

Статическая мощность двигателя при подъеме груза

$$P_{\text{дв}} = \frac{F_{\text{гр}} \cdot V_{\text{гр}}}{1000 \cdot \eta}, \quad (2.19)$$

где $F_{\text{гр}}$ – номинальный вес груза, Н;
 $V_{\text{гр}}$ – скорость подъема груза, м/с;
 η – общий КПД привода.

При двухступенчатом зубчатом редукторе

$$\eta = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}} = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 0,92.$$

По расчетной мощности по таблице 2.2 выбирают двигатель МТФ. Из таблицы выписываются: частота вращения $n_{\text{дв}}$, момент инерции ротора $I_{\text{дв}}$, максимальный момент выбранного двигателя [T_{max}].

Для электрических талей и лебедок разрешается применять асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором общепромышленной серии 4А.

Необходимое передаточное число привода

$$U_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}}, \quad (2.20)$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения двигателя;
 $n_{\text{б}}$ – частота вращения барабана.

$$\eta_{\text{б}} = \frac{60V \cdot i_{\text{п}}}{\pi D}, \quad (2.21)$$

где V – скорость подъема груза, м/с;

i_n – кратность полиспаста;

D – диаметр барабана, м.

Таблица 2.2 – Технические характеристики асинхронных крановых двигателей с фазовым ротором серии МТФ

Типоразмер электродвига- теля	Мощность и частота вращения						Момент инерции ротора $I_{дв},$ кг м ²	Максимальный вращающий момент [T_{max}], Н·м	Масса, кг
	$P_{дв},$ кВт	$n_{дв},$ мин ⁻¹	$P_{дв},$ кВт	$n_{дв},$ мин ⁻¹	$P_{дв},$ кВт	$n_{дв},$ мин ⁻¹			
	М5		М6		М7-М8				
МТФ011-6	2,0	800	1,7	850	1,4	885	0,09	40	51
МТФ012-6	3,1	785	2,7	840	2,2	890	0,12	57	58
МТФ111-6	4,5	850	4,1	870	3,5	895	0,20	87	76
МТФ112-6	10,5	895	5,8	915	5	930	0,27	140	83
МТФ211-6	10,5	895	9	915	7,5	930	0,46	195	120
МТФ311-6	14	925	13	935	11	945	0,90	320	170
МТФ312-6	19,5	945	17,5	950	15	955	1,25	480	210
МТФ411-6	30	945	27	955	22	965	2,0	650	280
МТФ412-6	40	960	36	965	30	970	2,7	950	345
МТФ311-8	10,5	665	9	680	7	695	1,1	270	170
МТФ312-8	15	680	13	695	11	705	1,55	430	210
МТФ411-8	22	685	18	700	15	710	2,15	580	260
МТФ412-8	30	705	26	715	22	720	3,0	900	345

П р и м е ч а н и е – Маркировка МТФ 411–8 обозначает крановый электродвигатель с фазным ротором с классом нагревостойкости изоляции F ($t < 155^\circ$) 4-й величины, модернизированный, 1-й длины, восьмиполюсный.

По таблице 2.3 или каталогу на крановые редукторы выбирают редуктор с передаточным числом U_p , близким к расчетному. Затем проверяют отклонение передаточного числа редуктора:

$$\Delta U_p = \frac{(U_p - U)100\%}{U} \leq [\Delta U], \quad (2.22)$$

где допускаемое отклонение $[\Delta U] = \pm 15\%$.

Если отклонение больше допустимого, вводят открытую передачу:

$$U_{оп} = \frac{U_{пп}}{U_p}. \quad (2.23)$$

Таблица 2.3 – Технические характеристики цилиндрических редукторов типа Ц2У

Марка редуктора	Передаточное число u_p	Вращающий момент на тихоходном валу, кН м	Допустимая радиальная консольная нагрузка на выходном валу, кН	КПД	Масса, кг
Ц2У-100	8,10,12,5,16,18,20,22,4,25,28,31,5,35,5,40	0,25	4,0	0,97	3,5
Ц2У-125	8,10,12,5,16,18,20,22,4,25,28,31,5,35,5,40	0,5	5,6	0,97	5,3
Ц2У-160	8,10,12,5,16,18,20,22,4,25,28,31,5,35,5,40	1,0	8,0	0,97	9,5
Ц2У-200	8,10,12,5,16,18,20,22,4,25,28,31,5,35,5,40	2,0	11,2	0,97	17,0
Ц2У-250	8,10,12,5,16,18,20,22,4,25,28,31,5,35,5,40	4,0	16,0	0,97	32,0

Примечания
 1 Редукторы допускают кратковременные нагрузки в 2,2 раза, если число циклов нагружения за срок службы не более 10^6 .
 2 При повторно-кратковременном режиме работы редуктора вращающий момент может быть увеличен в 2 раза, если число циклов не более 10^6 .

Проверка двигателя по пусковому моменту.

В периоды изменения скорости (пуск, торможение) возникают вращающие моменты, существенно отличающиеся от моментов, действующих при установившемся движении.

Статический момент на валу двигателя

$$T_{ст} = F_{max} \cdot \frac{D_6}{2} \cdot \frac{1}{U_{пр} \cdot \eta}, \quad (2.24)$$

где F_{max} – усилие в канате, навиваемое на барабан, Н;

D_6 – диаметр барабана, м;

$U_{пр}$ – передаточное число привода от двигателя до барабана,

η – КПД привода (принимают КПД = 0,8).

Динамический момент на валу двигателя от инерции поднимаемого груза, Н·м, равен:

$$T_{ини} = \frac{F_{гр} \cdot D_6^2 \cdot n_{дв}}{375 \cdot i_{п}^2 \cdot U^2 \cdot t_{п} \cdot \eta}, \quad (2.25)$$

где $F_{гр}$ – вес поднимаемого груза, Н;

$n_{дв}$ – частота вращения двигателя, $мин^{-1}$;

D_6 – диаметр барабана, м;

$U_{пр}$ – передаточное число привода;

η – КПД передачи;

$i_{п}$ – кратность полиспаста;

$t_{п}$ – время пуска (1–5 с).

Динамический момент от вращающихся деталей.

Динамический момент от ротора электродвигателя, Н·м, равен:

$$T_{ин1} = J_{дв} \cdot \frac{n_{дв}}{9,55 \cdot t_{п}}. \quad (2.26)$$

Для учета инерционных сил, действующих на весь привод, динамический момент на валу двигателя увеличивают на 15–25 %, Н·м.

$$T_{ин2} = 1,2 \cdot I_{дв} \cdot \frac{n_{дв}}{t_{п}}, \quad (2.27)$$

где $I_{дв}$ – момент инерции ротора, кг·м²;
 $n_{дв}$ – частота вращения двигателя, мин⁻¹.

Пусковой момент на валу двигателя

$$T_{пуск} = T_{ст} + T_{ин1} + T_{ин2}. \quad (2.28)$$

Номинальный момент на валу двигателя, Н·м,

$$T_{дв} = \frac{9550 \cdot P_{дв}}{n_{дв}}. \quad (2.29)$$

Проверка двигателя по обеспечению надежного пуска

$$T_{пуск} \leq [T_{max}],$$

где $[T_{max}]$ – максимальный момент, Н·м.

Лабораторная работа № 3

Исследование колодочного тормоза

Цель работы: изучить конструкции колодочных тормозов, определить теоретические и экспериментальные значения тормозных моментов тормоза ТКТ-200.

Теоретическое обоснование

Тормоза служат для уменьшения скорости движущихся масс (груза, грузовой тележки, стрелы, колонны, машины в целом) до полной их остановки и для удержания массы при стремлении ее к движению. Для торможения используют силы трения между вращающимися деталями и неподвижными, имеющими возможность, при необходимости, прижиматься к вращающимся.

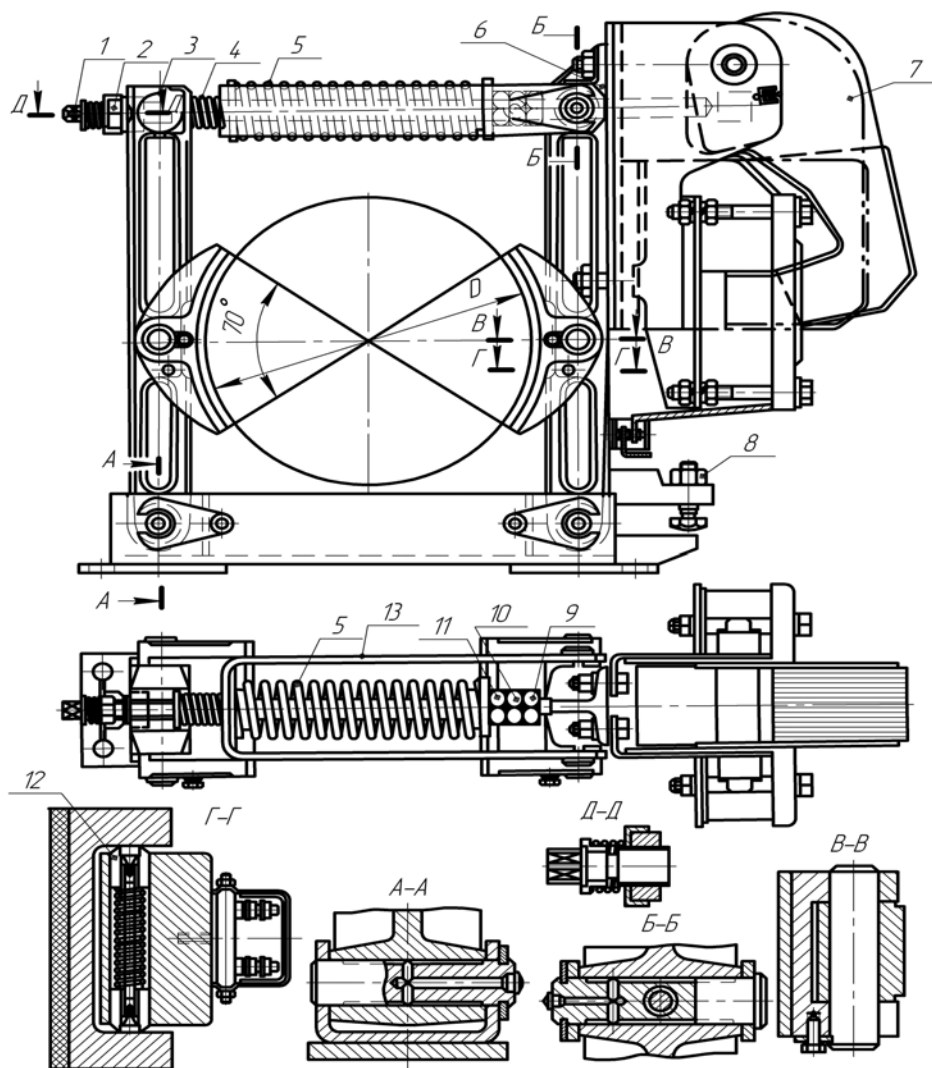
Тормоза, в зависимости от конструкции тормозящей детали, делятся на группы: колодочные, ленточные, конусные и дисковые. По принципу действия они бывают замкнутые и разомкнутые.

В замкнутых тормозах тормозящие детали (колодки, ленты, конусы, диски) постоянно прижаты к тормозному шкиву или диску усилием пружины или весом груза. Размыкание их производится или непосредственно усилием человека, или электромагнитом и поршневым толкателем.

В разомкнутых тормозах тормозящие детали (колодки, ленты, конуса, диски) отходят от соприкасающихся деталей за счет постоянно действующей размыкающей силы, а замыкание их производится при приложении силы управления тормозом.

В грузоподъемных механизмах наиболее широко используются замкнутые двухколодочные тормоза с тормозными колодками, шарнирно связанными с тормозными рычагами. Эти тормоза разгружают вал от радиальной нагрузки.

Двухколоточный тормоз с короткоходовым электромагнитом (рисунок 3.1) состоит из двух кованых рычагов 3 и 6, шарнирно закрепленных на основании. Замыкание тормоза производит силовая винтовая пружина сжатия 5, установленная на штоке 1 в скобе 13. При этом левый конец пружины под действием внутренней силы сжатия давит на скобу 13, шарнирно связанную с рычагом 6, и прижимает колодку к шкиву. Правый конец пружины 5 через шайбу и гайки 9, 10, 11 перемещает шток вправо. При этом правый конец штока свободно проходит через ось (см. сечение Б-Б) и отклоняет якорь электромагнита 7.



1 – шток; 2 – гайка; 3 – рычаг; 4 – вспомогательная пружина; 5 – силовая пружина;
6 – рычаг правый; 7 – якорь; 8 – упорный винт; 9, 10, 11 – гайки; 12 – сухарик; 13 – скоба

Рисунок 3.1 – Колодочный тормоз ТКТ с приводом от электромагнита МО-Б

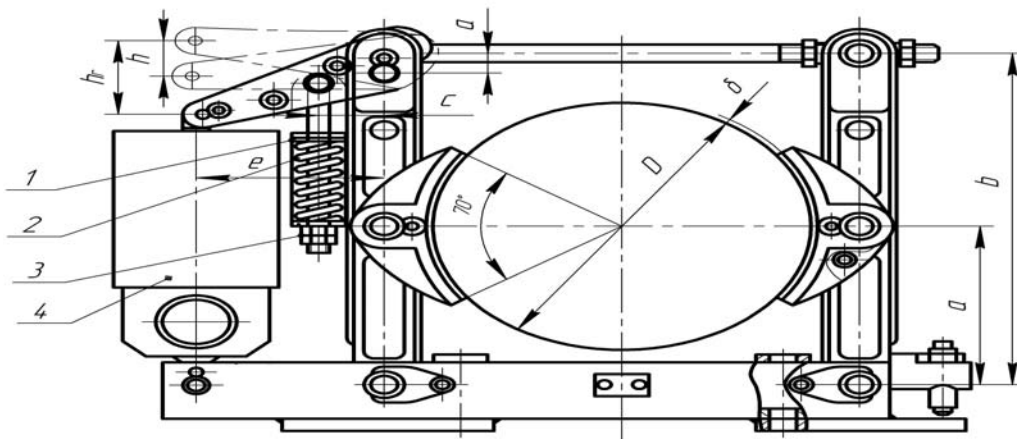
Рычаги тормоза соединены с основанием и замыкающим элементом шарнирно при помощи пальцев, зафиксированных стопорными планками, и образуют шарнирный четырехзвенник. С целью исключения изнашивания верхних частей колодок при трении вращающегося шкива (при растормаживании) на рычагах установлены фрикционные фиксаторы (сухарики) 12. Для растормаживания тормоза используется электромагнит МО-Б, шарнирно установленный на оси. Магнитопривод состоит из ярма и якоря. При подаче напряжения на клеммы катушки в ярме возникает магнитный поток, притягивающий якорь. При повороте якорь упором давит на шток 1, смещая его влево, сжимает пружину 5 и освобождает вспомогательную пружину 4 (имеет усилие 20–60 Н). Последняя давит одним

концом на рычаг 3, а другим – через скобу 13 на рычаг 6 и разводит их (растормаживание). Отходу колодки от тормозного шкива кроме вспомогательной пружины способствуют нагрузки на рычаг 6 от веса электромагнита и якоря. Для ограничения хода рычага на нем установлен регулируемый упорный винт 8, обеспечивающий необходимый зазор между тормозными колодками и шкивом. Регулировка тормоза заключается в установке нормального хода якоря, в сжатии главной пружины и равномерном отходе колодок.

Установка нормального хода якоря производится перемещением штока 1 путем вращения его за четырехгранный хвостик до тех пор, пока отход якоря не достигнет величины $h_{лк}$ (например, для тормоза ТКТ-3М $h_{лк} = 7$ мм). Установку равномерного отхода колодок следует производить винтом 8. Проверку отхода колодок производят по накладкам колодок при помощи мерительного инструмента с точностью отсчета $\pm 0,1$ мм.

Заключительным этапом регулировки является установка такой рабочей длины главной пружины (поджатием гаек 9, 10, 11), которая гарантировала бы необходимое усилие, соответствующее заданному тормозному моменту.

Тормоз типа ТКГ (рисунок 3.2) работает по тому же принципу, но конструктивно отличается от тормоза типа ТКТ.



1 – кронштейн; 2 – пружина; 3 – регулировочная гайка; 4 – электрогидротолкатель

Рисунок 3.2 – Колодочный тормоз с электрогидравлическим приводом

Силовая пружина 2, надетая на шток, верхним концом давит в кронштейн 1, закрепленный на левом рычаге, а нижним через шайбу и регулировочные гайки 3 воздействует на шток. Шток связан с двухплечным рычагом 1, шарнирно закрепленным на левом рычаге тормоза. Под действием силовой пружины шток поворачивает двухплечный рычаг против часовой стрелки и замыкает тормоз. При включении электрогидротолкателя 4 центробежный насос подает рабочую жидкость под поршень и поднимает его. Связанный с поршнем шток преодолевает сопротивление силовой пружины, поворачивает двухплечный рычаг по часовой стрелке и тормоз размыкается. При выключении электродвигателя насос останавливается, а поршень под действием силовой пружины и собственного веса опускается в исходное положение.

Порядок выполнения работы

Требуемый инструмент: линейка, штангенциркуль, гаечный ключ, рычажный динамометрический ключ.

1 Снять параметры основной пружины:

$d_{пр}$ – диаметр проволоки пружины;

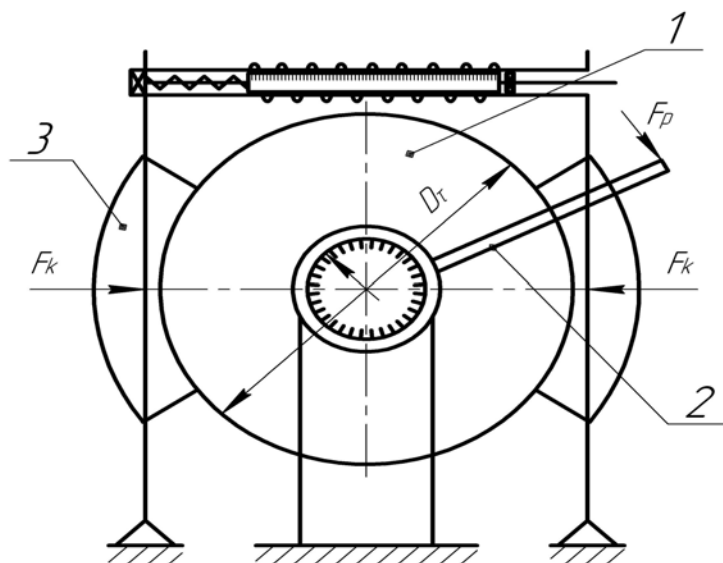
$D_{ср}$ – средний диаметр пружины;

n – полное число витков;
 L_0 – длина пружины в свободном состоянии;
 плечи рычагов a и b , диаметр тормозного шкива D_T (см. рисунок 3.3).

Результаты внести в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Данные замеров

$d_{\text{пр}}$, мм	$D_{\text{ср}}$, мм	n	L_0 , мм	a , мм	b , мм	D_T , мм



1 – тормозной шкив; 2 – динамометрический ключ; 3 – тормозные колодки

Рисунок 3.3 – Схема лабораторной установки для определения тормозного момента

2 С помощью гаечного ключа поворотом гаек 9, 10, 11 (рисунок 3.1) на штоке сжать (деформировать) основную пружину на 5 мм (фиксировать по шкале линейки на скобе), и динамометрическим ключом определить величину тормозного момента.

Повторить опыт четыре раза, деформировав пружину на 10; 15; 20 мм.

3 Определить усилия, возникающие в основной пружине при этих деформациях, по формуле

$$F_{\text{пр}} = \frac{\lambda G d_{\text{пр}}^4}{8 D_{\text{ср}}^3 n_{\text{расч}}},$$

где λ – деформация пружины, мм;
 G – модуль сдвига (для стали $G = 8 \cdot 10^4$ МПа);
 $n_{\text{расч}}$ – число рабочих витков ($n_{\text{расч}} = n - 2$);
 $d_{\text{пр}}$ – диаметр проволоки, мм;
 $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр пружины, мм.

Результаты внести в таблицу 3.2 и определить погрешность.

Таблица 3.2 – Обработка результатов работы

Деформация пружины λ , мм	Усилие в пружине $F_{пр}$, Н	Тормозной момент опытный $T_{то}$, Н· м	Тормозной момент теоретический $T_{т}$, Н· м	Погрешность в %
5				
10				
15				
20				

4 Определить теоретический тормозной момент при сжатии пружины по формуле

$$T_{т} = \frac{F_{пр} D_{т} b}{a} f \eta.$$

Принять коэффициент трения $f = 0,35-0,42$, а КПД $\eta = (0,9-0,95)$.

5 Построить график функции $T_{т} = f(\lambda)$ для опытных и теоретических значений.

Подготовка к проведению работы

- 1 Изучить настоящие методические указания.
- 2 Проработать по конспектам лекций и учебникам тему «Колодочные тормоза».
- 3 Подготовить бланк протокола для проведения лабораторной работы.

Контрольные вопросы

- 1 Чем отличаются друг от друга замкнутые и разомкнутые тормоза?
- 2 На какие группы в зависимости от конструкции делятся тормоза?
- 3 На каком валу механизма целесообразно устанавливать тормоз и почему?
- 4 Как устроен и работает двухколодочный тормоз типа ТКТ в следующих видах работ: а) подъем груза; б) опускание груза; в) груз подвешен, но не перемещается?
- 5 Какие регулировки предусмотрены в колодочном тормозе?

Практическое занятие № 3

Расчет колодочного тормоза

Величина тормозного момента механизма подъема груза определяется из выражения

$$T_{т} = \beta \frac{F_{гр} D_{б} \eta_{м}}{2U_{общ} i_{п} \eta_{п}}, \quad (3.1)$$

где β – коэффициент запаса торможения (таблица 3.1);

$F_{гр}$ – вес груза, Н;

D – диаметр барабана, мм;

$U_{общ}$ – общее передаточное число привода;

$i_{п}$ – кратность полиспаста;

$\eta_{м}$ – КПД механизма ($\eta_{м} = 0,8-0,85$);

$\eta_{п}$ – КПД полиспаста.

Таблица 3.1 – Коэффициент запаса торможения

Группа режима	M4-M5	M6	M7	M8
Коэффициент запаса β	1,5	1,75	2	2,5

По найденному T_T выбирается стандартный тормоз (таблица 3.2).

Усилия прижатия колодки к тормозному шкиву

$$F_k = \frac{T_T}{fD_T}, \quad (3.2)$$

где f – коэффициент трения (таблица 3.3);

D_T – диаметр тормозного шкива, мм (таблица 3.2);

T_T – тормозной момент, Н м.

Таблица 3.2 – Колодочные тормоза типа ТКТ

Типоразмер тормоза	Тормозной момент, Н·м	Диаметр тормозного шкива, мм	Отход колодок, мм	Электромагнит			e , мм	a , мм	b , мм
				тип	$M_{эл. магн.}$, Н·м	ход штока, мм			
ТКТ-100	20	100	0,4	МО-100Б	5,5	2	22	100	210
ТКТ-200/100	40	200	0,4	МО-100Б	5,5	2	22/40	170	360
ТКТ-200	160	200	0,5	МО-200Б	40	2,5	40	170	360
ТКТ-300/200	240	300	0,5	МО-200Б	40	2,5	40/40	240	500
NRN-300	500	300	0,7	МО-300Б	100	3,0	46	240	500

Таблица 3.3 – Допускаемое давление $[p]$ и коэффициент трения f в тормозах

Материал трущихся поверхностей	$[p]$, МПа		f
	стопорный тормоз	спускной тормоз	
Чугун и сталь по чугуну	2,0	1,5	0,15
Сталь по стали	0,4	0,2	0,2
Тормозная асбестовая лента по чугуну и стали	0,6	0,3	0,35
Вальцованная лента по чугуну и стали	0,6	0,4	0,42

П р и м е ч а н и е – Стопорный тормоз производит остановку механизма, спускной тормоз ограничивает скорость движения механизма.

Среднее давление между колодкой и шкивом проверяется по формуле

$$p = \frac{F_k}{A} \leq [p], \quad (3.3)$$

где $[p]$ – допускаемое давление с обкладками из тормозной ленты (таблица 3.3);

A – расчетная площадь соприкосновения колодки и шкива.

$$A = \frac{\pi D_T}{360^\circ} \beta^\circ b.$$

Здесь b – ширина колодки, $b = (0,3 - 0,5) D_T$;
 β° – угол обхвата шкива колодкой ($\beta \approx 70^\circ$).

Проверка тормоза на износ и нагрев выполняется по формуле

$$Pv \leq [pv] = (1,5-3,0) \text{ МПа}\cdot\text{м/с}. \quad (3.4)$$

Расчетное усилие в основной пружине

$$F_{\text{расч}} = F_{\text{пр}} + F_1, \quad (3.5)$$

где F_1 – усилие вспомогательной пружины ($F_1 = 40 - 60 \text{ Н}$);
 $F_{\text{пр}}$ – усилие, действующее на штоке.

$$F_{\text{пр}} = \frac{T_\tau a}{fD_T \eta b}, \quad (3.6)$$

где η – КПД рычажной системы ($\eta = 0,9 - 0,95$);
 a и b – размеры плеч (см. рисунок 3.2, таблицу 3.2).

Диаметр проволоки основной пружины определяется по формуле

$$d_{\text{пр}} = 1,6 \sqrt{\frac{CF_{\text{расч}}K}{[\tau]_{\text{кр}}}}, \quad (3.7)$$

где C – индекс пружины. Он выбирается в пределах 4–12 (рекомендуется 5–6);

K – коэффициент кривизны проволоки пружины $\left(K = \frac{4C+2}{4C-3} \right)$;

$[\tau]_{\text{кр}}$ – допускаемое напряжение на кручение (для стали марки 60С2 $[\tau]_{\text{кр}} = 750 \text{ МПа}$).

Средний диаметр основной пружины

$$D_{\text{ср}} = C d_{\text{пр}}.$$

Число витков основной пружины определяется по формуле

$$n = \frac{L_{\text{пр}}}{t_{\text{пр}}},$$

где $L_{\text{пр}}$ – длина пружины, $L_{\text{пр}} = (0,4-0,6) D_T$;
 $t_{\text{пр}}$ – шаг пружины в сжатом состоянии, $t_{\text{пр}} \leq 1,2d_{\text{пр}}$.

Длина проволоки для изготовления пружины

$$l = (\sqrt{(\pi D_{\text{ср}})^2 + t^2})n, \quad (3.8)$$

где t – шаг пружины в свободном состоянии, мм. Обычно $t = \frac{D_{\text{ср}}}{2} - \frac{D_{\text{ср}}}{3}$.

Проверка пригодности электромагнита производится по работе оттормаживания. Электромагнит работоспособен, если выполняется условие:

$$W_{\text{эл.магн.}} \geq W_{\text{расч.}}; W_{\text{эл.магн.}} = \frac{M_{\text{эл.магн.}} \cdot h_{\text{шт}} \cdot K'}{e}; W_{\text{расч.}} = 2F_k \frac{\Delta}{\eta}, \quad (3.9)$$

где $M_{\text{эл. магн.}}$ – момент электромагнита, Н·м (таблица 3.2);
 e – плечо, мм (таблица 3.2);
 $h_{\text{шт}}$ – ход штока, мм (таблица 3.2);
 K' – коэффициент использования хода якоря электромагнита ($K' = 0,8-0,85$);
 Δ – отход колодок от тормозного шкива (0,6–1,0 мм).

Лабораторная работа № 4

Исследование механизма передвижения крана по рельсовым путям

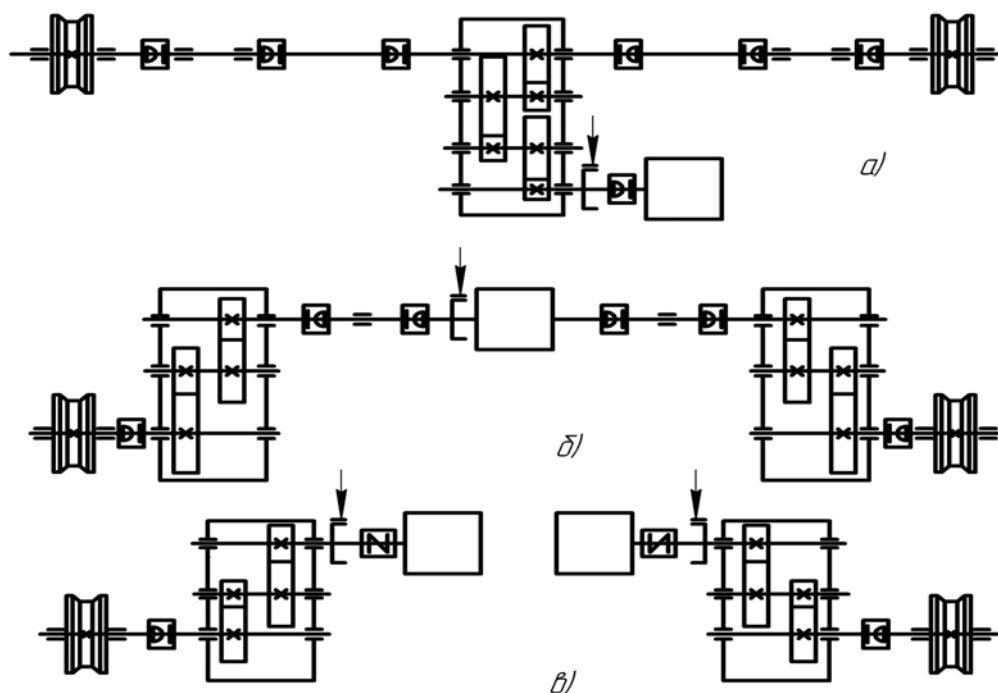
Цель работы: изучить конструкции, принцип работы и методику расчетов механизмов передвижения грузоподъемных машин по рельсовым путям, экспериментально определить коэффициент сопротивления перекачиванию колес по рельсу.

Теоретическое обоснование

Механизм передвижения применяют для перемещения грузоподъемной машины с грузом или на холостом ходу, а также для перемещения груза в пределах габаритов машины. Для машин, передвигающихся по рельсовому пути, применяют механизмы передвижения с приводными ходовыми колесами (рабочий орган – колесо) – первого типа или канатной (цепной) тягой для привода тележек – второго типа. В механизмах первого типа все детали, включая приводные колеса, размещены на ходовой раме, тогда как в механизмах второго типа все детали, кроме колес, расположены за пределами рамы.

В зависимости от типа крана, его конструкции и грузовысотных характеристик механизмы передвижения выполняют с центральным или отдельным приводом. По конструкции различают механизмы с тихоходными (рисунок 4.1, *а*), среднеходными и быстроходными (рисунок 4.1, *б*) трансмиссионными валами. Указанные схемы механизмов обычно применяют на мостовых, реже – козловых кранах. Трансмиссионный вал выполнен из отдельных секций, соединенных зубчатыми компенсирующими муфтами и опирающихся на радиальные сферические двухрядные подшипники качения. Кинематическая схема с тихоходным валом наиболее простая и распространенная на мостовых кранах и тележках, так как имеет один центрально расположенный редуктор и электродвигатель. Тихоходный трансмиссионный вал передает от редуктора на ходовые колеса максимальный вращающий момент, в связи с этим секции вала, муфты и подшипники имеют значительные габариты. С увеличением грузоподъемности и пролета крана число этих элементов и их параметры возрастают. В отличие от тихоходного, быстроходный трансмиссионный вал связан с валом электродвигателя, передает минимальный вращающий момент, поэтому его диаметр в 2–3 раза, а масса в 4–9 раз меньше. Однако его применение требует высокой точности монтажа деталей (особенно подшипников на жестких опорах) и их динамической балансировки. На работу таких валов влияют деформации моста, поэтому их целесообразно применять в механизмах передвижения крановых мостов с повышенной жесткостью конструкции при длине пролета более 20 м.

Наличие длинных трансмиссионных валов усложняет и удорожает конструкцию механизма, поэтому все большее применение получают механизмы передвижения с отдельным приводом (рисунок 4.1, *в*). Каждый электродвигатель рассчитывают на 60 % общей требуемой мощности с учетом возможной неравномерности их загрузки.



a – с тихоходным трансмиссионным валом; *б* – с быстроходным трансмиссионным валом; *в* – с отдельным приводом

Рисунок 4.1 – Кинематическая схема механизма передвижения мостового крана

Однорельсовые электротали и тележки имеют механизм передвижения специальной конструкции, в которой одна пара катков выполнена приводной.

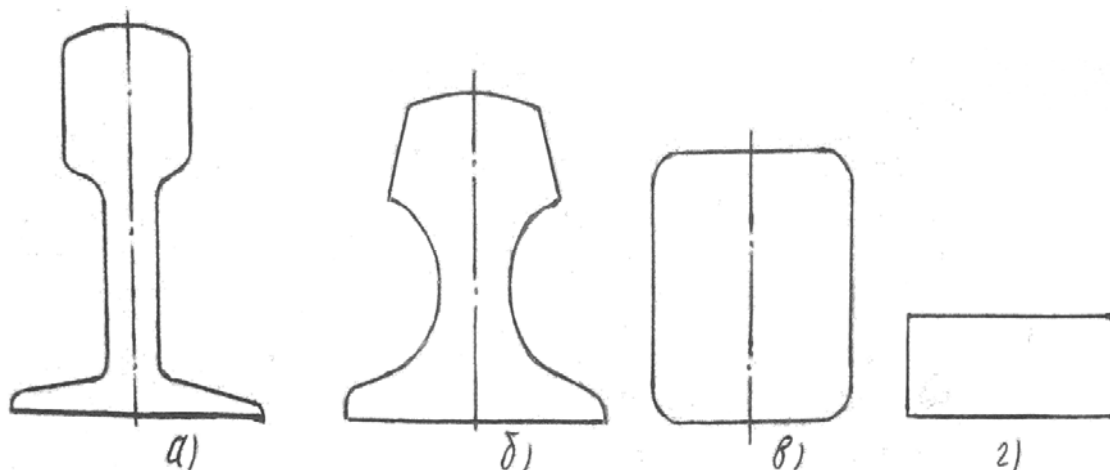
Механизмы передвижения второго типа применяют главным образом для передвижения грузовых тележек башенных и кабельных кранов (рисунок 4.9). Рабочим органом такого механизма является барабан тяговой лебедки, а тяговым органом – канат или цепь. Тяговый орган выполнен в виде двух ветвей – верхней и нижней. Концы обеих ветвей прикреплены к раме грузовой тележки, а противоположные концы ветвей навиваются на барабан лебедки в противоположных направлениях. При этом при вращении барабана в определенном направлении одна ветвь навивается на него, а другая свивается, осуществляя тем самым передвижение тележки. При реверсировании барабана грузовая тележка передвигается в противоположном направлении. Так как механизм установлен на раме крана, то тяговый орган проходит через систему обводных блоков. Узлы крепления тягового органа к тележке предусматривают возможность его натяжения при запасовке и в процессе эксплуатации.

Рельсовые крановые пути предназначены для восприятия рабочих нагрузок от крана, (тележки) и передачи их на основание (грунт) или металлоконструкцию крана, а также для направления движения крана (тележки).

Для кранов большой грузоподъемности применяют опорные крановые пути с направляющими в виде железнодорожных рельсов типа Р (нормальной колеи) (рисунок 4.2, *a*) или крановых специального профиля типа КР (рисунок 4.2, *б*). Опорный путь для кранов малой грузоподъемности выполняют из железнодорожных рельсов (узкой колеи) или стального квадратного профиля с закругленными углами (рисунок 4.2, *в*), или полосового профиля (рисунок 4.2, *г*). Размеры рельсов приведены в таблицах 4.3–4.6.

Для однобалочных многопролетных мостовых кранов, кран-балок и талей, как правило, применяют подвесные пути с направляющими в виде двух- и однотавровых балок или составленные из двух швеллеров, уголков. Тали передвигаются по крановому пути с одной направляющей – монорельсу. Передача нагрузки от крана (тележки) на опорную поверхность (рельс) осуществляется через ходовые колеса. Ходовые колеса делятся на хо-

лостые и ведущие. Холостые колеса поддерживают машину (узел) и груз, ведущие колеса поддерживают и перемещают машину и груз.

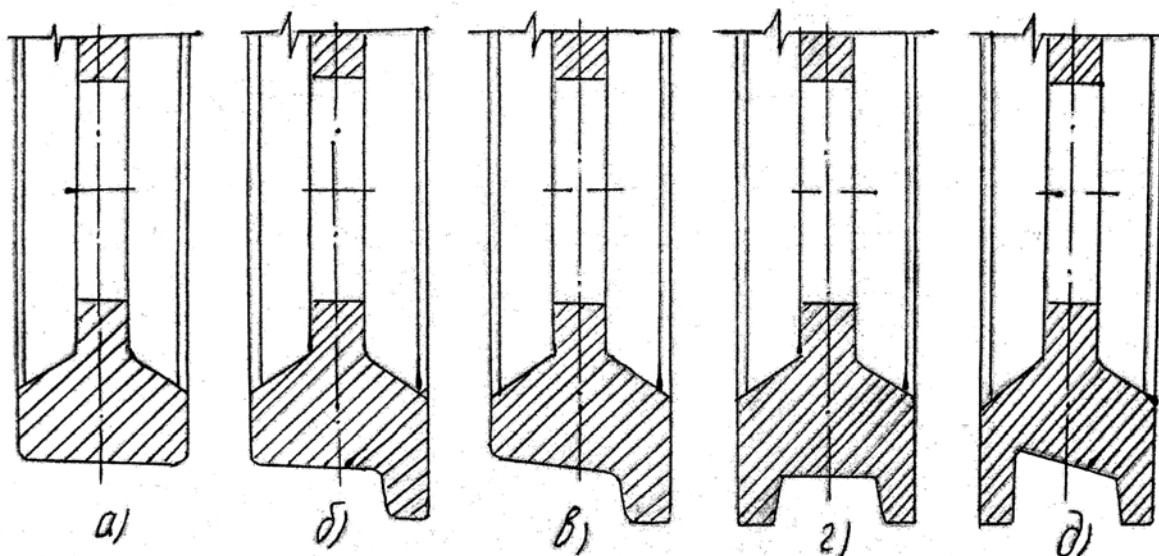


a – железнодорожные, типа Р; *б* – крановые, типа КР; *в* – квадратного профиля; *г* – полосового профиля

Рисунок 4.2 – Профили рельсов опорных крановых путей

Ходовые колеса изготавливают главным образом из стали литыми, штампованными или цельнокатанными. Диаметры колес в зависимости от грузоподъемности, скорости движения и других параметров крана находятся в пределах 160–1000 мм. Твердость поверхности катания и реборд колеса должны быть не более НВ 330–350. В кранах с ручным приводом могут применяться ходовые колеса из чугуна марки СЧ 18 с отбеленной поверхностью ободьев до твердости НВ 180–240.

Конструкция ходовых колес должна исключать возможность схода их с рельсов. Для этого колеса снабжают одним или двумя фланцами-ребордами, ограничивающими ширину поверхности катания и служащими для направления движений колеса по рельсу. По наличию реборд различают ходовые колеса: двух- одно- и безребордные (рисунок 4.3).



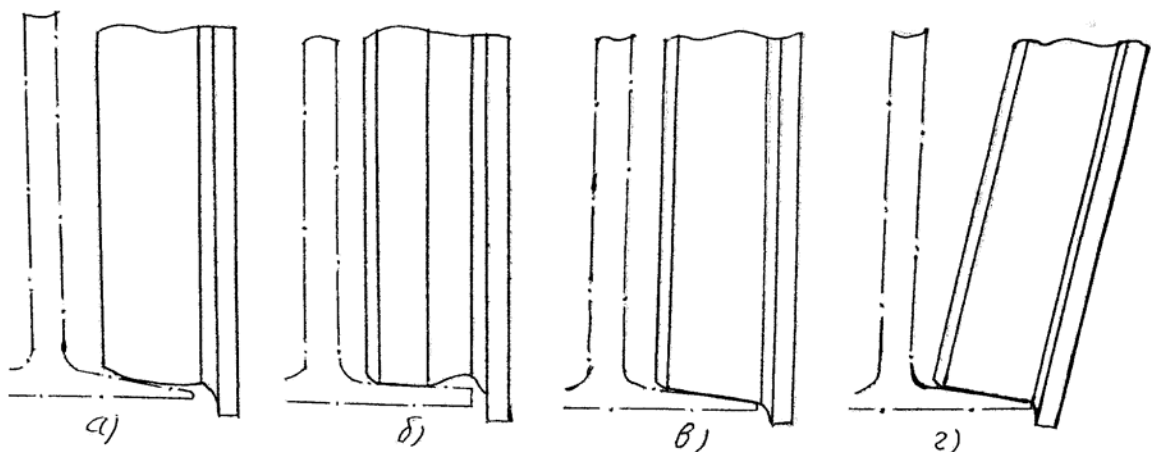
a – цилиндрическое безребордное; *б* – цилиндрическое одностороннее; *в* – коническое одностороннее; *г* – цилиндрическое двухребордное; *д* – коническое двухребордное

Рисунок 4.3 – Формы ходовых колес

Как правило, ходовые колеса кранов изготавливают двухребордными. Одноробордные колеса применяют на кранах с малой шириной колеи, грузовых тележках кранов мостового типа и на подвесных тележках, передвигающихся по однорельсовому пути (монорельсу). В случае применения безребордных колес (на специальных кранах, например, велосипедных) функции реборд должны выполнять направляющие ролики с вертикальной осью вращения, взаимодействующие с боковыми поверхностями крановых рельсов или специальными направляющими. По форме поверхности катания ходовые колеса бывают цилиндрические и конические. Цилиндрические колеса могут перемещаться по рельсам с плоской или скругленной головкой и их применяют в механизмах передвижения кранов с отдельным приводом, с числом ходовых колес более четырех и для грузовых тележек кранов мостового типа. В механизмах передвижения с общим (центральным) приводом и двумя ведущими колесами применяют конические колеса, устанавливаемые так, чтобы вершины конусов находились за пределами колеи крана. В этом случае применяют специальные рельсы типа КР и Р со скругленной головкой.

Конструкция и размеры типовых двух- и одноробордных колес приведены в таблицах 4.5, 4.6. Ширину обода (размер В) двухребордных колес принимают для кранов – на 25–30 мм, для грузовых тележек – на 15–20 мм больше ширины головки рельса. У одноробордных колес эта разница должна быть не менее 30 мм. У безребордных колес ширина поверхности катания должна быть больше ширины головки рельса не менее чем на 60 мм. У конических двухребордных колес профиль обода аналогичен профилю обода одноробордных колес, однако беговая поверхность имеет наклон в пределах 1:16–1:25. Колеса, предназначенные для установки на неподвижную ось, выполняют со ступицей увеличенного диаметра для размещения подшипников.

В подвесных тележках применяют ходовые колеса с бочкообразными (рисунок 4.4, а) и цилиндрическими беговыми поверхностями. В последнем случае не должно быть перегиба по линии контакта колеса и полки, приводящего к резкому снижению долговечности колес. Целесообразно смещать рабочий участок обода колеса к его внешнему торцу (рисунок 4.4, б), что приводит к снижению напряжений в полках монорельса. Передвижение конических колес по наклонным полкам (рисунок 4.4, в) сопровождается проскальзыванием. В этом случае рекомендуется применять наклонно устанавливаемые цилиндрические колеса (рисунок 4.4, г).



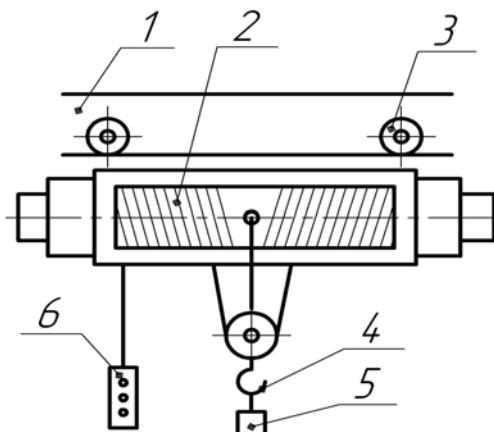
а – бочкообразный; б – со смещенным рабочим участком; в – конический; г – цилиндрический наклонно установленный

Рисунок 4.4 – Профили беговых поверхностей колес подвесных тележек

Описание установки

На рисунке 4.5 представлена схема установки для определения коэффициента сопротивления перекачиванию колес по рельсу. Установка состоит из монорельса (двуглава) 1,

к которому посредством ходовых колес 3 подвешен электротельфер 2. Основные технические данные его приведены в таблице 4.1. При проведении опыта к крюку 4 тельфера подвешиваются грузы 5. Управление осуществляется с помощью пульта 6.



1 – монорельс; 2 – электротельфер; 3 – колеса ходовые; 4 – крюк; 5 – груз; 6 – пульт управления

Рисунок 4.5 – Установка лабораторная

Таблица 4.1 – Общие сведения и основные технические данные электротельфера

Завод-изготовитель	«Янтра» (НРБ)
Тип электротельфера	ВО92М
Грузоподъемность, кН	2,5
Скорость подъема, м/с	
-основная	0,133
-пониженная	0,04
5. Скорость передвижения, м/с	0,33
6. Собственный вес, кН	0,39
Диаметр колеса	50 мм
Диаметр цапфы колеса	15 мм

Подготовка к проведению работы

- 1 Изучить настоящие методические указания.
- 2 Проработать по конспектам лекций и учебникам тему «Механизмы передвижения кранов и их элементы».
- 3 Подготовить таблицу для записи опытных данных.

Порядок выполнения работы

- 1 Включить электропитание тельфера, ознакомиться с управлением с помощью пульта.
- 2 Перемещая тельфер без груза из одного крайнего положения в другое, при установившемся движении произвести измерение потребляемой мощности P' электродвигателя механизма передвижения с помощью ваттметра.
- 3 Опыт повторяется, перемещая тельфер в противоположную сторону и измеряя мощность P'' . Результаты опытов внести в таблицу и определить среднее значение мощности, потребляемой электродвигателем механизма перемещения тельфера при движении без груза. Таким образом исключается влияние на результаты опытов уклона монорельса.
- 4 Подвесить на крюк тельфера груз весом $F_{гр1}$, произвести замеры потребляемой мощности при движении тельфера в разные стороны.

5 Подвесить на крюк тельфера груз весом $F_{гр2}$, произвести замеры потребляемой мощности.

6 Подвесить на крюк тельфера грузы весом $F_{гр1}$ и $F_{гр2}$ одновременно и повторить опыт.

7 В одном из крайних положений тельфера грузы снять, электропитание отключить.

Данные: вес грузов $F_{гр1}$ и $F_{гр2}$, диаметр колес D , коэффициент трения качения колес μ , коэффициент трения реборд о рельс K_p , коэффициент трения в цапфах колес f , средний диаметр подшипника колеса d взять у преподавателя.

$$F_{гр1} = \text{_____ Н}; F_{гр2} = \text{_____ Н}; D = \text{_____ мм}; \mu = \text{_____ мм};$$

$$d = \text{_____ мм}; \quad v \text{ _____ м/с}; F_T = \text{_____ Н}; f = \text{_____}; K_p = \text{_____}.$$

Таблица 4.2 – Значение опытных данных и результаты расчетов

Номер опыта	Вес груза $F_{гр1}$, Н	Нагрузка общая F_o	Потребляемая мощность, Вт			ΔP_i , Вт	ΔF_i , Н	φ_{ni}	$\varphi_{нсп}$	φ_n	η
			P'_i	P''_i	$P_{ср}$						
1	$F_T =$	$F_T =$			$P_{ср.т} =$		-	-	-		
2	$F_1 =$	$F_T + F_{гр1} =$			$P_{ср.гр1} =$						
3	$F_2 =$	$F_T + F_{гр2} =$			$P_{ср.гр2} =$						
4	$F_3 =$	$F_T + F_{гр1} + F_{гр2} =$			$P_{ср.гр3} =$						

Обработка опытных данных

1 По формуле $\Delta P_i = P_{ср.грi} - P_{ср.т}$ (Вт) определить изменение величины потребляемой мощности при передвижении тельфера с i -м грузом.

2 По формуле $\Delta F_i = \frac{\Delta P_i}{v}$ (Н) определить изменение силы сопротивления качению колес с i -м грузом.

3 По формуле $\varphi_{ni} = \frac{\Delta F_i}{F_{грi}}$ определить коэффициент сопротивления перекачиванию колес при движении с i -м грузом.

4 Определить среднее значение опытного коэффициента сопротивления перекачиванию колес $\varphi_{нсп}$.

5 По формуле $\varphi_n = (2\mu + fd) K_{кр}/D$ определить теоретическое значение коэффициента сопротивления перекачиванию колес.

6 Определить погрешность опыта

$$\eta = \frac{\varphi_n - \varphi_{нсп}}{\varphi_n} 100 \%$$

7 Данные расчетов внести в таблицу.

8 Вычертить графики зависимости потребляемой мощности P , силы сопротивления качению колес F и коэффициента сопротивления перекачиванию колес φ_n от веса перемещаемого груза F_o .

Вопросы для самоконтроля

- 1 Как классифицируются механизмы передвижения? В чем состоит отличие механизма первого типа от второго?
- 2 Как устроен и работает механизм передвижения с центральным приводом? Где его применяют?
- 3 Какие преимущества обеспечивают быстроходные трансмиссионные валы?
- 4 Какие преимущества обеспечивают тихоходные трансмиссионные валы?
- 5 Что дает применение раздельного привода?
- 6 Как устроен и работает механизм передвижения электротали?
- 7 Как устроен и работает механизм передвижения с гибким тяговым органом?
- 8 Для чего нужен крановый путь и какие типы крановых путей применяют?
- 9 Как устроен крановый путь, какие типы рельсов в нем применяют?
- 10 Как классифицируются ходовые колеса по числу реборд и по форме поверхности катания?
- 11 Какие колеса применяют в подвесных тележках?

Практическое занятие № 4

Расчет механизмов передвижения грузоподъемных машин

Расчет механизма передвижения с электроприводом

Выбор ходовых колес

Для механизма передвижения необходимо нагрузку на колеса распределить равномерно. Это возможно для тельферов, тележек кранов и невыполнимо для ходовой части самого крана вследствие перемещения тележки, когда нагрузка на колесо достигает наибольшей величины при ее крайнем положении (рисунок 4.1, б). Число ходовых колес в зависимости от грузоподъемности можно принять по следующей рекомендации:

Вес груза, кН	50	75–125	150–200	250–300
Число ходовых колес	4	6	12	16

При симметрично расположенном грузе (рисунок 4.1, а) нагрузка на колесо будет равна:

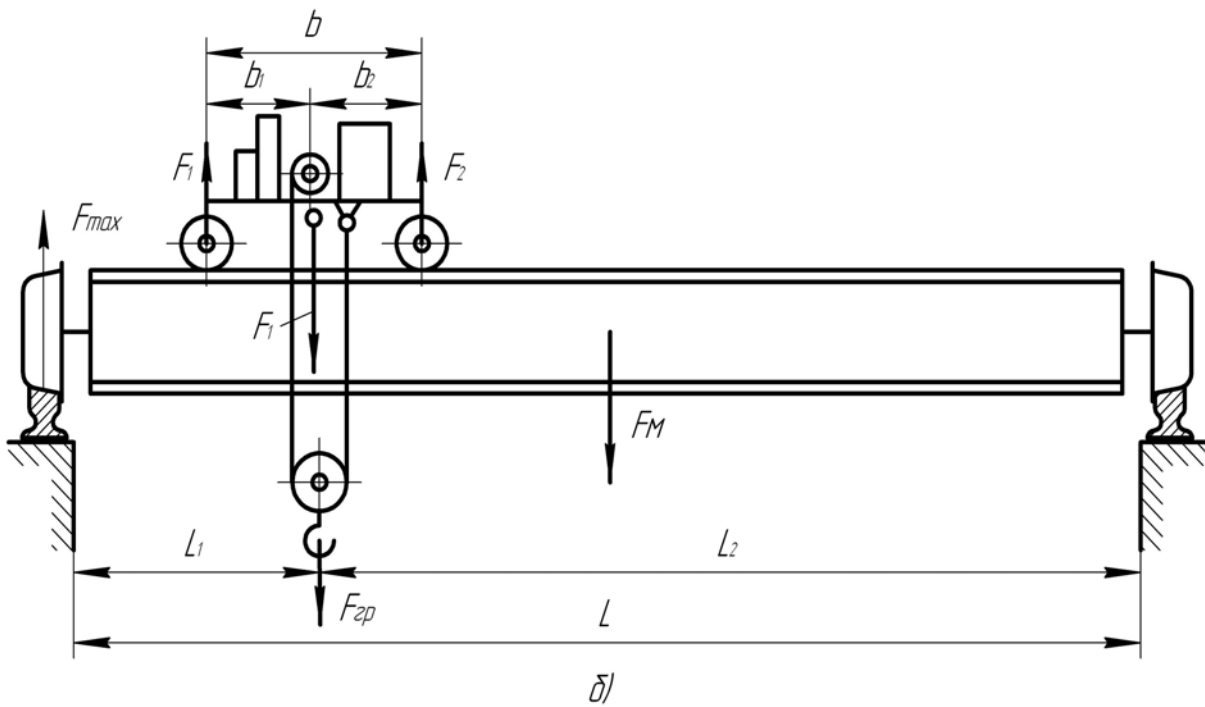
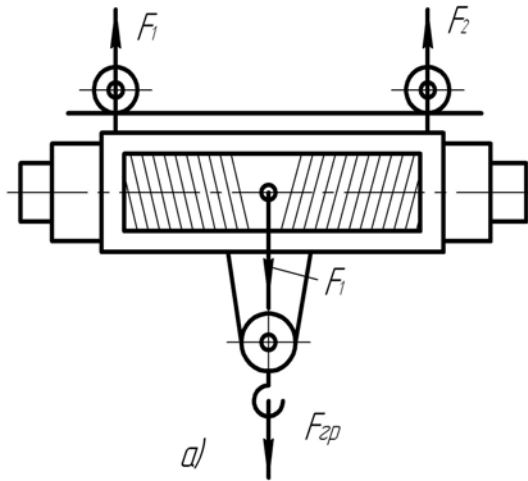
$$F_{\max} = \frac{F_{\text{гр}} + F_{\text{Т}}}{Z}, \quad (4.1)$$

где $F_{\text{гр}}$ и $F_{\text{Т}}$ – соответственно вес груза и тельфера;
 Z – число колес.

При несимметричном расположении груза (рисунок П4.1, б) при перемещении тележки с грузом в одно из крайних положений ориентировочно:

$$F_{\max} = \frac{F_{\text{гр}} + F_{\text{Т}}}{2} + \frac{F_{\text{м}}}{4}, \quad (4.2)$$

где $F_{\text{м}}$ – вес моста.



a – электротельфера; *б* – мостового крана

Рисунок 4.1 – Схема для определения распределения нагрузки на колеса механизма передвижения

Предварительно можно принять (при отсутствии точных данных)

$$F_M \approx 0,7 F_{гр}; \quad F_T \approx 0,3 F_{гр}.$$

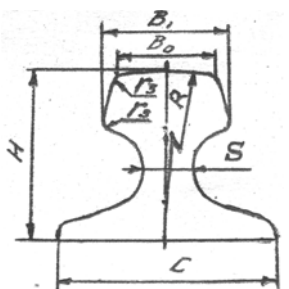
Исходя из максимальной статической нагрузки, скорости передвижения и группы классификации (режима) механизма по таблицам 4.1 и 4.8 подбирают и колеса, и рельс.

Таблица 4.1 – Рельсы железнодорожные узкой и широкой колеи



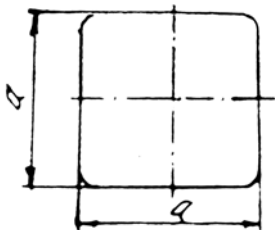
Тип рельсов	Основные размеры, мм						ГОСТ на конструкцию и размеры
	H	C	B ₀	S	R	r ₃	
P8	65	54	25	7	-	5	ГОСТ 6368-82
P11	80,5	66	32	7	95	7	ГОСТ 6368-82
P15	90	80	40	10	90	9	ГОСТ 6368-82
P24	108	92	51	10,5	200	10	ГОСТ 6368-82
P38	135	114	68	13	300	13	ГОСТ 3542-47
P43	140	114	70	14,5	300	13	ГОСТ 7173-54
P50	152	132	72	16	500	15	ГОСТ 7174-75
1P65	180	150	75	18	500	15	ГОСТ 8161-75
2P65	180	150	75	18	500	15	ГОСТ 8161-75

Таблица 4.2 – Рельсы крановые (ГОСТ 4121-76)



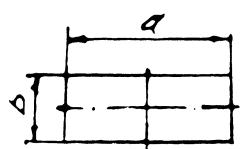
Тип рельсов	Основные размеры, мм						
	H	C	B ₁	B ₀	S	R	r ₃
KP70	120	120	76,5	70	28	400	6
KP80	130	130	87	80	32	400	8
KP100	150	150	108	100	38	450	8
KP120	170	170	129	120	44	500	8
KP140	170	170	150	140	60	700	10

Таблица 4.3 – Сталь горячекатаная квадратная (ГОСТ 2591-57)



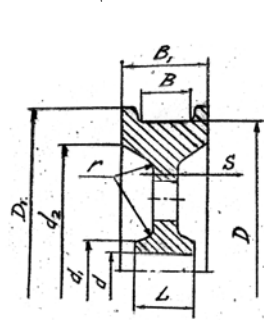
a, мм	30	40	50	60	70	80	90	100
Площадь поперечного сечения	900	1600	2500	3600	4900	6400	8100	10000
Вес 1 м, Н	70,6	126	196	283	395	502	636	785

Таблица 4.4 – Сталь горячекатаная полосовая (ГОСТ 103-57)



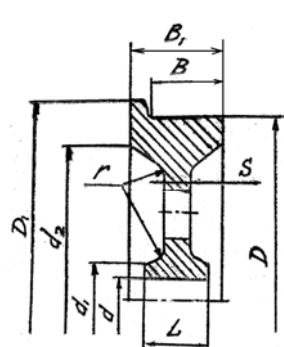
a, мм	30	40	50	60	70	80	90	100
b, мм	16	16	20	20	20	30	30	30
Вес 1 м, Н	38	50,2	62,8	78,5	94,2	143	188	326

Таблица 4.5 – Основные размеры крановых колес (ГОСТ 28648-90)



D	D ₁	d	d ₁	d ₂	B	B ₁	L	S	r	Масса, кг
200	230	50	80	175	50	80	80	18	18	20
250	230	55	85	220	70	110	110	18	18	30
320	360	70	120	275	80	120	120	20	20	50
400	450	95	150	350	80-100	130-150	120-130	25	25	90
500	550	110	170	440	90-100	150	135	35	35	140
500	550	115	175	440	90-100	150	150	35	35	140
560	600	100;150	230;310	500	90	130	180	35	20	200
630	680	135	200	530	90-130	140-180	150	35-40	40	250
710	770	135;145	200	640	100-150	150-200	150;160	35-60	40	410

Таблица 4.6 – Основные размеры одноробордных колес



D	D_1	d	d_1	d_2	B	B_1	L	S	r	масса, кг
160	180	40	70	130	60	70	70	18	15	10
200	230	50	80	175	65	80	80	18	18	12
250	290	60	85	215	70	90	90	18	18	20
320	360	65	95	285	80	100	100	18	20	31
320	360	85	145	285	80	100	100	18	20	31
400	450	85	130	360	105	130	130	22	20	61
400	450	85	145	360	105	130	110	22	20	61
500	550	95	155	442	125	150	150	28	30	113
500	550	105	155	442	125	150	150	28	30	113

Таблица 4.7 – Одно- и двухробо́рные колеса. Наибольшие допустимые нагрузки

Скорость передвижения, м/мин	Нагрузка на колесо при режимах работы, кН											
	Л	С	Т	Л	С	Т	Л	С	Т	Л	С	Т
	160/P8*			200/P11			250/P15			320/P24		
20	26,8	15,4	10,8	42,5	23,2	16,3	70,0	58,3	50,0	123	102	65,0
40	22,9	12,6	8,7	34,6	19,0	13,2		58,3	41,5	123	84,5	59,0
63	19,8	11,0	7,8	29,8	16,5	11,5		52,0	36,2	123	74,5	51,5
80	19,6	10,2	7,1	28,0	15,4	10,7		48,5	33,8	123	68,5	47,5
100	17,3	9,6	6,8	26,3	14,4	10,0		46,6	31,6	115	64,0	44,5
120	16,2	9,0	6,2	24,4	13,4	9,4		42,2	29,6	108	60,0	42,0
160	15,1	8,8	5,8	22,9	12,5	6,8		39,5	27,5	101	55,8	33,0
	400/P38			500/КР70			560/КР70			630/КР70		
20	218	188	128	320	296	229	400	356	302	490	409	350
40	218	159	110		267	188		353	245		409	296
63	218	138	96		235	164		308	216		366	258
80	218	128	90		220	153		288	200		345	240
100	218	120	84		206	144		268	188		322	223
120	200	120	78		192	134		256	175		300	209
160	190	104	74		178	124		234	163		280	195

* Диаметр колеса в мм / тип рельса.

Таблица 4.8 – Безробо́рные колеса. Наибольшие допустимые нагрузки

Скорость передвижения, м/мин	Нагрузка на колесо при режимах работы, кН								
	М4-М5	М6	М7-М8	М4-М5	М6	М7-М8	М4-М5	М6	М7-М8
	320/P24*			400/P38			500/КР70		
20	110	102	85	210	207	160	320	296	254
40		100	69,5		187	130		296	223
63		88	61		163	113		278	194
80		81	56,5		153	106		260	181
100		75,5	52,5		142	99		244	170
120		71	48,5		132	92		226	158
160		66	46		124	86,5		211	146
	560/КР70			630/КР70			710/КР70		
20	400	356	306	490	409	350	576	473	405
40		356	292		409	350		473	405
63		355	256		409	304		473	373
80		340	238		408	283		473	349
100		318	222		381	264		465	324
120		298	207		355	247		435	303
160		276	193		331	230		408	284

* Диаметр колеса в мм / тип рельса.

Выбранные колеса проверяют по контактной прочности как критерию работоспособности.

При линейном контакте

$$\sigma_{\text{к.л.}} = 5050 \sqrt{\frac{K_d F_{\text{max}}}{BD}} \leq [\sigma]_{\text{к}}. \quad (4.3)$$

При точечном контакте

$$\sigma_{\text{к.т.}} = 7875 K \sqrt[3]{\frac{K_d F_{\text{max}}}{D^2}} \leq [\sigma]_{\text{к}}, \quad (4.4)$$

где F_{max} – максимальная статическая нагрузка на колесо, кН;

D – диаметр ходового колеса, мм;

K_d – динамический коэффициент; $K_d = 1 + aV$;

V – скорость передвижения, м/с;

$a = 0,10; 0,15; 0,20; 0,25$ соответственно при укладке рельса на шпалы, балласт, металлические или железобетонные балки и массивный фундамент;

K – коэффициент, зависящий от отношения радиуса R закругления головки рельса к диаметру колеса D , определяемому по рисунку 4.2;

B – рабочая ширина плоского рельса (без учета скругленных углов), мм.

$$B = B_0 - 2r_3; \quad (4.5)$$

B_0 – ширина рельса, мм;

r_3 – радиус закругления на углу рельса, мм;

$[\sigma]_{\text{к}}$ – допускаемые контактные напряжения (таблица 4.11).

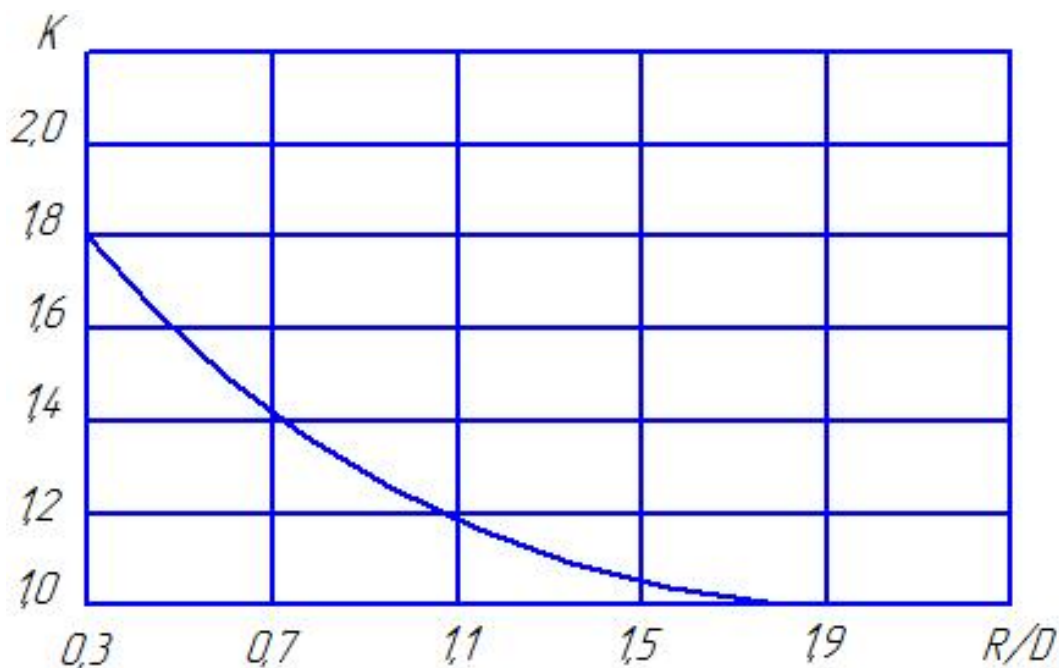


Рисунок 4.2 – Зависимость коэффициента K от R/D

Таблица 4.9 – Значения предельных контактных напряжений для некоторых сталей

Марки стали, термообработка	$[\sigma]_к$, МПа
Кованые колеса	
Сталь 35, нормализованная	430
Сталь 45, нормализованная	510
Сталь 50, закалка, отпуск до HB240	650
Сталь 75 и 65Г, закалка, отпуск до HB260	630
Сталь 75 и 65Г, закалка, отпуск до HB290	750
Сталь 75 и 65Г, закалка, отпуск до HB330	860
Сталь 75 и 65Г, закалка, обод прокатан до HB330	920
Литые колеса	
Сталь 35Л, отжиг	410
Сталь 55Л, отжиг	490
Сталь 40ГЛ, отжиг	540
Сталь 50Г2, нормализованная	850
П р и м е ч а н и е – При точечном контакте $[\sigma]_к$ можно принимать в 2 раза больше, чем при линейном.	

Расчет электропривода

Определяют сопротивление передвижению в установившемся режиме работы:

$$F_y = F_{Tp} + F_{yk} + F_e. \quad (4.6)$$

Сопротивление сил трения в ходовых частях крана (тележки):

$$F_{Tp} = \frac{F_0}{D} (2\mu + f d_{ц}) K_p, \quad (4.7)$$

где $d_{ц}$ – диаметр цапфы колеса (предварительно можно принять $d_{ц} = \frac{D}{4-5}$);

μ – коэффициент трения качения колеса по рельсу, мм (см. таблицу 4.10);

f – коэффициент трения в цапфах оси колеса (таблица 4.11);

K_p – коэффициент трения реборд о головку рельса (таблица 4.11);

F_0 – суммарная нагрузка, действующая на все колеса и приведенная к одному колесу: для механизма передвижного моста

$$F_0 = F_{гр} + F_M + F_T;$$

для механизма передвижной тележки

$$F_0 = F_{гр} + F_T.$$

Таблица 4.10 – Значения коэффициента μ , мм

Тип рельса	Диаметры ходовых колес, мм			
	160–300	400–500	600–700	800
С плоской головкой	0,3	0,5	0,6	0,7
С выпуклой головкой	0,4	0,6	0,8	1,0

Таблица 4.11 – Значения коэффициентов f и K_p

Тип подшипника	f	Тип механизма	K_p
Скольжения: открытого типа	0,1	Крановые тележки с кабельным токопроводом	2,0
Буксы с жидкой смазкой	0,08	Крановые мосты катка: с цилиндрическим ободом	1,5
Качения: шариковые и роликовые конические	0,015	с коническим ободом	1,2
	0,02		

Дополнительное сопротивление, возникающее при движении крана по подкрановому пути с уклоном α , Н:

$$F_{\text{ук}} = F_o \alpha. \quad (4.8)$$

Это сопротивление учитывают в том случае, когда длина участка с уклоном не меньше двойной базы крана.

Расчетный уклон α подкрановых путей имеет следующие значения: для мостовых кранов – 0,0015; для грузовых тележек мостовых кранов – 0,002; для козловых кранов и перегрузочных мостов на путях со щебеночным основанием и шпалами деревянными – 0,002, металлическими – 0,001.

Силу сопротивления движению от ветровой нагрузки при работе кранов на открытом воздухе определяют по формуле

$$F_b = p(kA_{\text{кр}} + A_{\text{гр}}), \quad (4.9)$$

где $p = (150-200)$ Па – давление ветра;

$k = 1,2$ – аэродинамический коэффициент;

$A_{\text{кр}}$ и $A_{\text{гр}}$ – соответственно площади подветренных сторон крана и груза, м^2 . При работе крана в закрытых помещениях $F_b = 0$.

В период пуска механизма передвижения крана и приводных тележек возникают значительные силы инерции, которые следует рассчитывать по следующим формулам:

$$F_{\text{и}} = (m_{\text{к(т)}} + Q)a = \frac{(m_{\text{к(т)}} + Q)v_{\text{к(т)}}}{t_{\text{п}}}, \quad (4.10)$$

где $m_{\text{к(т)}}$ – масса крана (тележки), кг;

Q – грузоподъемность, кг;

a – ускорение, м/с,

или

$$F_u = \frac{0,1F_0 V_{\text{к(т)}}}{t_{\text{п}}},$$

где $V_{\text{к(т)}}$ – скорость передвижения крана (тележки), м/с;

$t_{\text{п}}$ – время пуска (предварительно принимают для крана $t_{\text{п}} = 6-8$ с; для тележки $t_{\text{п}} = 2-4$ с).

Полное сопротивление движению:

$$F_{\text{п}} = F_{\text{y}} + (1,1-1,3)F_{\text{и}}. \quad (4.11)$$

Коэффициент 1,1–1,3 учитывает дополнительные инерционные нагрузки от вращающихся масс двигателя, муфты, редуктора и т. д.

Для передвижных кранов и тележек малой грузоподъемности требуется небольшая мощность. В этом случае часто используют асинхронные двигатели переменного тока серий 4А, 4АС (с повышенным пусковым моментом) мощностью от 0,4 кВт или асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором серии 4АЕ. Эти двигатели со встроенным электромагнитным тормозом имеют мощность до 25 кВт.

Кроме перечисленных выше электродвигателей общего назначения в приводах механизма передвижения используют крановые двигатели с фазным ротором серии МТ и короткозамкнутым ротором серии МТК от 1,4 кВт.

Необходимая (расчетная) пусковая мощность электродвигателя, кВт:

$$P_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}} v_{(t)}}{\eta}, \quad (4.12)$$

где $\eta = 0,8-0,9$ – КПД механизма передвижения.

Электродвигатели механизмов передвижения, обладающие повышенным пусковым моментом, рекомендуется подбирать по мощности, которая меньше расчетной:

$$P_{\text{п.ср}} = \frac{P_{\text{п}}}{\Psi_{\text{п.ср}}}, \quad (4.13)$$

где $P_{\text{п}}$ – расчетная пусковая мощность, кВт;

$\Psi_{\text{п.ср}}$ – кратность среднего пускового момента по отношению к номинальному, принимаем по таблице 4.12.

Таблица 4.12 – Значение кратности среднего пускового момента для различных двигателей

Асинхронные крановые двигатели серий	$\Psi_{\text{п.ср}}$
МТ (с фазным ротором)	1,5–1,6
МТК (с короткозамкнутым ротором)	1,3–2,6
4АС	1,65–1,8
4АЕ	1,1–1,8

Номинальное значение мощности в соответствующем режиме работы двигателя должно быть равно или несколько больше среднего значения. Для механизма с центральным приводом

$$P_{\text{дв}} \geq P_{\text{п.ср}},$$

для механизма с отдельным приводом

$$P_{\text{дв}} \geq \frac{P_{\text{п.сп}}}{Z_{\text{п}}}, \quad (4.14)$$

где $Z_{\text{п}}$ – число приводов механизма передвижения.

Выбранный двигатель проверяют по условиям пуска.
Условие по времени пуска:

$$t_{\text{п}} = \frac{(mD^2)_0 n_{\text{дв}}}{38T_{\text{н}}} \leq [t_{\text{п}}]. \quad (4.15)$$

Маховой момент всех движущихся масс механизма, приведенный к быстроходному валу двигателя, кг·м²:

$$(mD^2)_0 = 1,2 \left[(mD^2)_{\text{п}} + (mD^2)_{\text{т}} \right] + (mD^2). \quad (4.16)$$

Маховой момент крана с грузом, приведенный к валу двигателя, кг·м²:

$$(mD^2)_0 = \frac{365(Q + m_{\text{к(т)}}) v_{\text{к(т)}}^2}{n_{\text{дв}}^2 \eta}. \quad (4.17)$$

Номинальный момент двигателя, Н·м:

$$T_{\text{н}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}}. \quad (4.18)$$

Допустимое время пуска $[t_{\text{п}}]$ для кранов принимают 6–8 с, для крановых тележек – 2–4 с.

Условие по ускорению:

$$a_{\text{п}} = \frac{v_{\text{к(т)}}}{t_{\text{п}}} \leq [a], \quad (4.19)$$

где $[a]$ — допустимое ускорение, м/с² (для механизмов общего назначения $[a] = 0,6 \text{ м/с}^2$).

При выборе двигателя механизма передвижения крана или тележки с приводом на колеса следует соблюдать условия сцепления приводных колес с рельсами. Запас сцепления $K_{\text{сц}}$ проверяют для режима работы крана или тележки без груза, когда сила сцепления приводных колес с рельсами наименьшая. Для этого случая

$$K_{\text{сц}} = \frac{F'_{\text{пр}} \phi_{\text{сц}}}{F'_y + F_{\text{к(т)}} \left[a'_{\text{п}} / g - z_{\text{пр}} f d_{\text{ц}} / (z_{\text{к}} D) \right]} \geq 1,2, \quad (4.20)$$

где $F'_{\text{пр}}$ – суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза, Н;

$\phi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления приводных колес с рельсами: для кранов, работающих на открытом воздухе, – 0,12; для кранов, работающих в помещении, – 0,15;

F'_y – сопротивление передвижению в установившемся режиме без груза, Н;
 a'_n – ускорение при пуске двигателя, м/с²;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 $Z_{пр}$ – число приводных колес;
 f – коэффициент трения в цапфах колес (см. таблицу 4.11);
 $d_{ц}$ – диаметр оси колеса (цапфы), мм;
 Z_k – число ходовых колес;
 D – диаметр ходового колеса, мм.

Суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза, Н:

$$F'_{пр} = K \frac{F_{k(T)}}{z_k} z_{пр}, \quad (4.21)$$

где $K = 1,1$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между приводными и не приводными колесами.

Сопротивление передвижению в установившемся режиме без груза, Н:

$$F'_y = F'_{тр} + F'_{ук} + F'_B. \quad (4.22)$$

Слагаемые сопротивления передвижению:

$$F'_{тр} = \frac{F_{k(T)}}{D_k} (2\mu + fd_{ц}) K_p; \quad (4.23)$$

$$F'_{ук} = F_k \alpha; \quad (4.24)$$

$$F'_B = pkA_{кр}. \quad (4.25)$$

Ускорение при пуске без груза, м/с²:

$$a'_n = v / t'_n. \quad (4.26)$$

Время пуска рассчитываем по формуле (4.15) без учета массы груза.

Передаточное число механизма:

$$u = n_{дв} / n_k. \quad (4.27)$$

Частота вращения ходовых колес, мин⁻¹,

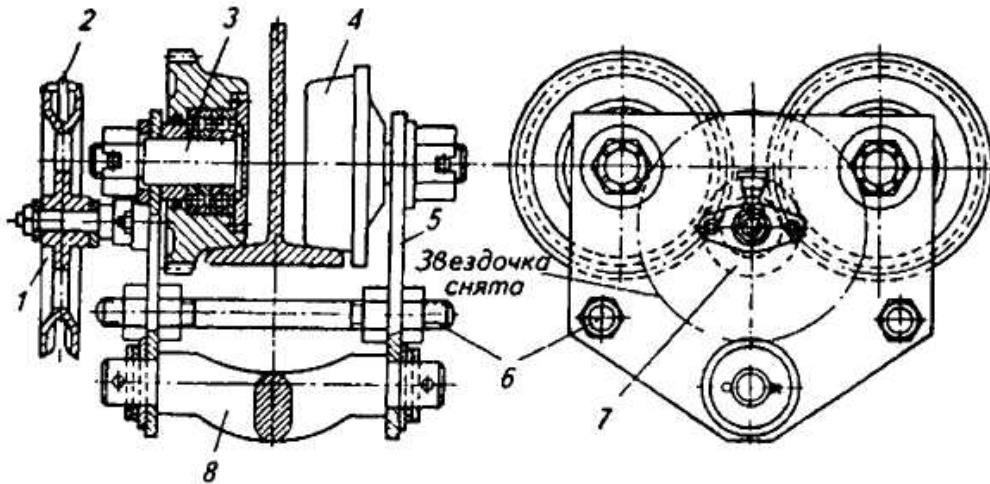
$$n_k = \frac{v60}{\pi D_k}. \quad (4.28)$$

Если условия по запасу сцепления не выполняются, то необходимо взять следующий, меньший по мощности двигатель, или увеличить число приводных колес, или ввести в электрическую цепь устройство плавного пуска.

Расчет механизма передвижения с ручным приводом

В механизмах передвижения кранов или тележек ручной привод используют при грузоподъемности до 5 т, невысоких скоростях передвижения и ненапряженных режимах работы. Механизм передвижения с ручным приводом представлен на рисунке 4.3.

Привод осуществляется тяговыми колесами. Скорость движения руки рабочего на тяговой цепи по правилам Проматомнадзора должна быть не более 0,6 м/с.



1 – тяговое колесо; 2 – тяговая цепь; 3 – ось ходового колеса; 4 – ходовое колесо;
5 – рама; 6 – стяжка; 7 – передаточный механизм; 8 – траверса

Рисунок 4.3 – Тележка с ручным механизмом передвижения

При проектировании механизма передвижения определяют его передаточное число:

$$u = \frac{T_c}{T_p \eta} \quad (4.29)$$

Статический момент сопротивления движению на валу приводного колеса, Н·м,

$$T_c = (F_{гр} + F_t)(\mu + f d_{ц} / 2) K_p \quad (4.30)$$

Рабочий момент на валу тягового колеса, Н·м,

$$T_p = F_p (D_{т.к.} / 2) \phi i \quad (4.31)$$

где F_p – усилие рабочего, прикладываемое к тяговой цепи (см. таблицу 4.13);

$D_{т.к.}$ – диаметр тягового колеса, м (рекомендуется принимать в пределах 0,3–0,7 м);

ϕ – коэффициент, учитывающий совместную работу нескольких человек: двух рабочих – 0,8, четырех – 0,7;

i – численность рабочих.

КПД передаточного механизма $\eta \approx 0,8-0,9$.

При передвижении тележки за счет толкания усилие рабочего, прикладываемое непосредственно к тележке, принимают равным 80, 120 и 200 Н при продолжительности периода работы соответственно 15, 10 и 5 мин.

Таблица 4.13 – Максимальные расчетные значения усилий F_p , Н, на приводных рукоятках и тяговых цепях

Характер работы	Место приложения усилия			
	приводная рукоятка	тяговая цепь	педаль управления	рычаг управления
Длительная, с кратковременными перерывами	120	200	250	180
Кратковременная, продолжительностью не более 5 мин	250	400	350	200

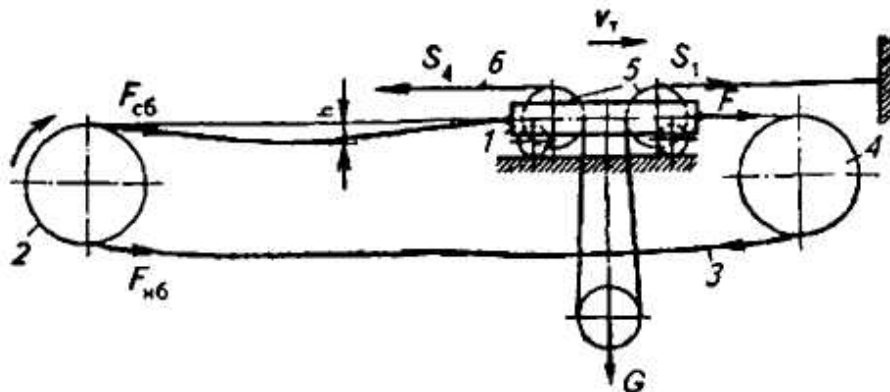
Для механизмов передвижения используют открытые зубчатые передачи. Передаточное число одной пары зубчатых колес следует принимать не более 6–8. Число зубьев ведущих шестерен рекомендуется назначать в пределах 12–20. Открытую зубчатую передачу рассчитывают по общепринятой методике с учетом конструктивных особенностей механизма.

Расчет механизма передвижения с канатной тягой

Механизм передвижения с канатной тягой рассчитывают в той же последовательности, что и механизм передвижения с приводными колесами.

На первом этапе проектирования разрабатывают схему механизма передвижения (рисунок 4.4).

Приводной механизм, размещенный вне тележки, применяют в поворотных кранах с переменным вылетом, в подвесных рельсовых и канатных дорогах, перегружателях.



1 – тележка; 2 – приводной барабан; 3 – канат механизма передвижения; 4 – обводной блок; 5 – блок механизма подъема; 6 – канат механизма подъема

Рисунок 4.4 – Схема механизма передвижения с гибким тяговым органом

Составные части механизма с канатной тягой: тележка 1 с блоками механизма подъема 5; неподвижный барабан 2, соединенный с тележкой одним концом каната 3; обводной блок 4, через который перекинут конец каната 3. При перемещении тележки канат 6 механизма подъема перекачивается по блокам 5, а подвешенный груз, перемещаясь вместе с тележкой, остается на одной высоте. В канатных механизмах для обеспечения сцепления каната с барабаном и уменьшения числа витков на барабане используют пружины. Постоянное натяжение каната необходимо для плавного передвижения тележки, особенно при изменении направления ее движения.

Определение сопротивления передвижению. Тележка с канатной тягой имеет относительно небольшие массу и габаритные размеры, а потому в режимах разгона и торможения возникают незначительные инерционные нагрузки, которыми в расчетах можно пренебречь. Силы инерции учитывают лишь при высоких скоростях передвижения (более 2,5 м/с).

В установившемся режиме сопротивление передвижению тележки равно:

$$F_y = F_{\text{тр}} + F_k, \quad (4.32)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сопротивление от сил трения в ходовых частях тележки (см. формулу (4.7));

F_k – сопротивление от разности усилий S_1 и S_2 в ветвях грузового каната (см. рисунок 4.4).

Если груз подвешен на двух ветвях каната, то

$$F_k = S_2 - S_1 = \frac{F_{\text{тр}}(1 - \eta_{\text{бл}}^3)}{(1 + \eta_{\text{бл}})\eta_{\text{бл}}}, \quad (4.33)$$

при подвесе груза на m ветвях каната

$$F_k = F_{\text{тр}} \frac{(1 - \eta_{\text{бл}})(1 - \eta_{\text{бл}}^{m+1})}{\eta_{\text{бл}}(1 - \eta_{\text{бл}}^m)}, \quad (4.34)$$

где $\eta_{\text{бл}}$ – КПД блока механизма подъема.

Таким образом,

$$F_y = \frac{F_{\text{тр}} + F_{\text{т}}}{D_k} (2\mu + f d_{\text{ц}}) K_p + F_{\text{тр}} \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^3)}{(1 + \eta_{\text{бл}})\eta_{\text{бл}}}. \quad (4.35)$$

Статическая мощность двигателя в установившемся режиме

$$P_c = \frac{F_y V_T}{\eta_{\text{бл}} \eta}, \quad (4.36)$$

где V_T – скорость передвижения тележки, м/с;

$\eta = 0,8 \div 0,9$ – КПД механизма передвижения;

$\eta_{\text{бл}}$ – КПД обводного блока.

Электродвигатель выбирают и проверяют по условиям пуска на основе общепринятой методики.

Определение размеров каната и барабана

Стальные канаты, используемые в качестве тяговых органов в механизмах передвижения, подбирают по разрывному усилию:

$$S_{\text{разр}} \geq S_{\text{max}} n.$$

Максимальное натяжение каната, равное усилию в набегающей на барабан ветви $F_{\text{нб}}$,

$$S_{\max} = F_{\text{нб}} = \frac{F}{\eta_{\text{бл}}} = \frac{F_y}{\eta_{\text{бл}}}, \quad (4.37)$$

где $F = F_y$ – усилие в тяговой ветви каната.

Если в механизме два тяговых каната, то

$$F = F_y/2, \quad S_{\max} = F_{\text{нб}} = \frac{F_y}{2\eta_{\text{бл}}}.$$

Усилие в сбегаящей с барабана ветви каната

$$F_{\text{сб}} = \frac{ql^2}{8[y]}, \quad (4.38)$$

где q – масса 1 м каната, кг;

l – длина сбегаящей ветви каната, равная расстоянию от барабана до тележки, м;

$[y] = (1/30 \div 1/50) l$ – допустимое провисание сбегаящей ветви, м.

Чтобы обеспечить сцепление тягового каната с барабаном (согласно уравнению Л. Эйлера), необходимо соблюсти условие

$$\frac{F_{\text{нб}}}{F_{\text{сб}}} \leq e^{f\alpha}, \quad (4.39)$$

где e – основание натурального логарифма, равное 2,72;

$f = 0,1 \div 0,15$ – коэффициент трения каната по барабану;

α – угол обхвата барабана канатом, рад; $\alpha = 2\pi Z_T$;

Z_T – число витков трения, обычно принимаемое равным 1,5; 2,5; 3,5.

При выборе числа витков трения следует иметь в виду, что с уменьшением его значения возрастает усилие пружины, требуемое для натяжения каната.

Усилие пружины, необходимое для натяжения сбегаящей ветви каната,

$$F_{\text{пр}} \approx F_{\text{сб}} = \frac{F_{\text{нб}}}{e^{f\alpha}}. \quad (4.40)$$

Диаметр барабана определяют по формуле

$$D_{\text{б}} \geq ed_{\text{к}}.$$

Диаметр блоков принимают равным диаметру барабана.

Рабочая длина барабана для одной ветви каната

$$L_{\text{б}} = \left(\frac{L_{\text{к}}}{\pi D_{\text{б}}} + z_{\text{т}} \right) t, \quad (4.41)$$

где $L_{\text{к}} = L - (1-1,5)$ м – длина каната, наматываемого на барабан, м;

L – вылет стрелы, м;

$t = d_{\text{к}} + (1-2)$ мм – шаг канавок нарезного барабана, мм.

Лабораторная работа № 5

Исследование работы ленточного тормоза

Цель работы: определение теоретических и экспериментальных значений тормозных моментов простого, дифференциального и суммирующего ленточных тормозов.

Теоретическое обоснование

В ленточных тормозах торможение осуществляется при помощи гибкой стальной ленты, плотно охватывающей внешнюю поверхность тормозного шкива и закрепленной неподвижно относительно шкива.

В большинстве конструкций ленточных тормозов к рабочей поверхности стальной ленты для увеличения коэффициента трения прикрепляется фрикционная накладка. Изменяя натяжение ленты, регулируют момент сил трения тормоза. Для растормаживания ленточных тормозов используют электромагниты или усилия рабочего.

Различают простой, дифференциальный и суммирующий ленточные тормоза.

Простым ленточным тормозом называется такой тормоз, у которого один конец ленты (обычно набегающий) закреплен на неподвижной оси (рисунок 5.1).

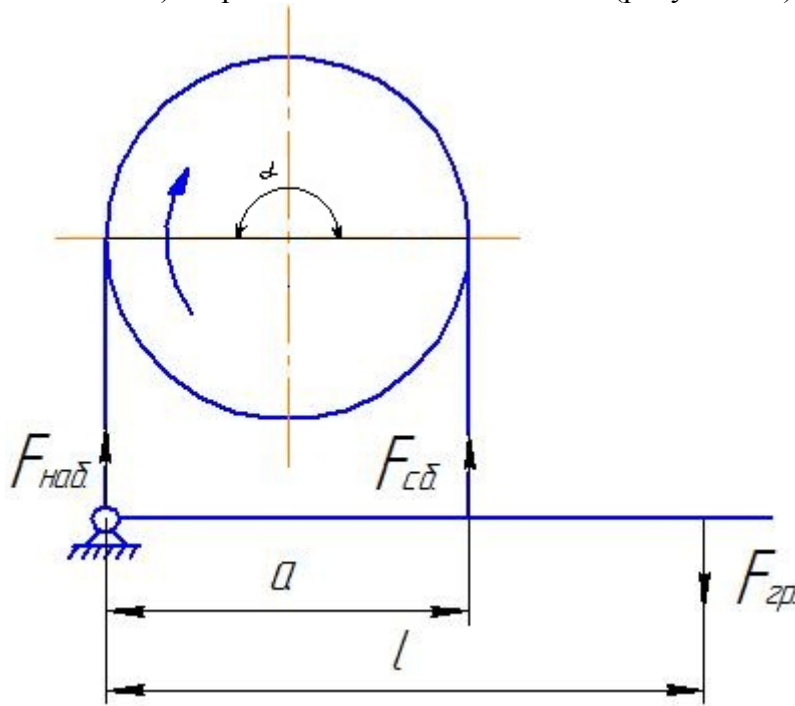


Рисунок 5.1 – Расчетная схема простого тормоза

Тормозной момент ленточного тормоза

$$T_T = F_t \frac{D}{2} = (F_{\text{наб}} - F_{\text{сб}}) \frac{D}{2}. \quad (5.1)$$

Соотношение между $F_{\text{наб}}$ и $F_{\text{сб}}$ определяется по формуле Эйлера:

$$F_{\text{наб}} = F_{\text{сб}} e^{f\alpha}. \quad (5.2)$$

Тогда

$$T_T = F_{\text{сб}} (e^{f\alpha} - 1) \frac{D}{2}. \quad (5.3)$$

Из условия равновесия системы

$$\sum M_0 = 0 \quad (5.4)$$

$$F_{сб} = \frac{F_{гр} l}{a} \quad (5.5)$$

Из формул (5.3) и (5.5)

$$T_T = (e^{f\alpha} - 1) \frac{D F_{гр} l}{2 a} \quad (5.6)$$

При обратном направлении вращения тормозного шкива тормозной момент уменьшится в $e^{f\alpha}$ раз. Это является недостатком простых ленточных тормозов.

Дифференциальным ленточным тормозом называется тормоз, в котором оба конца ленты закреплены на тормозном рычаге по обе стороны от оси его вращения. Усилие набегающего конца $F_{наб}$ создает момент того же знака, что и замыкающий груз. В дифференциальном тормозе (рисунок 5.2) на рычаг при торможении воздействует разность моментов сил $F_{наб}$ и $F_{сб}$.

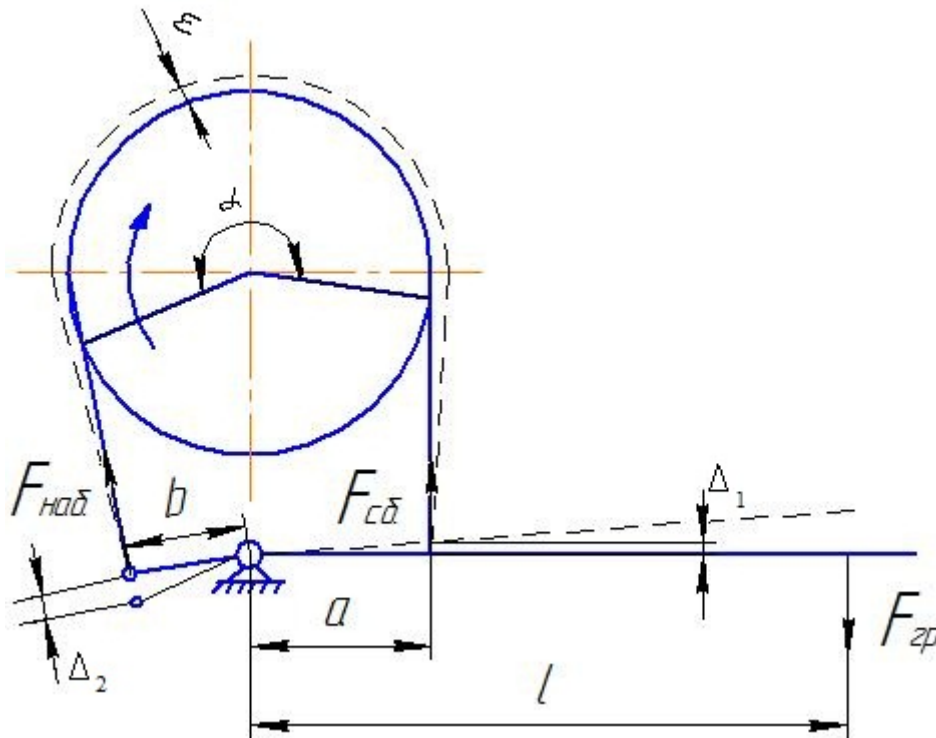


Рисунок 5.2 – Расчетная схема дифференциального тормоза

На основании уравнения равновесия всех сил, приложенных к тормозному рычагу, относительно точки поворота $\sum M_0 = 0$,

$$F_{сб} = \frac{F_{гр} l}{a - b e^{f\alpha}} \quad (5.7)$$

Тормозной момент, развиваемый дифференциальным тормозом,

$$T_T = \left(\frac{e^{f\alpha} - 1}{a - b e^{f\alpha}} \right) \frac{F_{гр} l D}{2} \quad (5.8)$$

Для обеспечения нормальной работы дифференциального тормоза необходимо, чтобы разность действующих на рычаге моментов от натяжений набегающего и сбегающего концов тормозной ленты всегда оставалась положительной, т. е.

$$F_{наб}b - F_{сб}a > 0, \quad (5.9)$$

так как $F_{наб} = F_{сб}e^{f\alpha}$, то

$$a > be^{f\alpha}. \quad (5.10)$$

Если $a < be^{f\alpha}$, то тормоз будет самозатягивающимся. Поэтому плечи a и b тормозного рычага нужно подбирать с соблюдением указанного неравенства. Рекомендуется принимать $\frac{a}{b} = 3,5-4$ с учетом возможного попадания на трущиеся поверхности влаги или пыли. $b = 30-50$ мм – из конструктивных соображений.

Так же как в простом ленточном тормозе, изменение направления вращения тормозного шкива вызывает изменение соотношений моментов на тормозном рычаге (силы $F_{наб}$ и $F_{сб}$ меняются местами). При той же величине замыкающего груза $F_{гр}$ тормозной момент уменьшается.

Следовательно, применение простого и дифференциальных ленточных тормозов при двухстороннем направлении вращения тормозного шкива является нецелесообразным.

Суммирующим ленточным тормозом называется такой тормоз, у которого оба конца ленты прикреплены к тормозному рычагу с одной стороны от оси его вращения и тормозной момент определяется суммой натяжения ленты $F_{наб}$ и $F_{сб}$.

На рисунке 5.3 представлена расчетная схема суммирующего ленточного тормоза.

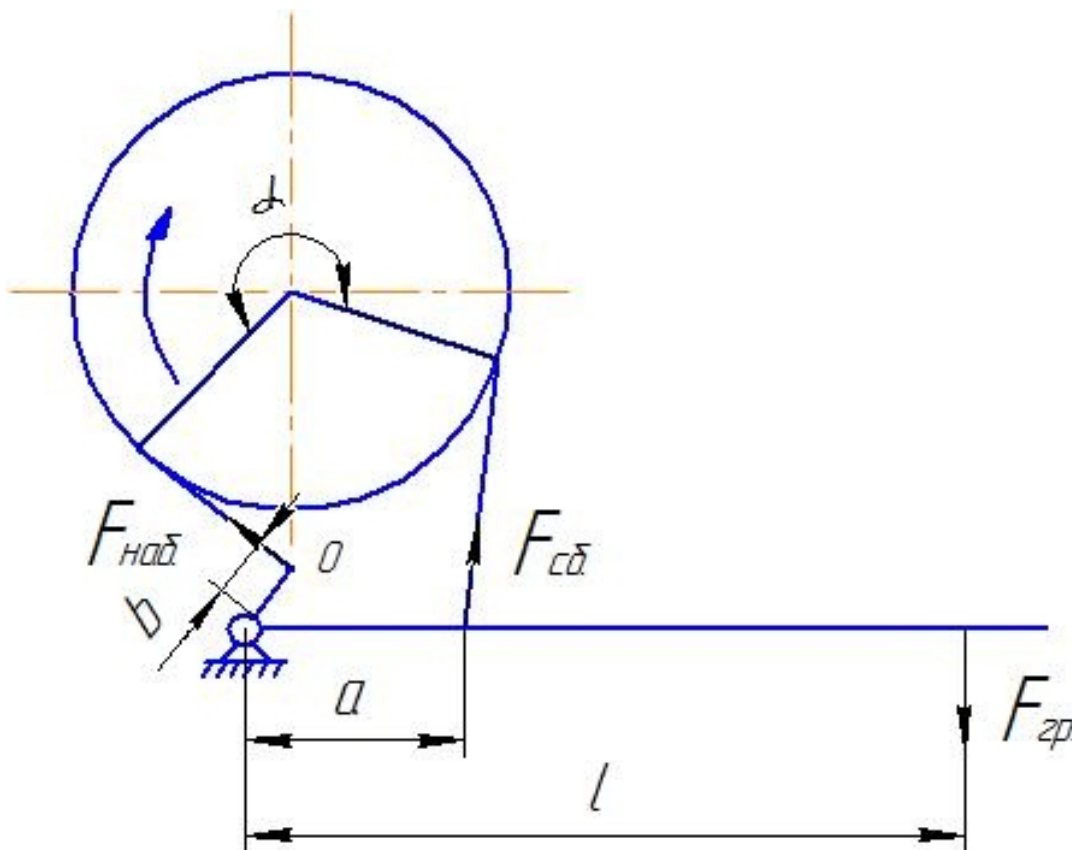


Рисунок 5.3 – Расчетная схема суммирующего ленточного тормоза

Из уравнения моментов всех сил, приложенных к рычагу суммирующего тормоза относительно оси поворота,

$$F_{сб} = \frac{F_{гп}l}{a + be^{f\alpha}}. \quad (5.11)$$

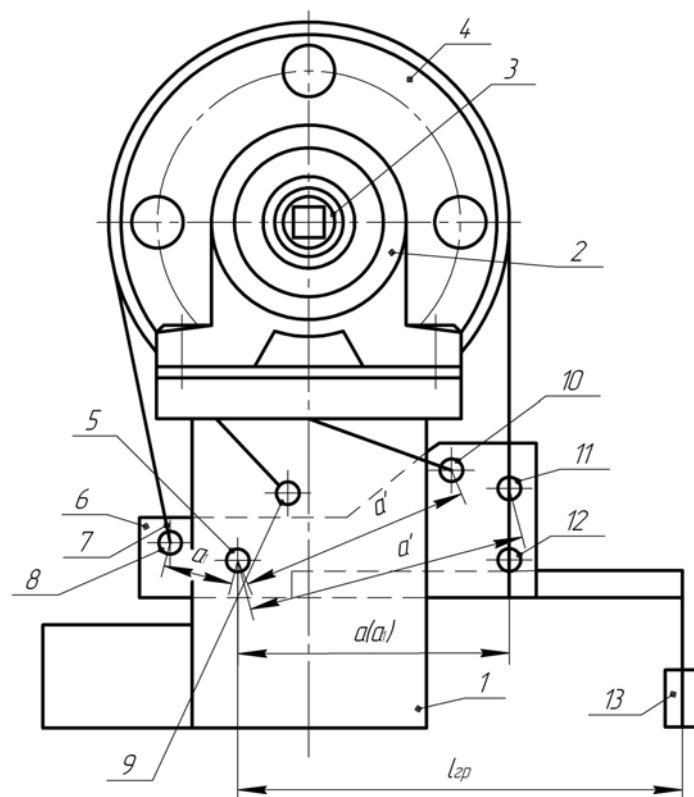
Тормозной момент суммирующего ленточного тормоза

$$T_T = \left(\frac{e^{f\alpha} - 1}{a + be^{f\alpha}} \right) \frac{F_{гп}lD}{2}. \quad (5.12)$$

Если плечо $a = b$, то тормозной момент будет одинаковый при вращении шкива в одну или другую сторону. Анализ формул показывает, что суммирующий ленточный тормоз не может быть самозатягивающимся, а его тормозное действие (эффект торможения при той же величине замыкающего груза) оказывается значительно меньшим, чем тормозящее действие дифференциальных и простых тормозов.

Описание установки

Лабораторная установка (рисунок 5.4) состоит из сварной рамы 1, закрепленных на ней двух подшипниковых опор 2 с установленным в подшипниках валом 3 тормозного шкива 4. Вал имеет квадратное отверстие для установки в него хвостовика динамометрического ключа. К раме с помощью оси 5 крепится тормозной рычаг 6. Тормозная лента 7 охватывает тормозной шкив, а ее концы закрепляются с помощью пальцев, установленных в отверстия тормозного рычага или рамы. Благодаря наличию этих креплений на установке можно смонтировать все три типа ленточных тормозов. Простой ленточный тормоз (рисунок 5.1) образуется при закреплении левого (на рисунке 5.4) набегающего конца ленты 7 тормоза на пальце, установленном в отверстия 9 рамы.



1 – рама; 2 – подшипниковая опора; 3 – вал; 4 – тормозной шкив; 5 – ось; 6 – тормозной рычаг; 7 – тормозная лента; 8 – ось; 9, 10, 11, 12 – отверстия; 13 – груз

Рисунок 5.4 – Схема лабораторной установки

Дифференциальный ленточный тормоз, схема которого представлена на рисунке 5.2, образуется при закреплении левого конца тормозной ленты на пальце в крайнем левом отверстии тормозного рычага 8, а правого – на пальце в отверстии 12 (рисунок 5.4) рычага. Суммирующий ленточный тормоз, схема которого представлена на рисунке 5.3, образуется при закреплении левого конца тормозной ленты на пальце в отверстии 10, а правого – на пальце в отверстии 11 тормозного рычага. При этом отверстие 11 используется вместо отверстия 12 вследствие того, что длина тормозной ленты постоянна, и закрепить ее правый конец на пальце в отверстии 12 не представляется возможным. Тормозное усилие создается грузами, устанавливаемыми на подвесе рычага.

Порядок проведения работ

Требуемый мерительный инструмент: линейка, рычажный динамометрический ключ и разновесы.

1 Смонтировать на лабораторной установке простой ленточный тормоз. С помощью линейки измерить размеры плеч a и l (рисунок 5.1) и транспортиром угол обхвата лентой тормозного шкива α , результаты замеров внести в таблицу 5.1. Установить на тормозном рычаге замыкающий груз и определить момент трения на тормозном шкиве с помощью динамометрического ключа, устанавливаемого в квадратное отверстие на валу тормозного шкива. Повторность опытов трехкратная. Результаты опытов внести в таблицу 5.2.

Таблица 5.1 – Геометрические параметры ленточных тормозов

Тип тормоза	Размеры плеч, мм			Диаметр шкива, мм	Вес груза, Н
	a	b	l	D	$F_{гр}$
Простой		–			
Дифференциальный					
Суммирующий					

Таблица 5.2 – Результаты замеров и расчетов тормозных моментов различных типов ленточных тормозов

Замеры в тормозах при вращении шкивов	Тормозной момент опытный $T_{оп}$, Н·м			Среднее значение $T_{оп}$, Н·м	Тормозной момент теоретический T_T , Н·м	Погрешность, %
Простой						
а) по часовой стрелке						
б) против часовой стрелки						
Дифференциальный						
а) по часовой стрелке						
б) против часовой стрелки						
Суммирующий						
а) по часовой стрелке						
б) против часовой стрелки						

Приняв в качестве коэффициента трения между лентой и шкивом значение $f = 0,25$, по формуле (5.6) определить теоретическое значение тормозного момента и, внося его значение в таблицу 5.2, определить погрешность.

2 Смонтировать на лабораторной установке дифференциальный ленточный тормоз. С помощью линейки измерить размеры плеч a , b , l , D и транспортиром угол обхвата лен-

той тормозного шкива α , результаты замеров внести в таблицу 5.1. Установить на тормозном рычаге замыкающий груз и определить момент трения на тормозном шкиве с помощью динамометрического ключа. Повторность опытов трехкратная. Результаты опытов внести в таблицу 5.2. По формуле (5.8) определить теоретическое значение тормозного момента и, внося его в таблицу 5.2, определить погрешность.

3 Смонтировать на лабораторной установке суммирующий ленточный тормоз. С помощью линейки замерить размеры плеч a, b, l, D и транспортиром угол обхвата лентой тормозного шкива α , результаты замеров внести в таблицу 5.1.

Установить на тормозном шкиве замыкающий груз и определить момент трения в обоих направлениях с помощью динамометрического ключа. Результаты опытов внести в таблицу 5.2. По формуле (5.12) определить теоретическое значение тормозного момента и, внося его в таблицу 5.2, определить погрешность.

Подготовка к проведению работы

- 1 Изучить настоящие методические указания.
- 2 Проработать по лекциям и учебникам тему «Ленточные тормоза».
- 3 Подготовить бланк протокола к проведению лабораторной работы.

Контрольные вопросы

- 1 Назовите типы ленточных тормозов.
- 2 В каких случаях следует применять тот или иной тип тормоза?
- 3 Основные достоинства и недостатки ленточных тормозов.
- 4 Последовательность расчета и проектирования ленточного тормоза.
- 5 Как подбирается электромагнит к ленточному тормозу?
- 6 Как рассчитывается на прочность тормозная лента?
- 7 Из каких материалов изготавливаются основные элементы ленточных тормозов?
- 8 Какие регулировки предусмотрены в ленточных тормозах?

Практическое занятие № 5

Расчет ленточных тормозов

1 Выбирают материал трущихся поверхностей и находят коэффициент трения (лента асбестовая по чугуну или стали – 0,35; вальцовая лента – 0,42; чугун по чугуну и сталь по стали – 0,15).

2 Для предварительного выбора размеров ленточных тормозов следует выбирать диаметры и ширину тормозных шкивов в зависимости от величины тормозного момента (таблица 5.1). Диаметр шкива следует назначать из следующего стандартного ряда: 100; 200; 300; 400; 500; 600; 700; 800 (мм).

Таблица 5.1 – Размеры шкивов в зависимости от величины тормозного момента

Размеры тормозного шкива, мм	Тормозной момент T_t , Н м				
	70–86	140–160	180–210	285–400	640–800
Диаметр D	200–250	300–350	400–450	500–700	800–1000
Ширина B	70	90	90	110	150

Ширина ленты проверяется по допускаемому удельному давлению:

$$B = \frac{2F_{\text{наб}}}{[p]D}, \quad (5.1)$$

где $F_{\text{наб}}$ определяется по формуле

$$F_{\text{наб}} = \frac{2T_1 e^{f\alpha}}{D(e^{f\alpha} - 1)}$$

Величины допускаемых давлений $[p]$ принимают по таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Допускаемые давления между лентой и шкивом для ленточных тормозов

Материал		Допускаемое давление $[p]$, МПа	
ленты и ее обкладки	шкива	стопорного	спускного
Сталь	Чугун	1,5	1,0
Тормозная асбестовая лента	или	0,6	0,3
Вальцованный или прессованный	сталь		
и формированный материал	—	0,8	0,4
Дерево	Чугун	0,6	0,4

Толщина стальной ленты тормоза определяется расчетом на растяжение по максимальному натяжению $F_{\text{наб}}$ (толщина фрикционной обкладки не учитывается):

$$\delta = \frac{F_{\text{наб}}}{(B - id) [\sigma_p]}, \quad (5.2)$$

где d – диаметр заклепок, соединяющих ленту с деталью крепления ленты (обычно $d = 4-10$ мм);

i – количество заклепок в одном ряду (не менее двух);

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение, выбираемое в зависимости от материала (таблица 5.3).

Таблица 5.3 – Допускаемое напряжение на растяжение тормозной ленты

Материал ленты	Допускаемое напряжение, МПа
Сталь Ст3	70,0
Сталь Ст4, сталь 20, сталь 25	80,0
Сталь Ст5, сталь 30, сталь 35 (нормализованные)	100,0
Сталь Ст6, сталь 40, сталь 45 (нормализованные)	120,0

В случае, если стальная лента тормоза не содержит тормозной обкладки (что имеет место в неответственных механизмах с ручным приводом) и трется по тормозному шкиву, то, учитывая ее изнашивание, принимают толщину несколько большую, чем это определено расчетом по приведенной формуле.

Для обеспечения плотного прилегания ленты к тормозному шкиву ширина тормозной ленты не должна быть более 120 мм при диаметре шкива $D > 1000$ мм и не более 100 мм при $D < 1000$ мм. Если необходимы для установки ленты более 120 мм, то рекомендуется применение двух более узких, следовательно, и более гибких лент. Толщину ленты следует принимать не более 5 мм, так как при большей толщине трудно обеспечить равномерное прилегание фрикционной обкладки к тормозному шкиву. Если все же установлена лента толщиной более 5 мм, рекомендуется изготавливать ее из двух частей, соединенных шарниром.

3 Угол обхвата лентой шкива α принимают в пределах $(1-1,5)\pi$.

4 Принимают длину плеча a для простого и a (рисунок 5.1 из лабораторной работы № 5) дифференциального тормозов (рисунок 5.2 из лабораторной работы № 5), равной половине диаметра шкива, а для суммирующего тормоза плечи a' (рисунок 5.3 из лабораторной работы № 5) принимают равными четверти диаметра. Плечо b (рисунок 5.2) для дифференциального тормоза принимается равным (0,25–0,35) a .

5 Задавшись согласно таблице 5.4 значением радиального отхода тормозной ленты ε , по формулам (5.3)–(5.6) определяют перемещение точки крепления ленты Δ на тормозном рычаге.

Таблица 5.4 – Рекомендуемые значения радиального отхода тормозной ленты ε в зависимости от диаметра тормозного шкива

D , мм	100	200	300	400	500	600	700	800
ε , мм	0,8	0,8	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

Если обозначить величину отхода тормозной ленты от шкива через ε , а угол обхвата ленты шкива α , то перемещение точки крепления на тормозном рычаге:

для простого тормоза

$$\Delta = \varepsilon\alpha; \quad (5.3)$$

для суммирующего тормоза при малых плечах

$$\Delta = \frac{\varepsilon}{2}\alpha; \quad (5.4)$$

для дифференциального тормоза

$$\Delta_1 = \varepsilon\alpha \frac{b}{a-b}; \quad (5.5)$$

$$\Delta_2 = \varepsilon\alpha \frac{a}{a-b}. \quad (5.6)$$

6 Согласно таблице 5.5 подбирают электромагнит таким образом, чтобы выполнялись условия уравнений (5.6), (5.8), (5.12).

Таблица 5.5 – Технические данные электромагнитов серии МП

Тип электромагнита	Тяговое усилие, кН, электромагнита возбуждения									Ход якоря, мм
	параллельного			последовательного, при номинальном токе						
	М6	М7	М8	60 %			40 %			
М5				М6	М7	М5	М6	М7		
МП-101	0,28	0,23	0,095							3
МП-201	0,96	0,78	0,32	1,2	0,9	0,6	0,6	0,45	0,3	4
МП-301	2	1,65	0,7	2,5	2	1,65	1,75	1,35	1,05	4,5

Тормозной электромагнит нужно подбирать так, чтобы величина работы, которую он может совершить (произведение усилия F_M на величину хода h_y), была больше или равна произведению величины рабочего усилия тормоза на величину его хода.

Для простого тормоза

$$F_M k h_y = \frac{2T_T \varepsilon \alpha}{D(e^{\alpha} - 1)} \frac{1}{\eta}; \quad (5.7)$$

для дифференциального тормоза

$$F_M k h_{\text{я}} = \frac{2T_T}{D} \frac{a_2 - a_1 e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \frac{\varepsilon\alpha}{a_2 - a_1} \frac{1}{\eta}; \quad (5.8)$$

для суммирующего тормоза

$$F_M k h_{\text{я}} = \frac{T_T \varepsilon\alpha e^{f\alpha} + 1}{D\eta e^{f\alpha} - 1}, \quad (5.9)$$

где η – КПД рычажной системы ($\eta = 0,9-0,95$);

k – коэффициент, учитывающий необходимость неполного использования хода якоря электромагнита;

$h_{\text{я}}$ – ход якоря;

F_M – тяговое усилие электромагнита (величины $h_{\text{я}}$ и F_M принимают по каталогу электромагнитов).

7 Плечо приложения тягового усилия электромагнита:

для простого тормоза

$$l_{\text{я}} = k h_{\text{я}} \frac{a}{\varepsilon\alpha}; \quad (5.10)$$

для дифференциального тормоза

$$l_{\text{я}} = k h_{\text{я}} \frac{a_2 - a_1}{\varepsilon\alpha}; \quad (5.11)$$

для суммирующего тормоза

$$l_{\text{я}} = k h_{\text{я}} \frac{a_2 - a_1}{\varepsilon\alpha}. \quad (5.12)$$

8 Крепление концов ленты рассчитывают на смятие заклепок и стальной ленты в отверстиях для заклепок и на срез заклепок, принимая допустимые напряжения по таблице 5.6.

Для регулирования зазора ε и подтягивания ленты по мере износа фрикционного материала на сбегавшем конце ленты устанавливают винтовую стяжку.

При проектировании тормоза следует иметь в виду, что концы тормозной ленты должны образовывать с тормозным рычагом углы, близкие к прямым, чтобы устранить дополнительные усилия на ось рычага и уменьшить необходимые усилия для замыкания перемещения точек крепления ленты к нему.

Таблица 5.6 – Допускаемые напряжения среза и смятия для заклепок

Материал заклепок	Допускаемые напряжения, МПа	
	среза $[\tau]_{\text{ср}}$	смятия $[\sigma]_{\text{см}}$
Сталь Ст2	50,0	110,0
Сталь Ст3	60,0	130,0

Ленточные тормоза имеют широкое распространение в ряде крановых сооружений (например, стреловые краны) вследствие простоты конструкции, компактности и способности развивать большие тормозные моменты, возрастающие с увеличением угла обхвата до $540-720^\circ$. При этом лента навивается на шкив в 1,5–2,0 оборота по винтовой линии.

Ленточные тормоза обладают рядом недостатков, из-за которых они вытесняются более рациональными конструкциями колодочных тормозов. К недостаткам ленточных тормозов следует отнести:

1 Ленточный тормоз создает значительное усилие на тормозной вал, по величине, равное геометрической сумме натяжений ленты $F_{сб}$ и $F_{наб}$.

2 Неравномерно распределено давление, следовательно, и износ по поверхности ленты.

3 Тормозной момент простого и дифференциального ленточных тормозов зависит от направления вращения тормозного шкива, поэтому применение их ограничено только механизмами подъема. Момент суммирующего тормоза не зависит от направления вращения шкива, но требует большего усилия замыкания.

4 Обрыв тормозной ленты во время работы может привести к аварии.

Лабораторная работа № 6

Исследование червячной тали

Цель работы: экспериментально определить размеры тормоза и усилие при опускании груза.

Определение размеров тормоза и усилия при опускании груза

Оборудование: ручная червячная таль.

Мерительный инструмент: грузы, штангенциркуль, линейка, динамометр.

Последовательность выполнения работы:

1 Изучить конструкцию, работу, и расчет червячной тали с конусным или дисковым тормозом.

2 Замерить параметры червячной тали и внести в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Замеряемые параметры червячной тали

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
1 Число заходов червяка	Z_1	-	
2 Число зубьев червячного колеса	Z_2	-	
3 Наружный диаметр червяка	d_{01}	мм	
4 Шаг червяка	t	мм	
5 Число зубьев грузовой звездочки	$Z_{г.з.}$	-	
6 Шаг грузовой цепи	$T_{г.ц.}$	мм	
7 Число ячеек тягового колеса	$Z_{т.к.}$	-	
8 Шаг тяговой цепи	$t_{т.ц.}$	мм	
9 Кратность полиспаста	$i_{п.}$	-	
10 Число трущихся поверхностей	Z	-	
11 Наружный диаметр тормозных дисков	$D_{н.}$	мм	
12 Сила тяжести груза	$F_{гр}$	Н	
13 Усилие на тяговой цепи при подъеме груза	$F_{р.}$	Н	

3 Принять значения следующих параметров:

КПД полиспаста $\eta_{п.} = 0,95$;

КПД грузовой звездочки $\eta_{г.з.} = 0,97$.

Приведенный угол трения в червячном зацеплении (при коэффициенте трения $f' = 0,1-0,12$ для открытой червячной передачи со стальным червяком и чугунным венцом червячного колеса) определяется по формуле $\rho' = \arctg f'$.

Коэффициент трения между дисками (сталь – чугун или сталь; сталь – асбестовые накладки ($f = 0,12-0,15; 0,3-0,35$)).

Коэффициент запаса торможения $K_T = 1,2$.

4 Рассчитать параметры и заполнить таблицу 6.2.

Таблица 6.2 – Расчетные параметры червячной тали

Параметр	Обозначение	Уравнение или номер формулы	Размерность	Значение
1 Модуль червячной передачи	M	$M = t/\pi$	мм	
2 Диаметр делительной окружности червяка	d_1	$d_1 = d_{a1} - 2m$	мм	
3 Диаметр червячного колеса	d_2	$d_2 = mz_z$	мм	
4 Угол подъема витка червяка	γ	$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1 t}{\tau_1 d_1}\right)$	град	
5 Передаточное число червячной передачи	$i_{ч.п.}$	$i_{ч.п.} = z_2 / z_1$		
6 КПД червячной передачи: от червяка к колесу	$\eta_{ч.п.}$	$\eta_{ч.п.} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$	-	
7 Диаметр грузовой звездочки	d	$d = \frac{t_{г.з.}}{\sin(180/z_{г.з.})}$	мм	
8 Диаметр тягового колеса	D	$D = \frac{t_{т.к.}}{\sin(90/z_{т.к.})}$	мм	
9 Общий КПД червячной тали	η_0, η_0'	$\eta_0' = \eta_n \eta_{г.з.} \eta_{ч.п.}$ $\eta_0 = \eta_n \eta_{г.з.} \eta_{ч.п.}'$		
10 Средний диаметр тормозных дисков (конуса)	D_c	(6.9)	мм	
11 Внутренний диаметр дисков (конуса)	D_B	(6.10)	мм	
12 Статический момент от груза на валу тормоза	T_C^1	(6.3)	Н·мм	
13 Усилие на тяговую цепь при опускании груза	F_p^1	$F_p^1 = \frac{2T_C^1(K_T - 1)}{D}$	Н	

Контрольные вопросы

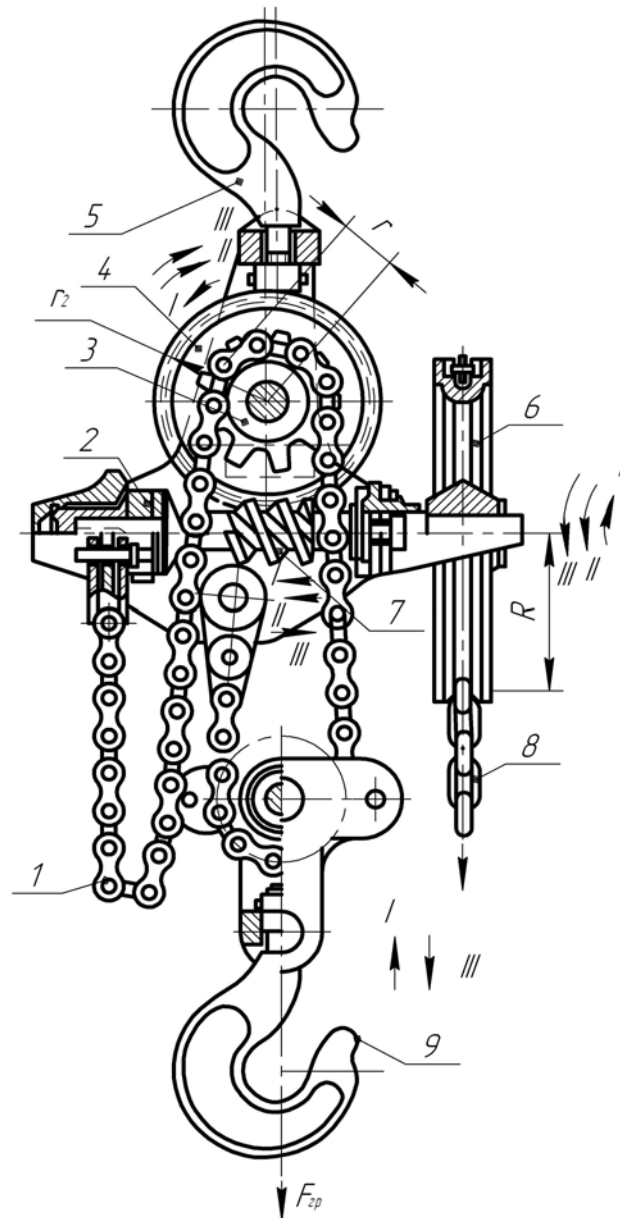
- 1 Почему в червячных таях устанавливают многозаходный червяк?
- 2 Какой должен быть запас торможения K_T ? Чем гарантируется определенный запас торможения?
- 3 Как будет работать червячная таль, если запас торможения $K_T = 1$?
- 4 Назначение храпового останова.
5. Каков характер сопротивления, которое преодолевается при опускании груза?
6. Почему груз не падает?

Практическое занятие № 6

Расчет червячной тали

Устройство червячной тали

Ручные червячные тали (рисунок 6.1) подвешиваются к потолочным балкам, треногам или другим устройствам с помощью крюка 5.



1 – цепь; 2 – конус; 3 – грузовая звездочка; 4 – червячное колесо; 5 – крюк;
6 – тяговая звездочка; 7 – червяк; 8 – тяговая цепь; 9 – крюковая подвеска

Рисунок 6.1 – Ручная червячная таль: подъем – I; стопор – II; спуск – III

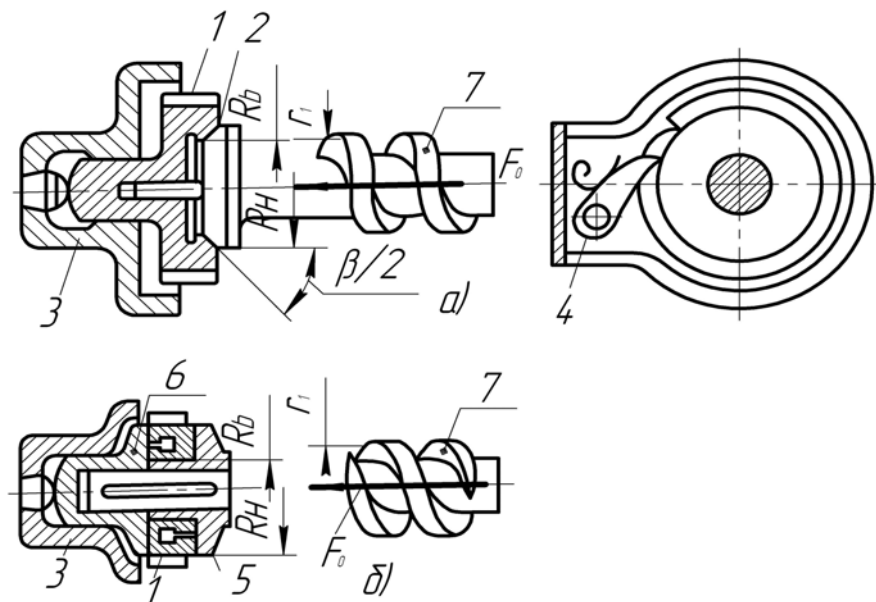
Грузоподъемность ручных талей составляет 0,5–5 т, высота подъема – до 3 м. Тяговым органом в ручных талях является грузовая пластинчатая или овально-звеньевая цепь 1, охватывающая звездочку 3, жестко связанную с червячным колесом 4. Для увеличения КПД чер-

вячного зацепления и скорости подъема груза применяют червячную двухзаходную передачу, не являющуюся самотормозящей, поэтому на валу червяка 7 устанавливают дисковый или конический грузоопорный тормоз 2 с неразмыкающимися поверхностями трения. Вращение червяка осуществляется тяговой звездочкой 6 с помощью тяговой сварной цепи 8. Для захвата груза служит крюковая подвеска 9, которая связана с грузовой цепью 1, концы которой закреплены к тали таким образом, чтобы образовать полиспасть с кратностью $i_{\text{п}} = 2$.

Работа червячной тали

Работу тали рассмотрим для трех периодов: периода подъема груза; периода, когда груз подвешен неподвижно; периода опускания груза.

Период подъема груза. При подъеме груза червяк 7 (рисунок 6.1), червячное колесо 4 и грузовая звездочка 3 вращаются по направлению стрелок 1. Грузовой момент, имея постоянное направление, через червяк 7 прижимает конус 2 (или диски) (рисунки 6.1 и 6.2) тормоза к храповому колесу 1 (рисунок 6.2) с внутренней конической поверхностью: при этом происходит затормаживание частей тормоза. Замкнутый тормоз, вращаясь (стрелка I) вместе с валом червяка, не встречает препятствий со стороны собачки 4 (рисунок 6.2), так как она скользит по скошенным поверхностям зубьев храпового колеса 1.



a – конусный тормоз: 1 – храповое колесо; 2 – конус; 3 – опора; 4 – собачка;
б – дисковый тормоз: 1 – храповое колесо; 3 – опора; 5, 6 – диски; 7 – червяк

Рисунок 6.2 – Конструкции конусного и дискового тормозов

Период удержания груза. Как только прекращается вращение тяговой звездочки 6 (рисунок 6.1), вся система стремится в обратном направлении (стрелки II) под действием силы тяжести груза $F_{\text{гр}}$. Груз стремится опускаться, но тормозной момент (стрелка II) продолжает удерживать тормоз в замкнутом положении. Так как при этом собачка 4 (рисунок 6.2, *a*) заскакивает в гнездо между зубьями храпового колеса 1, она будет препятствовать обратному вращению системы и груз не сможет опускаться, оставаясь в подвешенном состоянии. Относительное вращение между конусом 2 (или диском 5) и неподвижным храповым колесом 1 будет отсутствовать, так как момент тормоза $T_{\text{т}}$, стремящийся удержать груз, больше момента статического от груза $T_{\text{с}}^{\text{т}}$, стремящегося его опустить, в $K_{\text{т}}$ раз, где $K_{\text{т}} = 1,2-1,3$ – запас торможения для тормозов осевого действия. Разомкнуть этот тормоз

нельзя, поэтому для опускания груза необходимо затрачивать энергию на преодоление запаса тормозного момента.

Период опускания груза. Прикладывая определенное усилие F к тяговой цепи 8 (рисунок 6.1), вращаем тяговую звездочку 6, червяк 7, червячное колесо 4, грузовую звездочку 3 в направлении, обратном подъему (стрелки III). Сбегающая ветвь грузовой цепи I, которая находится в зацеплении с грузовой звездочкой 3, опускается вместе с крюковой подвеской 9. Происходит опускание груза.

Усилие F , прикладываемое к тяговой цепи 8, связано с преодолением запаса торможения. То есть при опускании груза необходимо преодолеть трение между вращающимся конусом 2 (или диском 5) (рисунок 6.2), с одной стороны, и храповым колесом 1 – с другой. Храповое колесо 1 неподвижно, так как его удерживает собачка 4. Обычно усилие F для опускания груза мало, так как коэффициент запаса торможения $K_T = 1,2-1,3$. Такой малый запас торможения объясняется тем, что в отличие от колодочных и ленточных тормозов, где $K_T = 1,5-2,5$, данный конусный или дисковый тормоз является автоматическим. Это означает, что по мере увеличения грузоподъемности Q автоматически во столько же раз увеличивается осевое усилие червяка 7, обеспечивающее прижатие конуса 2 (или диска 5) (рисунок 6.2) к храповому колесу 1, и поэтому во столько раз увеличивается момент тормоза, из-за чего груз никогда не падает. Величина усилия рабочего при опускании определяется следующим образом:

$$T_p = T_T - T_C^1 = K_T T_C^1 - T_C^1 = (K_T - 1) T_C^1, \quad (6.1)$$

тогда

$$F_p^1 = \frac{T_p}{R}, \quad (6.2)$$

где T_C^1 – статический момент, создаваемый грузом на валу тормоза (червяка), стремящийся опустить груз.

$$T_C^1 = \frac{F_{гр} d \eta_{п} \eta_{г.в.} \eta'_{ч.п.}}{2 i_{п} i'_{ч.п.}}, \quad (6.3)$$

где $F_{гр}$ – вес груза, Н;

d – диаметр грузовой звездочки, м;

$i_{п}$ – кратность полиспаста;

$i'_{ч.п.}$ – передаточное число червячной передачи;

$\eta_{п}$ – КПД полиспаста;

$\eta_{г.в.}$ – КПД грузовой звездочки;

$\eta'_{ч.п.}$ – КПД червячной передачи.

Таким образом, при опускании груза необходимо преодолеть разницу между моментом тормоза T_T , удерживающим груз, и моментом статическим T_C^1 от груза, стремящимся опустить груз. А так как момент тормоза мало отличается от момента статического, то остается только преодолеть сравнительно небольшое усилие. Нельзя допускать, чтобы к тяговой цепи прикладывалось какое-либо усилие при опускании груза ($K_T = 1$). Это означает, что груз может самопроизвольно опускаться под действием собственного веса, что может привести к несчастному случаю. Поэтому запас торможения K_T не может равняться единице ($K_T \neq 1$), а должен быть больше единицы.

Конструкция и расчет конусного (дискового) тормоза

Замкнутый тормоз, вмонтируемый в конструкцию подъемного механизма – червячную ручную таль, показан на рисунке 6.2. Тормоз состоит из конической полумуфты 2 (или дисковой 5), жестко связанной с приводным червяком, полумуфты 1 с внутренним конусом (или диском 6) и зубьями храпового колеса 1 и собачки 4, ось которой укреплена в корпусе 3. Детали 1 и 2 образуют конический замкнутый тормоз (детали 5 и 6 образуют дисковый замкнутый тормоз).

Конический тормоз воспринимает тормозной момент корпусом с внутренней конической поверхностью.

Окружное тормозное усилие на среднем диаметре конуса

$$F_k = \frac{2T_T}{D_c}, \quad (6.4)$$

где $T_T = K_T T_C^1$ – момент тормоза, Н·мм;

D_c – средний диаметр конуса, мм.

Средний диаметр конуса можно определить, учитывая, что связь между окружным F_T и осевым F_0 усилиями на червяке при передаче движения от червячного колеса к червяку определяется по формуле

$$F_T = F_0 \operatorname{tg}(\gamma - \rho'), \quad (6.5)$$

где $F_0 = \frac{2T}{d_2}$ (здесь T – крутящийся момент на валу червячного колеса, создаваемый подня-

тым грузом: $T = F_{\max} \frac{d}{2}$);

d_2 – диаметр делительной окружности червячного колеса;

d – диаметр грузовой звездочки);

F_{\max} – максимальное усилие в ветви цепи, набегающей на грузовую звездочку;

γ – угол подъема винтовой линии червяка, град;

ρ' – приведенный угол трения ($\rho' = \operatorname{arctg} t'$), град.

Момент на червяке T_q будет равен:

$$T_q = F_t \frac{d_1}{2} = F_0 \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \frac{d_1}{2}, \quad (6.6)$$

где $d_1 = 2r_1$ – диаметр делительной окружности червяка.

Требуемый момент для удержания груза (тормозной момент)

$$T_T = T_q K_T. \quad (6.7)$$

Так как

$$T_T = F_N f \frac{D_c}{2} = \frac{0,5 F_0 f D_c}{\sin \beta / 2}, \quad (6.8)$$

то средний диаметр конуса определяется из соотношения

$$D_c = \frac{2T_T \sin \frac{\beta}{2}}{F_0 f} = \frac{d_1 \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \sin \frac{\beta}{2} K_T}{f}. \quad (6.9)$$

Размеры конуса принимаются, учитывая, что

$$D_c = 0,5(D_H + D_B) \text{ и } D_H = (1,2 - 1,6) D_B. \quad (6.10)$$

Давление на конической поверхности проверяют по формуле

$$P = -\frac{4F_0}{\pi(D_H^2 - D_B^2)} \leq [p], \quad (6.11)$$

где $[p]$ – допускаемое давление, Н/мм².

Длину образующей конуса находят по допускаемому давлению:

$$B = \frac{2F_0}{\pi(D_H - D_B[p] \sin(\beta/2))}, \quad (6.12)$$

где β – угол при вершине конуса.

Для полного размыкания зазор между трущимися поверхностями должен быть не менее 0,75 мм при асбестовой накладке и 0,2 мм при металлических поверхностях.

Замыкающее усилие, действующее вдоль вала, определяется по формуле (6.8):

$$F_0 = \frac{2T_T + \sin \frac{\beta}{2}}{D_0 f}. \quad (6.13)$$

Чем меньше уклон конуса $\beta/2$, тем меньше осевое замыкающее усилие; во избежание заклинивания тормоза угол $\beta/2$ должен быть не менее 15°.

Дисковой тормоз представляет собой систему фрикционных дисков, из которых один вращающийся 5 (рисунок 6.2), а другие неподвижные или стопорящиеся 6 при вращении в одну из сторон. В многодисковых тормозах при одном и том же осевом усилии можно получать большой тормозной момент:

$$T_T = 0,5zfF_0 D_c, \quad (6.14)$$

где $z = m + n - 1$ – число трущихся поверхностей «ведущих» m и застопоренных «ведомых» n дисков;

$D_c = 0,5(D_H + D_B)$ при $D_H = (1,2 - 1,6) D_B$;

разность диаметров $D_H - D_B$ не рекомендуется принимать более 120 мм (сравните формулы (6.14) и (6.8)).

Лабораторная работа № 7

Исследование безопасной рукоятки

Цель работы: экспериментально определить коэффициент запаса торможения и коэффициент трения.

Определение коэффициента запаса торможения K_T и коэффициента трения f

Оборудование: лебедка с безопасной рукояткой.

Инструмент: грузы; штангенциркуль; гаечный ключ; линейка; динамометр.

Последовательность выполнения работы

- 1 Изучить конструкцию, работу и расчет грузоупорного дискового тормоза.
- 2 Замерить динамометром усилие F_p на рукоятке при опускании груза.
- 3 Определить момент на рукоятке $T_{рук}$ при опускании груза по формуле

$$T_{рук} = F_p L,$$

где L – длина рукоятки, которую необходимо измерить линейкой.

- 4 Определить статический момент от груза $F_{гр}$ на валу тормоза по формуле

$$T'_c = \frac{F_{гр} D_6 \eta_0}{i_n 2u_p},$$

для чего измерить величины $F_{гр}$, D_6 , i_n , u_p и подсчитать η_0 .

$$\eta_0 = \frac{T_6}{u_p T_{рук}^п} = \frac{F_{гр} D_6}{i_n^2 F_p^п u_p l_p},$$

где F_p – усилие на рукоятке при подъеме груза (измерить динамометром);

T_6 – момент на барабане от груза $F_{гр}$ при его подъеме;

$T_{рук}^п$ – момент на валу рукоятки от груза при его подъеме.

- 5 По формуле определить коэффициент запаса торможения K_T :

$$K_T = \frac{T_{рук}}{T'_c} + 1.$$

6 Вычислить средний диаметр дисков 4 и 5, для чего замерить их наружный D_H и внутренний D_B диаметры.

7 Вычислить средний диаметр резьбы d_2 , для чего замерить штангенциркулем наружный d и d_1 внутренний диаметры.

$$d_2 = (d + d_1)/2.$$

8 Измерить шаг этой резьбы t штангенциркулем или резьбомером и число заходов резьбы z .

- 9 Вычислить угол подъема резьбы γ по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{zt}{\pi d_2}.$$

- 10 Принять приведенный угол трения $\rho' = 5^\circ$ для смазанной резьбы.

11 По формуле (7.18) из практического занятия № 7 определить коэффициент трения f между дисками.

Результаты внести в таблицу 7.1.

Таблица 7.1 – Расчет запаса торможения и коэффициента трения между дисками

F_p , Н	L , мм	T_p , Н·мм	T_c' , Н·мм	η_0	K_T	D_n , мм	D_b , мм	d_2 , мм	T , мм	γ , град	\int

Контрольные вопросы

- 1 Объяснить работу грузоупорного винтового тормоза в период подъема, опускания груза и когда он подвешен неподвижно.
- 2 Как отражается направление резьбы винта 4 на работу тормоза?
- 3 Обосновать выбор коэффициента запаса тормоза K_T .
- 4 Как определить усилие F_p , прикладываемое к рукоятке для опускания груза? Как обеспечить его малую величину?
- 5 Почему груз не может самостоятельно опуститься?
- 6 Какая часть статического момента от груза уравнивается левым стыком и почему?
- 7 Какая часть статического момента от груза уравнивается в резьбе и почему?
- 8 Почему лебедка, изображенная на рисунке 7.1, не имеет редуктора?

Практическое занятие № 7

Расчет безопасной рукоятки

Теоретическое обоснование

Согласно правилам Госпромнадзора ручные подъемные механизмы должны быть снабжены устройством, предотвращающим опасное для обслуживающего персонала произвольное вращение рукоятки под действием силы тяжести груза. Такие устройства называют безопасными рукоятками.

Рассмотрим устройство и принцип работы безопасной рукоятки в период подъема, удерживания и опускания груза.

Устройство и работа безопасной рукоятки

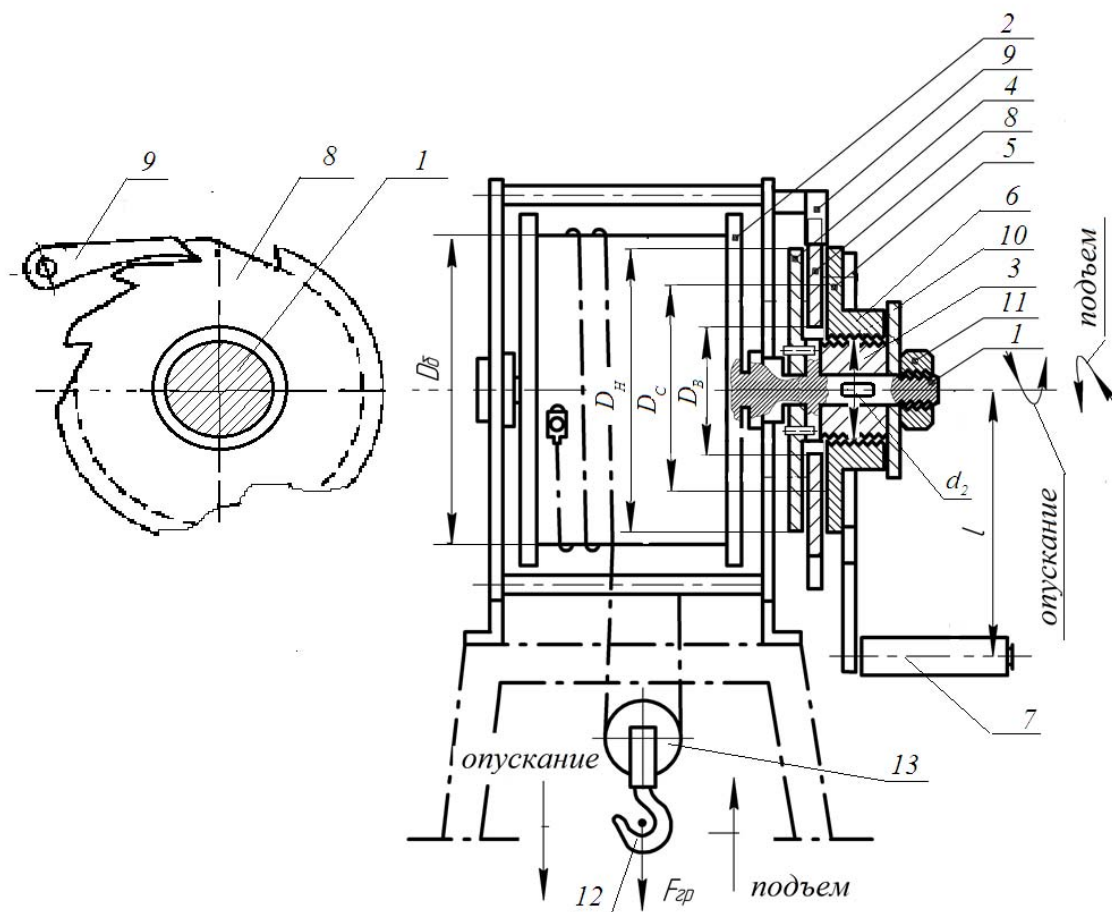
Период подъема груза

Безопасная рукоятка сконструирована по типу дискового грузоупорного тормоза с размыкающимися поверхностями трения, которые замыкаются грузом (рисунок 7.1).

На валу 1 грузового барабана 2 на шпонке закреплены резьбовая втулка 3 и диск упорный 4. Ступица второго нажимного диска 5 представляет собой гайку 6 с внутренней резьбой, накрученную на резьбовую втулку 3. К ступице диска 5 прикреплена рукоятка 7. Направление резьбы в паре втулка 4 и гайка 6 подобрано таким образом, что при вращении рукоятки 7 по часовой стрелке гайка 6 перемещается влево, навинчиваясь на втулку 4. Между дисками 4 и 5 на валу 1 свободно посажен храповой диск 8, венец которого входит в соприкосновение с собачкой 9. Диск 8 установлен так, что его вращение в направлении вращения грузового барабана при опускании груза ограничено собачкой. В противоположном направлении вращение храпового диска 8 собачкой 9 не ограничено. Сворачиванию гайки 6 с резьбовой втулки 3 препятствует шайба 10, удерживаемая на валу 1 гайкой 11. В крайнем правом положении гайки 6 на втулке 3 между дисками 4, 5 и 8 существует зазор в осевом направлении.

К барабану 2 прикреплен канат и намотан на него так, что при вращении рукоятки 7 и вала 8 по часовой стрелке происходит подъем крюка 12 с грузом. Для уменьшения усилия на рукоятке при подъеме груза применен полиспасть 13.

Рассмотрим работу механизма в период подъема груза. Груз $F_{гр}$ еще не оторвался от земли, канат натянут. Существуют зазоры между деталями 4, 5 и 8 (рисунок 7.1). Рукоятку 7 и соответственно гайку 6 для подъема груза необходимо вращать по часовой стрелке (если смотреть на рисунок справа). Гайка 6, наворачиваясь на резьбу втулки 3, перемещается влево до соприкосновения диска 6 с храповым диском 8. Диски 6 и 8 перемещаются вместе до встречи с диском 4. Осевое усилие, возникающее в резьбе, прижимает друг к другу детали 4, 6, 8. Созданная при этом сила трения между этими деталями заставляет их вращаться вместе с рукояткой 7 с одинаковой угловой скоростью. Диск 4 передает вращение на вал 1 и барабан 2, на котором намотан канат, – происходит подъем груза. При этом собачка 9 не мешает вращению храпового диска 8.



1 – вал; 2 – барабан; 3 – втулка резьбовая; 4 – диск упорный; 5 – диск нажимной; 6 – ступица; 7 – рукоятка; 8 – диск храповой; 9 – собачка; 10 – шайба; 11 – гайка; 12 – крюк; 13 – полиспасть

Рисунок 7.1 – Лебедка с безопасной рукояткой

Период, когда груз подвешен и находится в покое

Если прекратить вращение рукоятки 7 и удерживать ее в неподвижном положении, то груз стремится вращать барабан 2 вместе с валом 1, диском 4 и втулкой 3 в обратном направлении. При неподвижной рукоятке 7 и соответственно неподвижной гайке 6 при обратном вращении вала 1 с втулкой 3 зазоры между дисками 4, 6 и 8 уходят и диски, связанные между собой силами трения, вместе с грузовым барабаном 2 удерживаются от обратного вращения за счет упора собачки 9 в венец храпового колеса 8. Поднятый груз

повешен и находится в покое. Усилие на рукоятку от поднятого груза передаваться не будет. При этом статический момент от груза T'_c уравнивается моментом трения между дисками 4, 5, 8 и моментом трения в резьбе T_p втулки 3 и гайки 6:

$$T'_c = T_t + T_p. \quad (7.1)$$

Момент тормоза T_t создается силами трения в двух стыках между деталями 4, 5 и 8:

$$T_t = T_{tp1} + T_{tp2}, \quad (7.2)$$

где T_{tp1} и T_{tp2} – моменты трения между парами трения дисков 4 и 8, а также дисков 8 и 5.

Но так как средние диаметры D_c дисков 4, 5 и 8 приняты одинаковыми, то

$$T_{tp1} = T_{tp2} = T_{tp}. \quad (7.3)$$

Поэтому

$$T_t = 2T_{tp}. \quad (7.4)$$

При проектировании тормоза принимают

$$T_t = K_t T'_c, \quad (7.5)$$

где K_t – коэффициент запаса торможения, который обеспечивается расчетом размеров тормоза (см. ниже).

Этот тормоз отличается от колодочного и ленточного тормозов тем, что он является автоматическим, т. е. с увеличением силы тяжести груза увеличивается осевое усилие в резьбе, увеличиваются моменты трения между дисками и, следовательно, возрастает его тормозной момент. Поэтому запас торможения K_t в этих тормозах можно принимать сравнительно небольшим: $K_t = 1,2-1,3$.

Период опускания груза

Для спуска груза необходимо вращать рукоятку 7 против часовой стрелки. Гайка 6 вместе с диском 5 будут перемещаться по резьбе вправо до тех пор, пока момент трения между дисками 4 и 5 и храповым колесом 8 станет недостаточным для удержания диска 4 от вращения под действием силы тяжести груза. При этом груз начнет опускаться. Свободное опускание груза продолжится до тех пор, пока угловая скорость диска 4 не превысит угловой скорости вращения рукоятки. Тогда втулка гайка 6 опять начнет передвигаться по резьбе и перемещать диск 5 влево, увеличивая момент трения между дисками 4 и 5 и храповым колесом 8 и прекращая их относительное перемещение. Это относительное перемещение переходит в непрерывное скольжение дисков 4 и 5 по храповому диску 8, при котором груз опускается со скоростью, не превышающей соответствующей окружной скорости рукоятки.

Скорость опускания груза полностью зависит от скорости вращения рукоятки. Как только рабочий отнимает руку от рукоятки, груз останавливается вместе и одновременно с рукояткой, так как его момент T'_c самостоятельно (без помощи рабочего) не может пре-

одолеть момент тормоза T_T . Таким образом, достигается основная цель данного устройства: рукоятка не может вращаться под действием силы тяжести груза самостоятельно (без помощи рабочего), и поэтому аварийная ситуация не может возникнуть.

Чтобы опустить груз, необходимо преодолеть разницу между моментом тормоза T_T , который удерживает груз, и статическим моментом от груза T'_c , стремящимся опустить его, т. е. приложить момент к рукоятке $T_{рук}$, направленный в обратную сторону момента при подъеме груза, вращая рукоятку против часовой стрелки:

$$T_{рук} = T_T - T'_c = F_p = K_T T'_c - T'_c = T'_c (K_T - 1); \quad (7.6)$$

$$T'_c = \frac{F_{гр} D_6 \eta_0}{i_n 2u_p}; \quad (7.7)$$

$$F_p = \frac{T'_c (K_T - 1)}{l}, \quad (7.8)$$

где F_p – усилие рабочего при опускании груза, приложенное к рукоятке, Н;

l – длина рукоятки, мм;

$F_{гр}$ – вес груза, Н;

i_n – кратность полиспаста;

η_0 – общий КПД механизма.

u_p – передаточное число зубчатой передачи, которая может быть установлена между валом 1 и валом грузового барабана 2 (рисунок 7.1). В случае если такая передача отсутствует, $u_p = 1$.

Из формулы (7.8) видно, что чем меньше запас торможения K_T , тем меньше усилие F_p , прикладываемое к рукоятке для опускания груза. Если $K_T = 1$, то $F_p = 0$, т. е. для опускания груза не надо прикладывать никакого усилия, так как создается то самое неустойчивое равновесие между статическим моментом от груза T'_c и моментом тормоза T_T , при котором случайное прикосновение к рукоятке сообщает ей начальную скорость и происходит произвольное опускание груза, что недопустимо. Поэтому принимают $K_T > 1$.

Подбирая правильно длину рукоятки l и коэффициент запаса торможения K_T , можно добиться для опускания груза малого усилия F_p .

Расчет размеров тормоза

Основным расчетным размером тормоза является средний диаметр D_c дисков 4, 5 и 8 (рисунок 7.1). Средний диаметр дисков D_c определяется исходя из условия равновесия между моментом от груза T'_c и моментами трения между дисками 4, 5, 8 и в резьбе втулки 3 и гайки 6.

Момент трения между дисками 4, 5, 8 в каждой паре трения $T_{тр}$ определяется следующим образом:

$$T_{тр} = F_\alpha f \frac{D_c}{2}, \quad (7.9)$$

где F_α – осевое усилие между дисками 4, 5 и 8, Н;

f – коэффициент трения между этими дисками;

D_c – средний диаметр дисков 4, 5 и 8.

Момент трения в резьбе гайки 6 и втулки 3 определяется по формуле

$$T_p = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \frac{d_2}{2}, \quad (7.10)$$

где γ – угол подъема резьбы, град;

ρ' – приведенный угол трения, град;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

F_a – осевое усилие в резьбе между втулкой 3 и гайкой 4, Н. Оно равно осевому усилию между дисками 4, 5 и 8.

Осевое усилие в резьбе F_a создается окружным усилием F_t на винте 1 и соответственно на втулке 3. Для резьбового соединения

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \rho').$$

Выразим статический момент от груза T'_c через момент тормоза T_T (7.5) и момент трения T_{TP} между дисками 4, 5, 8 (7.9):

$$T'_c = \frac{T_T}{K_T} = \frac{2F_{TP}}{K_T} = \frac{2F_a f D_c / 2}{K_T} = \frac{F_a f D_c}{K_T}. \quad (7.11)$$

Подставим полученные значения формул (7.11) и (7.10) в формулу (7.1):

$$\frac{F_a f D_c}{K_T} = F_a f \frac{D_c}{2} + F_a \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \frac{d_2}{2}. \quad (7.12)$$

После преобразования выражения (7.12) получим:

$$\operatorname{tg}(\gamma + \rho') d_2 = f D_c \left(\frac{2}{K_T} - 1 \right), \quad (7.13)$$

Откуда

$$D_c = \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \rho') d_2}{f \left(\frac{2}{K_T} - 1 \right)}. \quad (7.14)$$

Наружные диаметры поверхностей трения дисков в зависимости от их внутреннего диаметра D_B принимают:

$$D_H = (1,25 - 2,5) D_B. \quad (7.15)$$

Внутренний диаметр дисков D_B определяется конструктивно при проектировании безопасной рукоятки в зависимости от диаметра вала.

Размеры резьбы определяются из расчета на прочность вала; число витков резьбы определяется из условия сохранения смазки между витками.

Число заходов резьбы выбирается $Z = 2 - 3$. Угол подъема резьбы γ определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{zt}{\pi d_2}, \quad (7.16)$$

где t – шаг резьбы, мм.

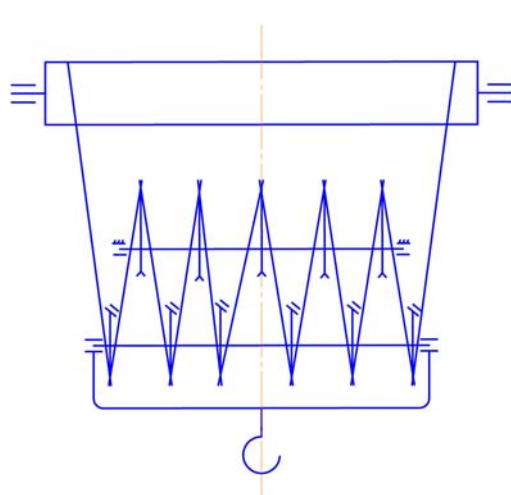
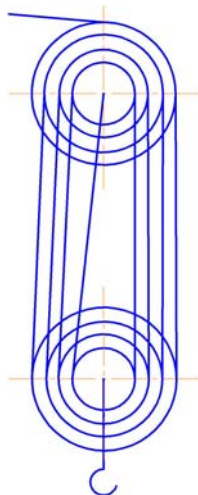
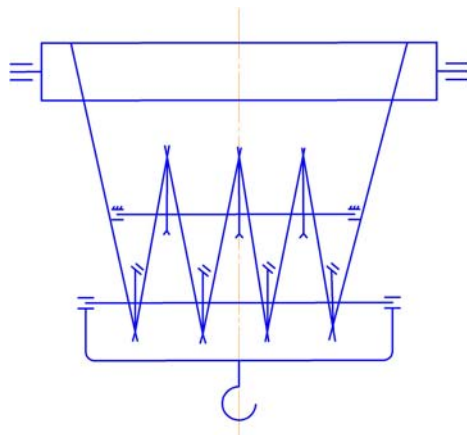
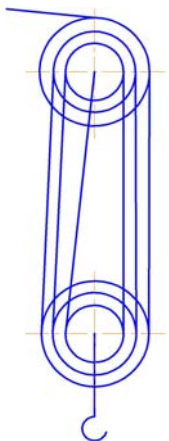
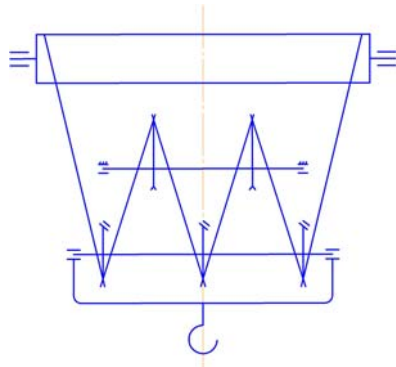
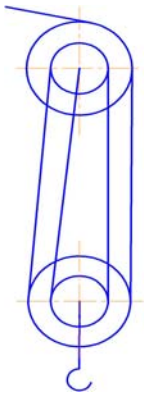
Приведенный угол трения ρ' выбирается исходя из обильной смазки резьбы $f = 0,06$, $\rho' = 5^\circ$, где f – коэффициент трения в резьбе. Резьбу рекомендуется принимать ходовую, трапецеидальную.

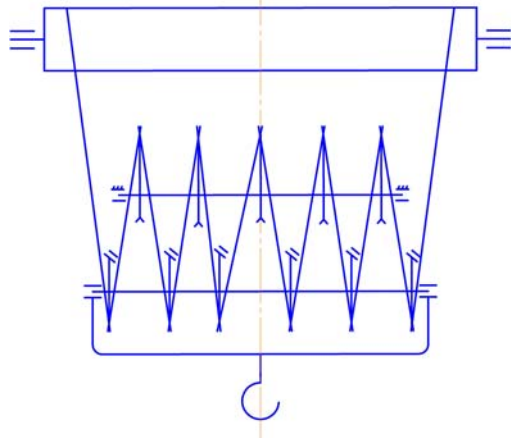
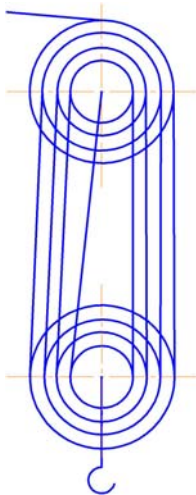
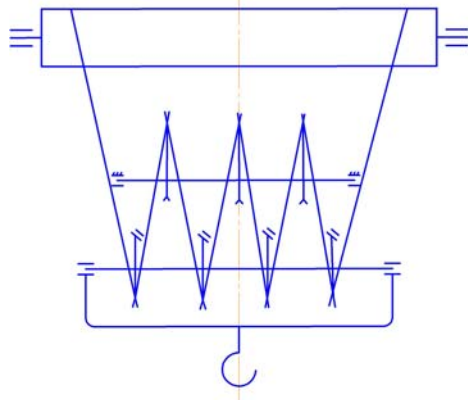
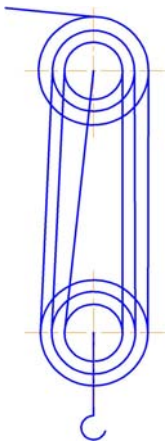
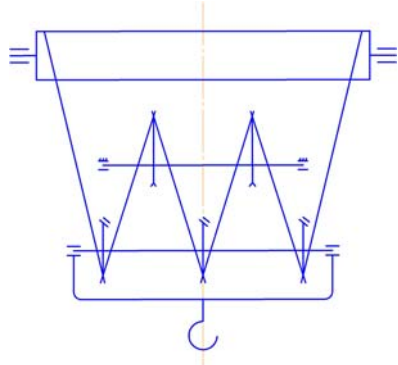
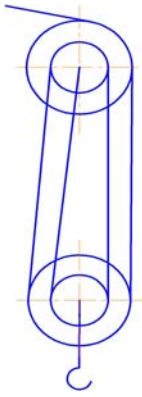
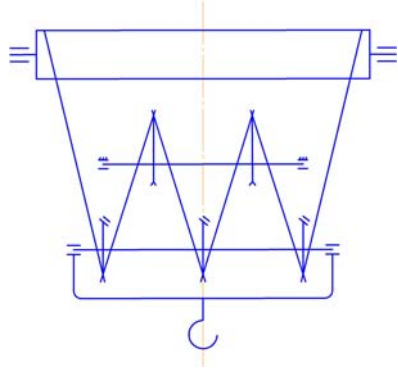
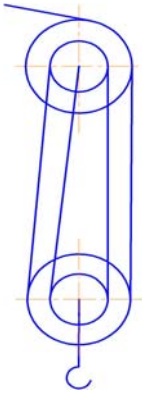
Тестовые задания по модулю 1

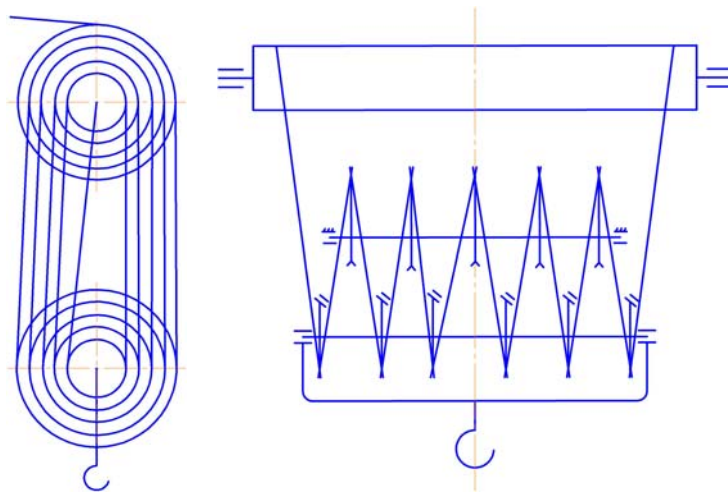
Полиспасты

1 Охарактеризуйте полиспаст, представленный на рисунке:

- а) скоростной;
- б) силовой;
- в) одинарный;
- г) сдвоенный;
- д) кратность.







2 Канат подбирают по:

- а) грузоподъемности;
- б) режиму работы;
- в) разрушающей нагрузке;
- г) высоте подъема.

3 Укажите, какой материал может быть применен в качестве сердечника каната:

- а) синтетические волокна;
- б) пенька;
- в) асбестовые волокна;
- г) канат двойной свивки.

4 Силовые полиспасты предназначены для:

- а) выигрыша в скорости;
- б) обеспечения строго вертикального подъема груза без раскручивания;
- в) выигрыша в силе;
- г) выигрыша в силе и скорости.

5 На КПД полиспаста влияют:

- а) грузоподъемность;
- б) число подвижных и неподвижных блоков;
- в) число направляющих блоков;
- г) число уравнительных блоков;
- д) КПД блоков;
- е) высота подъема;
- ж) кратность полиспаста.

6 Применение силовых сдвоенных полиспастов позволяет уменьшить:

- а) длину барабана;
- б) диаметр каната;
- в) диаметр блоков и барабана;
- г) вращающий момент на барабане;
- д) передаточное число редуктора;
- е) длину каната;
- ж) число блоков.

7 Факторами, существенно влияющими на долговечность грузоподъемных канатов, являются:

- а) направление и число перегибов;
- б) натяжение каната;
- в) соотношение диаметров блока (барабана) и каната;
- г) конструкция каната и канавки блока;
- д) длина каната.

8 Канат двойной свивки состоит из:

- а) сердечника;
- б) нити;
- в) проволоки;
- г) пряди;
- д) свитка;
- е) центра.

9 Грузовые цепи бывают:

- а) сварные;
- б) составные
- в) пластинчатые;
- г) крючковые;
- д) витые.

10 Каково назначение органического сердечника в канате:

- а) снижение массы каната;
- б) накопитель смазки для уменьшения износа;
- в) повышение прочности каната;
- г) увеличение диаметра каната.

11 Кратность полиспаста определяется отношением:

а) $i_n = \frac{F_{гр}}{F_{max}}$;

б) $i_n = \frac{Z_{гр}}{Z_H}$;

в) $i_n = \frac{Z_{пб}}{Z_{нб}}$;

г) $i_n = \frac{F_p}{F_{гр}}$,

где $F_{гр}$ – вес груза;

F_{max} – усилие в канате, наматываемом на барабан;

F_p – разрушающее усилие каната;

$Z_{гр}$ – число нитей, на которых висит груз;

$Z_{пб}$ – число подвижных блоков;

$Z_{нб}$ – число неподвижных блоков;

Z_H – число нитей каната, наматываемых на барабан.

12 Коэффициент полезного действия одинарного полиспаста определяется по зависимости:

а) $\eta = \frac{F_{\text{гр}}}{F_{\text{max}}}$;

б) $\eta = \eta_1^m + \eta_2^n$;

в) $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^n$,

где m – число подвижных блоков;

η_1 – КПД подвижных блоков;

η_2 – КПД неподвижных блоков;

n – число неподвижных блоков.

$F_{\text{гр}}$ – вес груза;

F_{max} – усилие в канате, наматываемом на барабан.

13 По профилю поперечного сечения проволоки в канате двойной свивки могут быть:

- а) круглые одного диаметра;
- б) круглые разного диаметра;
- в) круглые и профилированные;
- г) профилированные.

Крюки и барабаны

1 Крюки подбирают по:

- а) расчетной разрушающей силе;
- б) номинальной грузоподъемности;
- в) режиму работы;
- г) высоте подъема груза.

2 Назовите детали крюковой подвески:

- а) крюк, траверса, серьга;
- б) крюк, траверса, серьга, щека, блоки;
- в) крюк, траверса, серьга, щека, подшипник;
- г) крюк, траверса, серьга, щека, ось блока;
- д) крюк, траверса, серьга, щека, ось блока, подшипник.

3 Стенка барабана проверяется на:

- а) изгиб;
- б) срез;
- в) сжатие;
- г) смятие;
- д) кручение.

4 Диаметр барабана, измеренный по оси каната, определяется по формуле:

- а) $D_{\text{б}} = h \cdot d_{\text{к}}$;
- б) $D_{\text{б}} = i_{\text{п}} \cdot d_{\text{к}}$;
- г) $D_{\text{б}} = k \cdot d_{\text{к}}$,

где $d_{\text{к}}$ – диаметр каната;

h – табличный параметр;
 $i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста;
 k – коэффициент запаса.

5 Стенка барабана проверяется на сжатие по формуле:

а) $\sigma_{\text{сж}} = \frac{4 \cdot F_{\text{Гр}}}{\pi \cdot D_{\text{б}}^2}$;

б) $\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_{\text{max}}}{\delta \cdot t}$;

в) $\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_{\text{разр}}}{D_{\text{б}} \cdot \delta}$;

г) $T_{\text{б}} = 0,5 F_{\text{гр}} \cdot H$,

где $F_{\text{Гр}}$ – вес груза;

F_{max} – максимальное усилие в канате, наматываемом на барабан;

$F_{\text{разр}}$ – разрушающая нагрузка в канате;

$D_{\text{б}}$ – диаметр барабана;

δ – толщина стенки;

t – шаг навивки;

H – высота подъема.

6 Конструктивно крюки бывают:

а) однорогие;

б) двурогие;

в) трехрогие;

г) пластинчатые;

д) комбинированные.

7 Каковы преимущества нарезных барабанов перед гладкими:

а) меньший диаметр барабана;

б) меньший износ каната;

в) большая грузоподъемность;

г) меньшие контактные напряжения в месте сопротивления с канатом;

д) меньшая толщина стенки.

8 По какой формуле определяется диаметр блока полиспаста по оси каната:

а) $D_{\text{бл}} = k \cdot i_{\text{п}}$;

б) $D_{\text{бл}} = H d_{\text{к}}$;

в) $D_{\text{бл}} = m \cdot d_{\text{к}}$,

где k – коэффициент запаса;

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

m – коэффициент, указывающий на тип полиспаста (одинарный или сдвоенный);

$d_{\text{к}}$ – диаметр каната;

H – табличный коэффициент.

9 Крюки ГПМ изготавливают из:

а) легированной стали;

б) чугуна;

- в) бронзы;
- г) среднеуглеродистой стали.

10 Для чего на барабане есть неприкосновенные витки:

- а) чтобы при необходимости увеличить высоту подъема груза;
- б) чтобы уменьшить нагрузку в канате;
- в) чтобы уменьшить усилие в точке крепления каната к барабану;
- г) чтобы уменьшить усилие давления каната на барабан.

11 По какой формуле определяется число рабочих витков на барабане:

а) $n = \frac{H \cdot i_{\text{п}}}{\pi \cdot D_0}$;

б) $n = \frac{L_6}{t}$;

в) $n = \frac{H}{\pi \cdot D_0}$,

где H – высота подъема;
 $i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста;
 D_0 – диаметр барабана;
 L_6 – длина барабана;
 t – шаг витков.

Привод

1 Сравните вращающиеся моменты на валу электродвигателя $T_{\text{эл}}$ и на валу барабана T_6 :

- а) $T_{\text{эл}} = T_6$;
- б) $T_{\text{эл}} > T_6$;
- в) $T_{\text{эл}} < T_6$.

2 Относительная продолжительность включения механизма, %, определяется выражением:

- а) $(T_{\text{р}}/T_{\text{ц}}) \cdot 100$ %;
- б) $(T_{\text{ц}}/T_{\text{р}}) \cdot 100$ %;
- в) $(T_{\text{р}} \cdot T_{\text{ц}})/100$ %,

где $T_{\text{р}}$ – продолжительность работы механизма в течение цикла;
 $T_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла.

3 Вращающий момент на валу барабана T_6 от силы тяжести поднимаемого груза $F_{\text{гр}}$ определяют по формуле:

а) $T_6 = F_{\text{гр}} \cdot V$;

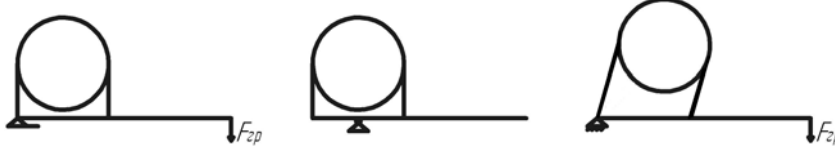
в) $T_6 = 0,5 F_{\text{гр}} \cdot D_0$;

г) $T_6 = 0,5 F_{\text{гр}} \cdot H$;

д) $T_6 = 0,5 F_{\text{max}} \cdot D_0$,

где H – высота подъема;
 D_0 – диаметр барабана;
 V – скорость подъема;
 $F_{гр}$ – вес груза;
 F_{max} – усилие в канате, наматываемом на барабан.

4 Определите тип тормоза, представленного на рисунке:



- а) суммирующий;
- б) простой;
- в) дифференциальный.

5 При проектировании механизма подъема груза был выбран тормоз большего, чем требовалось, типоразмера. В результате:

- а) увеличится тормозной момент;
- б) уменьшится избыточный тормозной момент;
- в) увеличится время торможения.

6 Модуль храпового колеса определяется по формуле:

а) $M = \sqrt{\frac{2 \cdot T}{z \cdot \psi \cdot [q]}}$;

б) $M = \sqrt{\frac{F_t \cdot h}{z \cdot \psi \cdot [q]}}$;

в) $M = 1,75 \sqrt{\frac{T}{b \cdot h \cdot [q]}}$,

где T – вращающий момент;
 F_t – окружная сила;
 h – высота зуба;
 b – ширина зуба;
 z – число зубьев;
 ψ – относительная ширина зуба;
 $[q]$ – допускаемое линейное давление.

7 Статическая мощность $P_{ст}$ на приводном валу механизма подъема определяется как:

а) $P_{ст} = (F_{гр} \cdot V) / \eta_m$;

б) $(F_{гр} \cdot V) i_{п} = P_{ст}$;

в) $F_{гр} \cdot V \psi_{нсп} = P_{ст}$,

где $F_{гр}$ – сила тяжести поднимаемого груза;
 V – скорость подъема груза;
 η_m – КПД механизма подъема;
 $\psi_{нсп}$ – коэффициент средней пусковой перегрузки двигателя;
 $i_{п}$ – кратность полиспаста.

8 Если время пуска (разгона) двигателя механизма подъема груза существенно больше рекомендуемых значений, необходимо:

- а) выбрать двигатель с большей мощностью той же относительной продолжительности включения;
- б) выбрать двигатель с меньшей мощностью;
- в) выбрать двигатель с меньшей частотой вращения.

9 Статические моменты от силы тяжести груза на валу барабана и на валу электродвигателя отличаются на величину:

- а) $U_m \cdot \eta_m$;
- б) $U_m \cdot \eta_p$;
- в) $U_p \cdot \eta_p$,

где η_p и η_m – КПД соответственно полиспаста и механизма подъема;

U_m – передаточное число механизма подъема;

U_p – передаточное число редуктора.

10 Выбор нормализованного редуктора осуществляется по совокупности параметров:

- а) передаточному числу;
- б) расчетной мощности и частоте вращения быстроходного вала при заданном режиме работы;
- в) вращающему моменту на выходном валу;
- г) консольной нагрузке на выходном валу;
- д) требуемому суммарному межосевому расстоянию.

11 Крановые электродвигатели имеют:

- а) повышенную мощность;
- б) повышенный пусковой момент;
- в) повышенный допускаемый коэффициент перегрузки.

12 При рассогласовании потребного и действительного передаточных отношений скорость подъема груза обеспечивается корректировкой:

- а) диаметра тягового барабана;
- б) диаметра подвижного барабана;
- в) частоты вращения двигателя;
- г) введением открытой передачи.

13 Проверка правильности выбора кранового электродвигателя проводится по формуле:

- а) $T_{\text{пуск}} \leq [T_{\text{max}}]$;
- б) $P_{\text{пуск}} \leq K \cdot P_{\text{max}}$;
- в) $T_{\text{пуск}} \cdot 1,33 \leq [T_{\text{max}}]$,

где $T_{\text{пуск}}$ – пусковой момент;

$[T_{\text{max}}]$ – максимальный допустимый пусковой момент;

P – мощность электродвигателя во время пуска;

K – коэффициент запаса;

P_{max} – номинальная мощность электродвигателя.

14 Мощность электродвигателя механизма подъема груза определяют по формуле:

- а) $P = \frac{Q \cdot n_6}{\eta_m}$;

$$\text{б) } P = \frac{F_{\max} \cdot V}{\eta_m};$$

$$\text{в) } P = \frac{F_{\text{гр}} \cdot V}{\eta_m},$$

где Q – грузоподъемность, т;
 n_6 – число оборотов барабана;
 η_m – КПД механизма;
 F_{\max} – усилие в канате, набегающем на барабан, кН;
 V – скорость подъема груза, м/с;
 $F_{\text{гр}}$ – вес груза, кН.

15 Передаточное число в механизме с ручным приводом определяется по формуле:

$$\text{а) } U = \frac{F_{\text{гр}} \cdot H}{F_p \cdot L_p \cdot \eta};$$

$$\text{б) } U = \frac{F_{\max} \cdot D_o}{2 \cdot F_p \cdot L_p \cdot \eta};$$

$$\text{в) } U = \frac{F_{\text{гр}} \cdot i_{\text{п}}}{F_p \cdot L_p \cdot \eta},$$

где $F_{\text{гр}}$ – вес груза в канате, набегающем на барабан;
 F_p – усилие, создаваемое рабочим;
 H – высота подъема груза;
 D_o – диаметр барабана;
 $i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста;
 L_p – длина рукоятки;
 η – КПД передачи.

16 Перегрузка кранового электродвигателя по $T_{\text{кр}}$ может привести к:

- а) остановке электродвигателя;
- б) уменьшению КПД двигателя;
- в) перегреву изоляции обмоток.

17 При уменьшении относительной загрузки механизма его КПД:

- а) увеличивается;
- б) уменьшается;
- в) не изменяется.

Тормоза

1 Замыкание (затормаживание) ленточного тормоза производится:

- а) тормозной педалью;
- б) электромагнитом;
- в) грузом;
- г) пружиной;
- д) гидроцилиндром.

2 В механизмах подъема используют упругую муфту с тормозным шкивом, которую устанавливают между:

- а) валом редуктора и валом барабана;
- б) валом электродвигателя и валом редуктора;
- в) любыми валами из названных выше.

3 Суммирующий ленточный тормоз имеет следующие достоинства:

- а) суммирует тормозной момент;
- б) обладает повышенным тормозным моментом по сравнению с простым ленточным тормозом при одинаковой замыкающей силе;
- в) обладает одинаковым тормозным моментом при вращении шкива в разные стороны;
- г) тормозной момент дифференцируется.

4 Величина отхода якоря от электромагнита тормоза влияет на:

- а) величину тормозного момента;
- б) величину отхода колодок от тормозного шкива;
- в) равномерность отхода колодок от тормозного шкива;
- г) величину износа накладок тормозных колодок.

5 Соотношение усилий в набегающей $F_{наб}$ и сбегающих $F_{сб}$ ветвях ленточного тормоза описывается зависимостью:

- а) $F_{наб} \approx F_{сб} \cdot e^f$;
- б) $F_{наб} \approx F_{сб} \cdot e^{f\alpha}$;
- в) $F_{наб} \approx F_{сб} \cdot \alpha$;
- г) $F_{наб} \approx F_{сб} \cdot f^\alpha$,

где f – коэффициент трения;

α – угол обхвата лентой шкива;

e – основание натурального логарифма.

6 В тормозе с электрогидротолкателем регулируют:

- а) давление в гидротолкателе;
- б) величину тормозного момента;
- в) величину отхода колодок от тормозного шкива;
- г) равномерность отхода колодок от тормозного шкива;
- д) ток в электродвигателе.

7 Тормозной момент для механизма подъема определяется по формуле:

а) $T_t = \beta \frac{F_{гр} \cdot D_o}{2 \cdot u \cdot i_{п}} \cdot \eta_m$;

б) $T_t = i_{п} \cdot \frac{F_{гр} \cdot V}{\eta_m}$;

в) $T_t = \frac{F_{гр} \cdot H}{\eta_m} \cdot \beta$,

где $F_{гр}$ – вес груза;

D_o – диаметр барабана по оси каната;

V – скорость подъема груза;

H – высота подъема груза;

β – коэффициент запаса;
 $i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста;
 u – передаточное число привода;
 η_m – КПД механизма.

8 Если время торможения при опускании груза больше рекомендуемого, необходимо:

- а) отрегулировать тормоз на больший тормозной момент;
- б) выбрать следующий (больший) типоразмер тормоза;
- в) отрегулировать тормоз на меньший тормозной момент.

9 Отход стойки с электромагнитом от тормозного шкива при растормаживании двухколлодного тормоза обеспечивает:

- а) вес электромагнита;
- б) электромагнитная сила;
- в) пружины;
- г) вес якоря.

10 Размеры тормоза будут наименьшими при установке на:

- а) тихоходном валу редуктора;
- б) быстроходном валу редуктора;
- в) валу барабана.

11 В механизмах подъема груза используются тормоза:

- а) нормально разомкнутые;
- б) нормально замкнутые;
- в) комбинированные.

12 Остановы бывают:

- а) дисковые;
- б) храповые;
- в) зубчатые;
- г) роликовые;
- д) фрикционные.

13 Тормоз предпочтительнее устанавливать на:

- а) валу барабана;
- б) тихоходном валу редуктора;
- в) быстроходном валу редуктора.

14 Изменение величины тормозного момента двухколлодного тормоза обеспечивается:

- а) изменением установочной длины главной пружины;
- б) регулировкой электромагнита;
- в) регулировкой положения якоря.

Механизмы передвижения

1 В механизме передвижения тележки ходовые колеса подбираются по:

- а) грузоподъемности;
- б) сумме весов груза, крана, тележки;
- в) максимальной нагрузке на колесо;
- г) скорости движения;

- д) типу поверхности качения;
- е) режиму работы.

2 Противовес применяют для:

- а) повышения грузоподъемности крана;
- б) уменьшения изгибающего момента, действующего на колонну крана;
- в) уменьшения горизонтальных реакций, определяющих нагрузку на опорные элементы;
- г) повышения устойчивости крана от опрокидывания.

4 Явление, когда колесо в режиме торможения прекращает вращаться и скользит по рельсу при продолжающемся движении тележки, называется:

- а) замедление;
- б) разгон;
- в) буксование;
- г) юз.

4 Выбранное ходовое колесо проверяется по:

- а) грузоподъемности;
- б) износостойкости;
- в) контактными напряжениями;
- г) режиму работы.

5 При перемещении крана преодолеваются сопротивления от:

- а) веса груза;
- б) трения в подшипниках и на опорной поверхности;
- в) уклона рельса;
- г) ветровой нагрузки;
- д) силы инерции груза и крана;
- е) веса крана.

6 Ходовые колеса кранов выбирают по:

- а) грузоподъемности;
- б) режиму работы;
- в) типу рельса;
- г) скорости движения;
- д) максимальной нагрузке на колесо;
- е) крутящему моменту.

7 Качение колеса по рельсу без проскальзывания происходит за счет силы, действующей со стороны рельса на колесо в точке их контакта:

- а) сцепления;
- б) трения;
- в) инерции.

8 Частота вращения поворотной части крана принимается:

- а) от 1 до 3,5 мин⁻¹;
- б) от 3,5 до 5 мин⁻¹;
- в) от 5 до 10 мин⁻¹.

9 Привод ходовых колес мостового крана бывает:

- а) с тихоходным трансмиссионным валом;
- б) с быстроходным трансмиссионным валом;
- в) с отдельным приводом;
- г) с комбинированным приводом;
- д) с суммирующим приводом.

10 Коэффициент трения качения учитывает:

- а) силу трения;
- б) коэффициент трения;
- в) деформацию обода;
- г) смещение равнодействующей реакции;
- д) силу веса действующего колеса.

Безопасность использования кранов

1 Безопасность использования канатов устанавливают на основе:

- а) запаса прочности;
- б) интенсивности возрастания числа обрывов проволок;
- в) деформаций в виде волнистости, корзинообразности, выдавливания проволок и прядей, раздавливания прядей, заломов, перегибов;
- г) поверхностного износа или коррозии.

2 Проверка знаний у крановщиков проводится:

- а) один раз в полгода;
- б) один раз в год;
- в) один раз в три года.

3 Стропы осматриваются и проверяются:

- а) ежедневно;
- б) через 10 дней;
- в) ежемесячно;
- г) раз в полгода.

4 Полное техническое освидетельствование кранов включает:

- а) проверку документов;
- б) осмотр;
- в) проверку знаний крановщика;
- г) статические испытания.

5 Полное техническое освидетельствование проводится не реже одного раза в:

- а) год;
- б) 2 года;
- в) 3 года;
- г) 4 года.

6 Частичное техническое освидетельствование проводится не реже одного раза в:

- а) 6 месяцев;
- б) год;
- в) 2 года.

7 Динамические испытания проводятся с грузом, масса которого превышает его паспортную грузоподъемность на:

- а) 1,5 %;
- б) 10 %;
- в) 15 %;
- г) 20 %;
- д) 25 %.

8 Статические испытания проводятся с грузом, масса которого превышает его паспортную грузоподъемность на:

- а) 1,5 %;
- б) 10 %;
- в) 15 %;
- г) 20 %;
- д) 25 %.

9 На работу крановщика может быть принят человек, у которого имеется:

- а) удостоверение водителя автомобиля;
- б) медицинская справка;
- в) удостоверение машиниста крана;
- г) справка из наркологического диспансера.

Вопросы для контроля результатов изучения содержания модуля 1

- 1 Конструкция механизма поворота крана. Определение реакций в опорах и их подбор. Определение общего сопротивления повороту.
- 2 Типы гибких тяговых органов, применяемых в ПТМ, характеристика и их подбор. Выбраковка стальных канатов. Определение усилия в канате, наматываемом на барабан.
- 3 Материал и конструкции блоков и барабанов, определение их основных размеров. Проверка стенки барабана механизма подъема на прочность.
- 4 Способы крепления концов стального каната на барабане. Расчет крепления каната с помощью прижимной планки и шпильки.
- 5 Типы полиспастов, их назначение и характеристика. Основные параметры. Примеры построения одинарной и сдвоенной подвесок.
- 6 Типы грузозахватных устройств для штучных и сыпучих грузов. Типы и материал крюков. Дать эскиз и указать опасные сечения. Методика подбора крюка.
- 7 Типы крюковых подвесок. Конструкция и расчет основных деталей крюковой подвески.
- 8 Назначение, типы и устройство остановов. Расчет храпового останова.
- 9 Назначение и конструкция ленточных и колодочных тормозов (привести кинематические схемы). Место установки тормоза в кинематической схеме с электрическим приводом. Регулировки колодочного тормоза.
- 10 Типы ленточных тормозов, их схемы. Определение усилий для замыкания простого ленточного тормоза.
- 11 Расчет колодочного тормоза с электромагнитом.
- 12 Классификация привода грузоподъемных машин. Расчет механизма подъема груза с ручным приводом.
- 13 Расчет требуемой мощности привода механизма подъема груза. Подбор кранового электродвигателя и проверка его по пусковому моменту.
- 14 Способы перемещения крана (тележки). Типы ходовых колес, их подбор. Выбор материала ходовых колес.
- 15 Определение общего сопротивления перемещению крана (тележки), мощности привода и передаточного механизма.
- 16 Механизм поворота свободно стоящего крана: определение реакций опор, подбор подшипников и роликов. Сопротивление повороту крана.
- 17 Определение требуемой мощности привода механизма поворота крана. Определение передаточного числа и конструкция механизма поворота. Привести кинематическую схему механизма поворота крана.
- 18 Особенности крановых электродвигателей. Проверка кранового электродвигателя поворотного крана по пусковому моменту.
- 19 Грузоподъемные машины, классификация. Основные параметры. Режимы работы.
- 20 Расчет деталей крюковой подвески. Конструкции крюковых подвесок.
- 21 Схемы механизмов передвижения, их конструкции, достоинства и недостатки. Выбор ходовых колес.
- 22 Полиспасты, их типы и конструкция. Порядок построения полиспастов. КПД полиспастов.
- 23 Вычертить схему и описать работу и регулировки колодочного тормоза с гидротолкателем. Определить усилие для расчета пружины.

Модуль 2

Транспортирующие машины

В результате изучения модуля студент должен:

знать:

- конструкции, основные параметры механизмов транспортирующих машин (ТМ);
- правила эксплуатации, технического обслуживания и регулировок узлов ТМ;
- основы теории, расчета и конструирования механизмов ТМ;
- требования техники безопасности при эксплуатации ТМ;

уметь:

- обосновать выбор ТМ для механизации трудоемких процессов в отраслях агропромышленного комплекса;
- выполнять расчеты и проектирование механизмов ТМ;
- производить техническое обслуживание, регулировки, техническое освидетельствование ТМ;
- обеспечивать безопасную эксплуатацию ТМ.

2.1 План, научно-теоретическое содержание модуля 2

Название тем и изучаемых вопросов	Научно-теоретическое содержание	Прим. и т.д.
Транспортирующие машины: назначение, классификация. Характеристика перемещаемых грузов	[1, с. 479-481] [2, с. 364-367] [3, с. 378-385]	
Конструкции и расчет ленточных транспортеров	[1, с. 481-485] [2, с. 367-417] [3, с. 405-433]	
Ленточные конвейеры специальных типов. Механизмы изменения наклона транспортеров	[4, с. 141-161]	Изучается самостоятельно
Конструкции и расчет пластинчатых транспортеров	[1, с. 485-487] [2, с. 417-424] [3, с. 439-448]	
Конструкции и расчет ковшовых полочных, люлочных элеваторов	[1, с. 487-489] [3, с. 448-456]	
Конструкции и расчет скребковых транспортеров	[2, с. 425-431]	
Конструкции и расчет винтовых транспортеров	[2, с. 471-477] [3, с. 456-463]	
Пневматические транспортеры: конструкции и расчет	[2, с. 477-484] [3, с. 481-490]	Изучается самостоятельно
Устройства, обеспечивающие безопасность работы. Основные правила техники безопасности при работе с подъемно-транспортными механизмами	[4, с. 34-35] [2, с. 78-82] [3, с. 374-375]	

Вопросы для самоконтроля

1 Классификация транспортирующих машин. Производительность массовая, объемная. Вывод формулы производительности.

- 2 Погонные нагрузки ленточного транспортера (от веса груза, ленты, роlikоопор). Их назначение.
- 3 Факторы, определяющие выбор транспортирующей машины. Характеристики транспортируемого груза.
- 4 Какие физико-механические свойства транспортируемого материала учитываются при выборе транспортирующей машины?
- 5 Тяговые и несущие элементы транспортирующих машин, их подбор и проверка на прочность.
- 6 Определение ширины транспортирующей ленты и проверка ее по кусковатости.
- 7 В каких случаях используется ленточный транспортер?
- 8 Определение усилий в характерных точках транспортера методом обхода по контуру. Цель расчета транспортера методом обхода по контуру.
- 9 Расчет требуемой мощности привода ленточного транспортера. Подбор электродвигателя и редуктора привода ленточного транспортера.
- 10 Типы натяжных устройств. Расчет винтового натяжного устройства.
- 11 Типы настилов пластинчатого транспортера. Определение ширины настила и проверка его на кусковатость.
- 12 Назначение, конструкция, достоинства и недостатки скребковых транспортеров. Типы скребков, определение параметров скребка и проверка его на кусковатость.
- 13 Определение сил натяжения цепи в точках контура и требуемой мощности на привод скребкового транспортера. Проверка скребка на устойчивость.
- 14 Конструкции ковшовых элеваторов. Типы ковшей. Методика подбора типа ковша и его параметров.
- 15 Определение потребной мощности ковшового элеватора, передаточного механизма и усилия натяжного устройства.
- 16 Определение сопротивлений передвижению груза и ленты транспортера на горизонтальном и наклонном участках и в местах перегиба.
- 17 Расчет механизма изменения угла наклона транспортера.
- 18 Расчет лебедки изменения угла наклона транспортера с помощью полиспада.
- 19 Винтовые транспортеры, назначение, устройство, достоинства и недостатки. Определение диаметра винта.
- 20 Конструкции и расчет тяговых органов скребковых транспортеров.
- 21 Теория транспортирующих машин (определение производительности, мощности привода, метод обхода по контуру).

Учебно-методические материалы к лабораторным и практическим занятиям модуля 2

Лабораторная работа № 8

Исследование ленточного конвейера

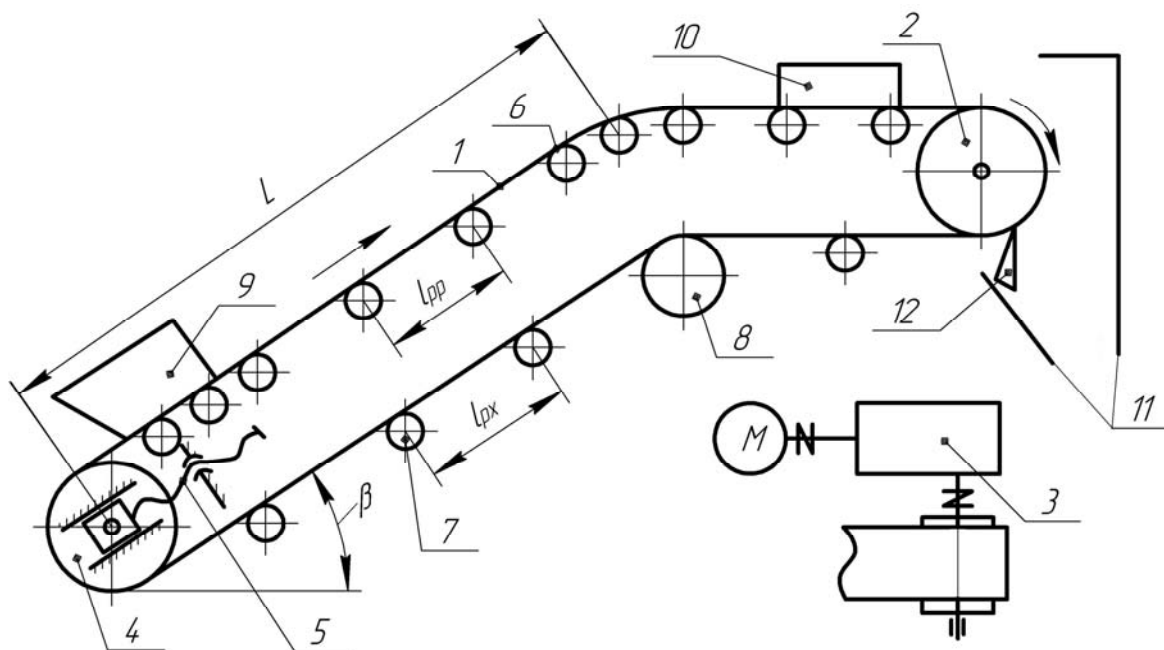
Цель работы: изучить конструкцию ленточного транспортера, определить тяговую способность конвейера и коэффициент сопротивления движению грузовой ветви.

Теоретическое обоснование

Ленточные конвейеры просты по конструкции, надежны в работе и удобны в эксплуатации. Они отличаются высокой производительностью (до 30000 т/ч) при транспортировании на значительные (3–4 км в одном конвейере и до 100 км в системе) расстояния и относительно небольшом расходе энергии и поэтому являются наиболее распространен-

ным типом транспортирующих машин непрерывного транспорта как для насыпных, так и штучных грузов. Могут быть стационарными и мобильными, широко используются в сельскохозяйственном производстве в качестве отдельных машин, а также составных элементов сложных машин и установок.

Состоит конвейер (рисунок 8.1) из гибкой бесконечной ленты 1, являющейся одновременно грузонесущим и тяговым органом, приводного барабана 2, привода 3, натяжного барабана 4, натяжного устройства 5, поддерживающих роликов 6 на рабочей и 7 на холостой ветвях ленты, отклоняющего барабана 8, загрузочного 9 и разгрузочного 10 устройств, разгрузочного желоба 11 и устройства для очистки ленты 12. Все элементы конвейера смонтированы на общей раме.



1 – лента; 2 – приводной барабан; 3 – привод; 4 – натяжной барабан; 5 – натяжное устройство; 6, 7 – поддерживающие ролики; 8 – отклоняющий барабан; 9 – загрузочное устройство; 10 – разгрузочное устройство; 11 – разгрузочный желоб; 12 – чистик

Рисунок 8.1 – Схема ленточного конвейера

Конвейерная лента

Используются конвейерные ленты из различных материалов. Широкое распространение получили прорезиненные ленты с тканевыми прокладками из комбинированных (полиэфирно-хлопковых) или синтетических нитей. Ленты из комбинированных тканей наиболее применимы в сельскохозяйственном производстве.

Используются также ленты резиноканусовые и стальные.

ГОСТ 20–85 и ГОСТ 23831–79 предусматривают использование резиноканусовых лент, состоящих из нескольких слоев ткани (прокладок) с прослойками из резины и резиновых обкладок. Резиновые обкладки защищают ткань от воздействий внешней среды и механических. Толщина обкладок зависит от назначения конвейера и может назначаться для рабочей поверхности от 1 до 10 мм и нерабочей – от 1 до 3,5 мм. Для лент, используемых в сельскохозяйственном производстве, толщина обкладок колеблется соответственно от 1 до 6 мм и от 0 до 2 мм. Конвейерные ленты (ГОСТ 20–85) в зависимости от назначения и условий эксплуатации выпускаются четырех типов (1, 2, 3, 4) и пяти видов (общего назначения, морозостойкие, теплостойкие, трудновоспламеняющиеся, пищевые). В сельскохозяйственном производстве рекомендуются 2-й, 3-й и 4-й типы лент.

Тяговая способность ленты характеризуется прочностью прокладки. Стандартом предусмотрена номинальная прочность 55, 100, 200, 300, 400 Н/мм ширины одной прокладки. Данным значениям прочности соответствуют комбинированные ткани БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2 ГОСТ19700–74, а также синтетические ткани ТА-100; ТК-100; ТК-200-2; ТА-300, ТА-400, ТК-400 ГОСТ18215-80 и ТЛК-200, ТЛК-300 ГОСТ 22510–77 (цифра в обозначении ткани указывает номинальную прочность, кроме цифры 65 которой соответствует прочность 55 Н/мм). Помимо вышеуказанных тканей ГОСТ23831–79 предусматривает использование ткани ТА-150 и ТК-150 по ГОСТ 18215–80 с прочностью 150 Н/мм.

Количество прокладок в ленте зависит от ширины и типа ленты и прочности прокладок.

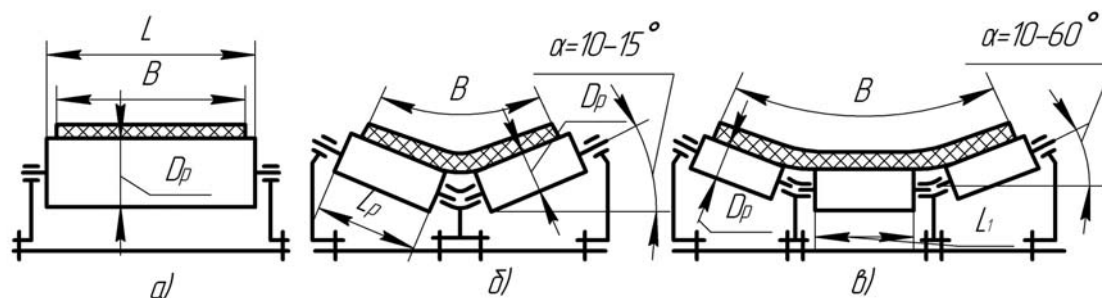
Бараны

В ленточных конвейерах применяются приводные, натяжные и отклоняющие барабаны. Отклоняющие барабаны используются для увеличения угла обхвата лентой приводного барабана или изменения направления движения ленты.

Барабаны изготавливают из стали или чугуна литьем, или из стальных деталей – сваркой. Рабочую поверхность приводного барабана могут футеровать (покрывать) древесиной, резиной или другими фрикционными материалами для увеличения коэффициента трения.

Роликоопоры

Для поддержания ленты и уменьшения ее провисания на участках между барабанами используются роликоопоры. Иногда для этой цели в коротких конвейерах применяют сплошной настил из древесины, стали или пластмассы. Чаще всего используются одно-, двух- и трехроликовые опоры (рисунок 8.2).



а – прямая однороликовая; б – желобчатая двухроликовая; в – желобчатая трехроликовая

Рисунок 8.2 – Схемы роликоопор

Производительность конвейеров с желобчатой (многороликовой) опорой выше, чем с прямой (однороликовой), так как на ленте размещается больше груза. Холостая ветвь может быть прямой или желобчатой (двухроликовой). В сельскохозяйственных конвейерах, как правило, холостая ветвь имеет прямую роликоопору, так как их ширина обычно не превышает 1000 мм, поверхность роликов может быть гладкая и ребристая (применяются при транспортировании налипающих грузов), жесткая и упругая (обычно устанавливают в зоне загрузки для амортизации ударов падающего груза).

Роликоопора может крепиться к раме жестко (жесткая роликоопора) или шарнирно (подвесная роликоопора гирляндного типа с шарнирно соединенными роликами или роликоопора с гибкой осью). Размеры одно-, двух- и трехроликовых опор стандартизованы и выбираются в зависимости от ширины ленты.

Углы наклона боковых роликов 45° и 60° допускаются при транспортировании зерна и зерновых продуктов.

Диаметр опорных роликов рабочей ветви резинотканевой конвейерной ленты выбирается в зависимости от скорости ленты, ее ширины и насыпной плотности транспортируемого груза.

Для сельскохозяйственных конвейеров чаще используются ролики диаметром 89–159 мм. Расстояние между роликостопорами рабочей ветви конвейера $l_{pp} = 0,8–1,5$ м, холостой – $l_{px} = (2–2,5) l_{pp}$ (см. рисунок 5.1). При транспортировании тяжелых штучных грузов (более 20 кг) расстояние между роликостопорами рабочей ветви не должно превышать половины размера груза в направлении движения.

Привод

Привод предназначен для вращения приводного барабана и состоит из двигателя, соединительных муфт и передаточных механизмов (ременные, зубчатые, червячные, цепные передачи). Наклонные конвейеры дополнительно оборудуются стопорными устройствами (остановы) или тормозами, препятствующими самопроизвольному обратному движению ленты от силы тяжести груза при случайном выключении двигателя.

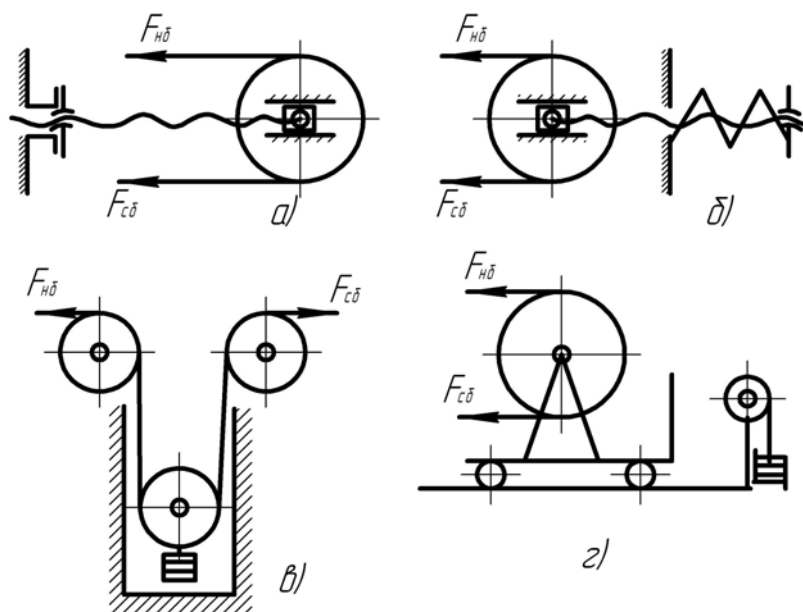
Имеются приводы, вмонтированные внутрь барабана (мотор-барабан).

При однобарабанном приводе наиболее рационально приводной барабан устанавливать в конце груженой ветви конвейера. В этом случае максимальное натяжение ленты будет меньше, чем при расположении барабана в других точках трассы транспортирования.

Натяжные устройства

Натяжные устройства создают натяжение ленты, достаточное для передачи приводным барабаном тягового усилия, ограничивают провисание ленты между опорами и компенсируют вытяжку ленты в процессе эксплуатации.

В сельскохозяйственных конвейерах наибольшее распространение получили винтовые натяжные устройства, применяемые при длине конвейеров до 60 м. При большей длине не применяются грузовые натяжные устройства. Различные схемы натяжных устройств приведены на рисунке 8.3.



а – винтовое; б – пружинно-винтовое; в, г – грузовое

Рисунок 8.3 – Схемы натяжных устройств

Грузовые натяжные устройства автоматически поддерживают заданное усилие натяжения ленты, пружинно-винтовые натяжные устройства в некоторых пределах деформации пружины работают автоматически, но при значительном вытягивании ленты необходима затяжка пружины винтом или гайкой до заданных усилий.

Рабочий ход натяжного устройства, компенсирующий вытяжку тягового элемента, зависит от типа тягового элемента, его длины и конфигурации трассы транспортирования.

Для резинотканевых лент рабочий ход равен: $L_{нат} = 0,01 L \geq 400$ мм для горизонтального конвейера, $L_{нат} = 0,015L \geq 400$ мм – для наклонного, где L – длина конвейера между центрами барабанов, м.

Загрузочное устройство

Загрузочное устройство обеспечивает плавную подачу груза на движущуюся ленту. Для сыпучих грузов используют загрузочные лотки (рисунок 8.4). Обычно $l_{л} = (1,25-2)B$; $B_1 \approx 0,5B$; $B_2 \approx 0,6B$; $h_{л} = (0,3-0,5)B$. Штучные грузы подаются на конвейер при помощи всевозможных спусков, лотков или укладываются непосредственно на ленту. Углы наклона стенок лотка должны быть на $10-15^\circ$ больше углов трения груза о стенки.

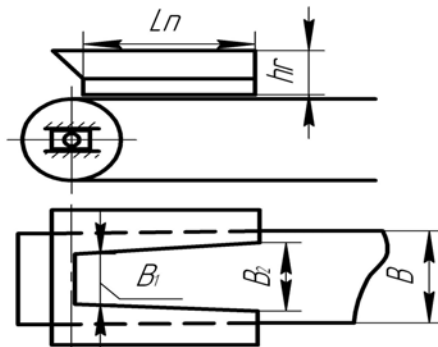
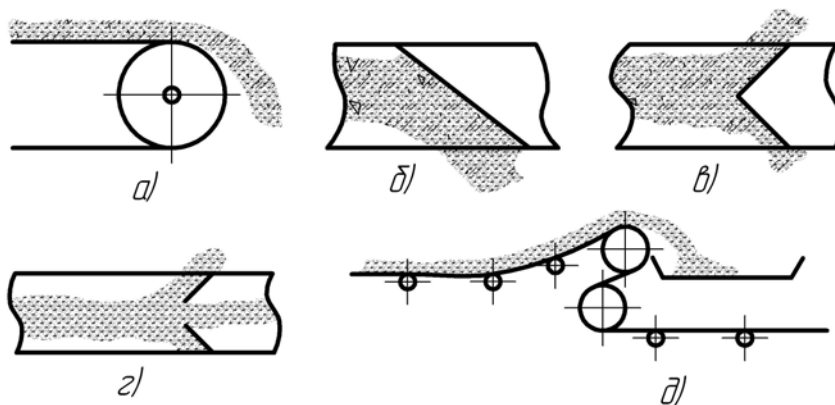


Рисунок 8.4 – Лоток для загрузки

Разгрузочное устройство

Разгрузка конвейера может производиться в конце трассы транспортирования с концевого барабана (рисунок 8.5, а), а также в промежуточных пунктах при помощи всевозможных плужковых сбрасывателей (рисунок 8.5, б и в, з) или барабанного сгрузателя (рисунок 8.5, д).



а – с концевого барабана; б, в, з – плужковые сбрасыватели; д – барабанный сгрузатель

Рисунок 8.5 – Разгрузочные устройства

Очистное устройство

Очистное устройство предназначено для очистки ленты от прилипших частиц. Применяются всевозможные скребки, щетки, барабаны, гидроочистка, устанавливаемые у пункта разгрузки.

Рамы ленточных конвейеров могут быть металлические из профилей проката, деревянные или комбинированные; передвижные и переносные конвейеры выполняются в виде пространственных ферм.

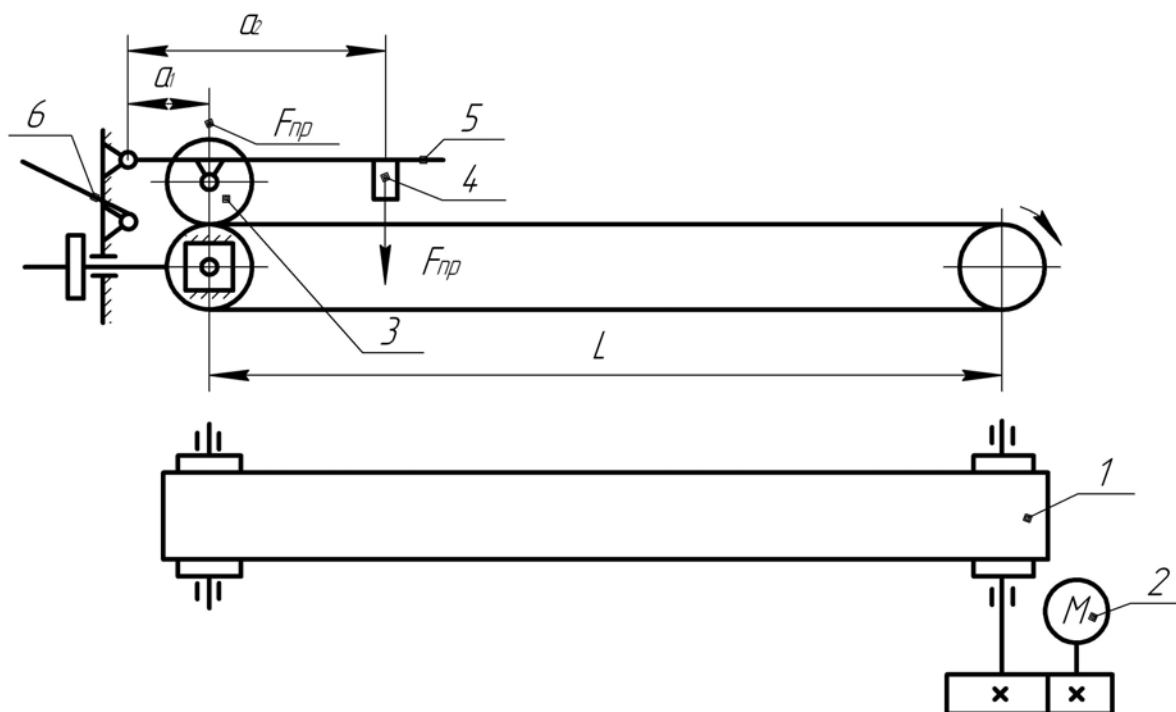
Подготовка к проведению работы

- 1 Изучить настоящие методические указания.
- 2 Подготовить по учебникам и конспектам лекций тему «Ленточные конвейеры».
- 3 Подготовить таблицу для записи экспериментальных данных и результатов их обработки (таблица 8.1).

Описание лабораторной установки

Лабораторная установка (рисунок 8.6) состоит из горизонтального ленточного конвейера 1 с приводом от электродвигателя 2. С целью ограничения размеров установки длина транспортера составляет 0,9 м, лента движется по деревянному настилу. Нагрузка на ленту от веса транспортируемого груза $q_T L$ создается прижимным роликом 3, который дополнительно нагружается грузом.

Мощность двигателя привода замеряется измерительным прибором, установленным в цепи питания. Он позволяет измерять напряжение и ток в цепи, а также потребляемую двигателем мощность.



1 – ленточный конвейер; 2 – электродвигатель; 3 – прижимной ролик;
4 – груз; 5 – рычаг; 6 – упор

Рисунок 8.6 – Схема лабораторной установки

Порядок выполнения работы

1 Проверить натяжение ленты (провисание ленты между барабанами 2–3 мм). Замерить расстояние L между осями барабанов.

2 Установить упор 6 под рычаг 5 (рисунок 8.6), разгрузив при этом рабочую ветвь.

3 Через измерительный прибор подключить электропривод к сети. Переключатель измерения тока установить на 10 А, включить электродвигатель и снять показания ваттметра $P_{\text{двх}}$ при холостой работе конвейера в трехкратной повторности, внести их в таблицу 8.1.

4 Убрать упор 6 и установить ролик на ленту с грузом $F_{\text{гр1}}$.

5 Включить электродвигатель и снять показания ваттметра $P_{\text{двр}}$ (если двигатель не запускается под нагрузкой, необходимо приподнять ролик, запустить двигатель и плавно опустить ролик на ленту).

Снятие показаний провести для трех весов груза с трехкратной повторностью. Соответствующие им показания амперметра, вольтметра и ваттметра внести в таблицу 8.1.

6 С помощью секундомера определить время t , за которое лента делает десять обигбаний барабана.

Обработка опытных данных

1 Определить скорость движения ленты, м/с:

$$v = \frac{10L}{t}.$$

2 Определить среднее арифметическое значение $P_{\text{двх}}$ и $P_{\text{двр}}$ и внести в таблицу 8.1.

3 Определить коэффициент сопротивления передвижению груженой ветви по формуле

$$\omega'_p = \frac{(P_{\text{двр}} - P_{\text{двх}}) \eta_{\text{пр}}}{2F_{\text{пр}} v (1 + K_{\text{пр}}) q_{\text{г}}}.$$

Значения ω'_p внести в таблицу 8.1.

Принять КПД привода $\eta_{\text{пр}} = 0,8$, а коэффициент сопротивления $K_{\text{пр}} = 0,04$.

Погонные нагрузки от веса груза, Н/м,

$$q_{\text{г}} = \frac{F_{\text{гр}}}{L}.$$

Таблица 8.1 – Значения определяемых и измеряемых величин

Вес груза, Н	Мощность, Вт	Повторность			Среднее арифме- тическое значение	Скорость ленты v	Коэффи- циент со- противле- ния ω_p
		1	2	3			
	$P_{\text{двх}}$						
$F_{\text{гр1}}$	$P_{\text{двр}}$						
$F_{\text{гр2}}$	$P_{\text{двр}}$						
$F_{\text{гр3}}$	$P_{\text{двр}}$						

Контрольные вопросы

- 1 Назовите составные сборочные единицы ленточного конвейера.
- 2 Конструкции конвейерных лент.
- 3 Расчет ленты на прочность.
- 4 Определение диаметра барабана.
- 5 Проверка диаметра приводного барабана по давлению ленты.
- 6 Типы роlikоопор, выбор расстояния между ними.
- 7 Конструкции натяжных устройств.
- 8 Определение диаметра резьбы винта натяжного устройства из условий его прочности и устойчивости.
- 9 Способы загрузки и разгрузки конвейера.
- 10 Определение ширины ленты по производительности.
- 11 Проверка ленты по кусковатости.
- 12 Определение погонных нагрузок, действующих на опоры ленты.
- 13 Сопротивление передвижению ленты на горизонтальном и наклонном участках рабочей и холостой ветвей.
- 14 Сосредоточенные сопротивления и их определение.
- 15 Проверка приводного барабана по тяговой способности (отсутствие буксования).
- 16 Проверка ленты на допусаемое провисание между опорами.
- 17 Выбор электродвигателя и редуктора привода конвейера.
- 18 Составить три возможные кинематические схемы привода конвейера.

Практическое занятие № 8

Расчет ленточного конвейера

Производительности конвейеров

Для расчета конвейера необходимо знать характеристики транспортируемого груза, объемную P_v , $m^3/ч$, или массовую P_m , $т/ч$, производительность, трассу транспортирования, условия размещения и эксплуатации конвейера, способ его разгрузки и загрузки. Расчет сводится к определению размеров тягового элемента, барабанов, мощности двигателя, параметров привода, натяжного, загрузочного и разгрузочного устройств.

При транспортировании сыпучих грузов объемная производительность определяется по формуле

$$P_v = 3600 Av \text{ (м}^3\text{/ч)}; \quad (8.1)$$

массовая – по формуле

$$P_m = 3600Av\gamma \text{ (т/ч)}, \quad (8.2)$$

где A – площадь поперечного сечения груза на ленте, m^2 ;

v – скорость перемещения груза, $м/с$ (таблица 8.1);

γ – насыпная плотность груза, $т/м^3$ (таблица 8.1).

Площадь поперечного сечения груза на ленте зависит от ширины ленты, типа роlikоопоры и угла естественного откоса груза в движении ϕ_d .

Таблица 8.1 – Рекомендуемые скорости передвижения и плотности грузов

Груз	Скорость v , м/с	γ , т/м ³	Груз	Скорость v , м/с	γ , т/м ³
Зерно (кукуруза, рожь, пшеница и др.)	2,0–4,5	0,6-0,8	Мука	0,8–1,25	0,45-0,60
Зерно (овес, ячмень, подсолнух и др.)	2,0–3,0	0,4-0,6	Отруби	1,5–2,0	0,2-0,3
Зерно дробленое, торф	1,0–2,0	0,33-0,4	Песок	1,0–3,0	0,75-1,0
Картофель, корнеплоды	0,7–1,5	0,65-0,75	Соль, уголь	0,8–1,4	0,75–1,8
Кокс, древесный уголь	1,0–1,6	0,53-0,88	Солома	1,5–2,0	0,15-0,25
Кукуруза в початках	1,5–2,5	0,6-0,7	Известь	1,5–3,0	0,50-0,70
			Зола	1,0–3,0	0,80-0,95
			Руда, гравий, шлак, щебень	0,5–1,0	1,20-1,80
			Клубни свеклы	1,0–2,0	0,47-0,70

Меньшие значения скорости применяются для лент шириной 400–500 мм; большие – 1400–1600 мм.

В соответствии с ГОСТ 22644–77 номинальная скорость ленты выбирается из ряда 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10 м/с, отклонение – $\pm 10\%$.

При разгрузке в промежуточных пунктах барабанными разгрузителями скорость ограничивается 2 м/с, плужковыми – 1–1,6 м/с.

При перемещении штучных грузов производительность Π_m равна:

$$\Pi_m = 3,6 \frac{m_r}{l_r} v, \quad (8.3)$$

где m_r – масса груза, кг;

l_r – шаг расстановки грузов, м;

v – скорость ленты, м/с.

Расчет ширины ленты

Ширина ленты при заданной объемной производительности Π_v определяется по формуле

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi_v}{cvk}} + 0,05 \right). \quad (8.4)$$

При заданной массовой производительности Π_m ширина ленты

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi_m}{cvk\gamma}} + 0,05 \right), \quad (8.5)$$

где B – грузонесущая ширина ленты, м;

C – коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения груза на ленте (таблица 8.2);

k – коэффициент, учитывающий уменьшение производительности конвейера при его наклоне к горизонту (таблица 8.3);

v – скорость ленты, м/с (таблица 8.1);

γ – насыпная плотность груза, т/м³ (таблица 8.1).

Таблица 8.2 – Значение коэффициента C

Показатели	Тип роликоопоры				
	прямая	желобчатая			
		двухроликовая	трехроликовая		
Угол наклона боковых роликов, град	10	15	20	30	35
Коэффициент C	240-235	450-535	470-550	550-625	585-655

Таблица 8.3 – Значения коэффициента K

Угол наклона конвейера	10°	12°	14°	16°	18°	20°
Коэффициент K	1,0	0,97	0,95	0,92	0,89	0,85

При транспортировании кусковых грузов полученную ширину проверяют на кусковатость груза по условию

$$B \geq K_k a + 200, \quad (8.6)$$

где K_k – коэффициент крупности груза (принимают для сортирования груза $K_k = 3,5$; рядового – $K_k = 2,5$);

a – максимальный линейный размер типичных (более 10 % по массе) кусков, мм.

$$\text{Сортированный груз, если } \frac{a_{\max}}{a_{\min}} \leq 2,5; \text{ рядовой – } \frac{a_{\max}}{a_{\min}} > 2,5,$$

где a_{\max} – наибольший размер кусков, a_{\min} – наименьший размер. Если в пробе кусков наибольшего размера меньше 10 % по массе, за наибольший размер принимают размер наибольших типичных кусков.

Ширину ленты для транспортирования штучных грузов выбирают в зависимости от габаритов груза. По обе стороны от груза должны оставаться свободные поля 50–100 мм.

Определенная ширина ленты округляется до ближайшей стандартной $B_{ст}$. Нормальный ряд ширины ленты (по ГОСТ 22644-77) 300, 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 2000 мм. После выбора ширины ленты уточняют скорость ее движения по формуле

$$v_y = v \frac{B^2}{B_{ст}^2}. \quad (8.7)$$

Определение сопротивлений передвижению ленты

При движении ленты по трассе транспортирования возникают сопротивления, на преодоление которых расходуется энергия двигателя привода. Сопротивления на отдельных участках трассы (контура конвейера) могут быть распределены по всему участку или сосредоточены на определенных участках контура с ограниченной длиной по сравнению с длиной контура. На горизонтальных участках контура сопротивление движению оказывает сила трения в опорах ленты. Эти силы возникают от веса груза, ленты и роликоопор. На вертикальных участках контура сопротивление оказывает вес груза и ленты. Наклонные участки можем рассматривать как горизонтальный и вертикальный участки, используя принцип независимости действия сил.

Таблица 8.4 – Значение коэффициента сопротивления движению

Опора роликов	Условия работы конвейера	Для роlikоопор	
		прямых	желобчатых
Подшипник качения	Хорошие (чистое сухое помещение без пыли)	0,018	0,02
	Средние (отапливаемое помещение, нормальная влажность воздуха, небольшое содержание абразивной пыли)	0,022	0,025
	Тяжелые (неотапливаемое помещение или вне помещения, большое содержание абразивной пыли, повышенная влажность)	0,035	0,04
	Очень тяжелые	0,04	0,06

Для подшипников скольжения коэффициент сопротивления принимают в 3–4 раза больше.

Погонная нагрузка от насыпного груза

$$q_r = \frac{\Pi_m}{0,36v_y}, \quad (8.8)$$

штучного

$$q_r = \frac{m_r g}{l_r}, \quad (8.9)$$

где Π_m – массовая производительность конвейера, т/ч;

v_y – уточненная скорость движения ленты, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

m_r – масса груза, кг;

l_r – расстояние между штучными грузами, м.

Погонная нагрузка от веса ленты

$$q_l = 0,011(1,25Z + \delta_1 + \delta_2)B, \quad (8.10)$$

где Z – число прокладок (предварительно принимают $Z = 3$);

B – ширина ленты, мм;

$\delta_1 = 1,5–3,5$ мм – толщина обкладки с рабочей поверхности;

$\delta_2 = 1–1,5$ мм – толщина обкладки с нерабочей поверхности.

Погонные нагрузки от роlikоопор:

$$q_{pp} = \frac{m_{pp} g}{l_{pp}}, \quad (8.11)$$

$$q_{px} = \frac{m_{px} g}{l_{px}}, \quad (8.12)$$

где m_{pp} , m_{px} – масса вращающейся части роlikоопоры рабочей и холостой ветвей, кг;

g – ускорение свободного падения;

l_{pp} – расстояние между роlikоопорами на рабочей ветви ($l_{pp} = 1–2$ м);

l_{px} – расстояние между роlikоопорами на холостой ветви ($l_{px} = 2 l_{pp}$).

По таблице 8.5 определяют диаметр ролика роlikоопоры.

Таблица 8.5 – Данные для выбора диаметра ролика

Диаметр ролика, мм	Ширина ленты, мм	Насыпная плотность материала, т/м ³ , не более	Скорость движения ленты, м/с, не более
63	300-600	1,0	1,25
89	400-650,800	1,6	2
108	400-650,800-1200	1,6	2,5
133	800-1200	2,0	
159	800-1200	3,15	4,0

В зависимости от выбранного диаметра ролика по таблице 8.6 определяют массу роlikоопоры. Массу роlikоопор принимают по каталогам завода-изготовителя. Ориентировочно для учебных целей массу можно определить в зависимости от диаметра роликa по таблице 8.6.

Таблица 8.6 – Определение массы роlikоопор

Диаметр ролика, мм	Масса роlikоопоры, кг	
	прямая	желобчатая
до 89	6В + 2	6В + 3
102, 108	7В + 4	7В + 5
127, 133	8В + 3	8В + 5
152, 159	10В + 3	10В + 7

Сопротивление на горизонтальном участке рабочей ветви конвейера

$$W_p = (q_r + q_l + q_{pp})L\omega'_p, \quad (8.13)$$

холостой

$$W_x = (q_l + q_{px})L\omega'_x, \quad (8.14)$$

где q_r , q_l , q_{pp} , q_{px} – погонные нагрузки от груза, ленты, роlikоопор рабочей и холостой ветвей соответственно, Н/м;

L – длина участка, м;

ω'_p , ω'_x – коэффициенты сопротивления движению рабочей и холостой ветвей соответственно (таблица 8.4).

Для наклонного участка конвейера длиной L (см. рисунок 8.1) с углом наклона β к горизонту сопротивления движению определяются по зависимостям, Н:

для рабочей ветви

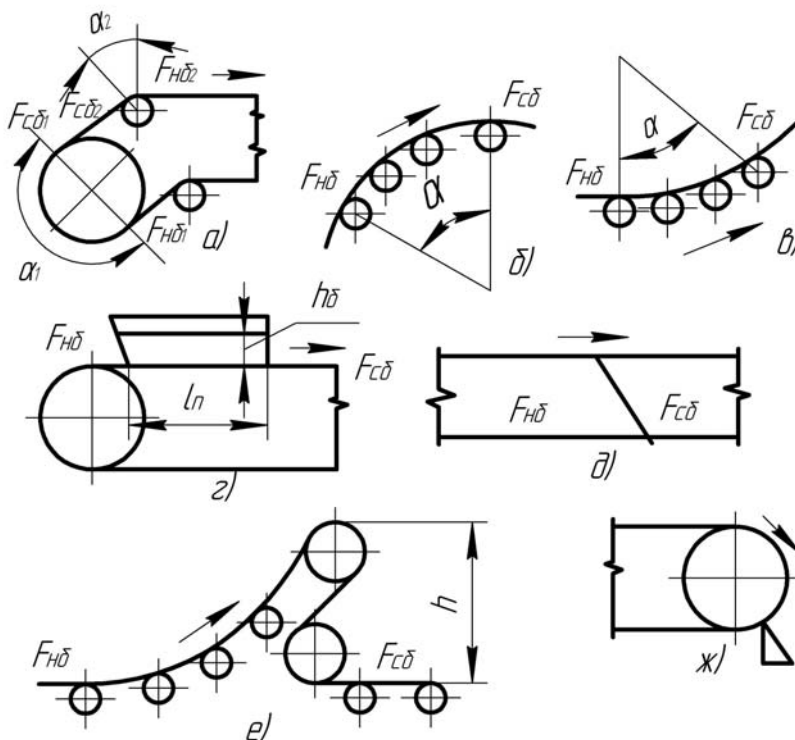
$$W_p = (q_r + q_l + q_{pp})L\omega'_p \cos\beta \pm (q_r + q_l)L \sin\beta, \quad (8.15)$$

для холостой ветви

$$W_x = (q_l + q_{px})L\omega'_x \cos\beta \pm q_l L \sin\beta. \quad (8.16)$$

В данных уравнениях первая составляющая – это сопротивление передвижению по горизонтали, вторая составляющая – это сопротивление, которое необходимо преодолеть при подъеме груза и ленты (или только ленты) по вертикали. Вторая составляющая прибавляется к первой при движении ленты вверх и вычитается из нее при движении ленты вниз.

Сосредоточение сопротивления движению возникает при огибании лентой барабанов, роликовых батарей (предназначены для плавного поворота ленты); в пунктах загрузки, разгрузки и очистки. Различные участки сосредоточенных сопротивлений показаны на рисунке 8.2.



a – отклоняющий барабан; *б, в* – роликовая батарея; *г* – пункт загрузки; *д* – прутковый сбрасыватель; *е* – барабанный разгрузатель; *ж* – чистик

Рисунок 8.2 – Схемы участков сосредоточенных сопротивлений

Чтобы преодолеть возникающее сопротивление, натяжение ленты после участка $F_{сб}$ должно быть больше на величину потерь W , чем перед участком $F_{нб}$:

$$F_{сб} = F_{нб} + W. \tag{8.17}$$

Для участков огибания лентой барабанов, роликов и батарей роликов

$$F_{сб} = KF_{нб}, \tag{8.18}$$

где K – коэффициент сопротивления при огибании. Принимается $K = 1,02 - 1,03$ при угле огибания до 90° и $K = 1,05 - 1,07$ при угле огибания 180° .

Сопротивление в пункте загрузки (рисунок 8.2, *г*) приближенно равно:

$$W_{зар} = 0,1q_r(v_y^2 - v_0^2), \tag{8.19}$$

где V_y – скорость ленты конвейера, м/с;

V_0 – начальная скорость груза в направлении движения ленты, м/с (предварительно можно принять $V_0 = 0$).

Сопротивление в пункте разгрузки плужковым разгрузителем (рисунок 8.2, д)

$$W_{np} = (2,7 - 3,6)q_r B, \quad (8.20)$$

где B – ширина ленты, м.

Для барабанных разгрузителей (рисунок 8.2, е) сопротивление определяется как сумма сопротивлений на криволинейных участках и сопротивления для подъема груза на высоту разгрузки h .

Сопротивление скребковых очистных устройств

$$W_{оч} = g_{оч} B, \quad (8.21)$$

где $g_{оч}$ – удельное сопротивление очистки, $g_{оч} = 300-500$, Н/м.

Определение натяжения тягового элемента и мощности электродвигателя

Для определения натяжения тягового органа в различных точках конвейера воспользуемся методом обхода по контуру. Всю трассу разбиваем на отдельные участки по ходу движения ленты и определяем сопротивления на каждом из них. Натяжение $F_{нб}$ тягового органа в точке набегания на приводной барабан равно сумме натяжения $F_{сб}$ в точке сбегания с приводного барабана и сопротивлений на всех участках трассы. Так как на участках поворота ленты натяжение определяется по зависимости (8.20), то на приводном барабане оно равно:

$$F_{нб} = AF_{сб} + D, \quad (8.22)$$

где A – коэффициент, равный произведению коэффициентов сопротивления на участках поворота ленты;

D – сумма сопротивлений по всему контуру конвейера от точки сбегания ленты с приводного барабана к точке набегания.

С другой стороны, тяговая способность приводного барабана определяется зависимостью (уравнение Эйлера)

$$F_{нб} \leq F_{сб} e^{f\alpha}, \quad (8.23)$$

где e – основание натурального логарифма ($e = 2,71$);

f – коэффициент трения между лентой и приводным барабаном (таблица 8.7);

α – угол обхвата лентой ведущего барабана, рад.

При совместном решении уравнений (8.22) и (8.23) определяем значение $F_{сб}$, а затем натяжение ленты в остальных точках контура.

С целью увеличения срока службы ленты и обеспечения работоспособности конвейера прогиб ленты между роликками не должен превышать допустимого:

$$[Y_{max}] = (0,025 - 0,080)l_{pp}. \quad (8.24)$$

Таблица 8.7 – Значения коэффициента трения прорезиненной ленты с приводным барабаном

Поверхность барабана	Состояние поверхности	Значение коэффициента f
Стальная или чугунная без футеровки	Чистая	0,3–0,35
	Пыльная	0,3
	Влажная атмосфера	0,2
Футерованная резиной	Чистая	0,4–0,5
	Пыльная	0,4
	Очень влажная атмосфера	0,15
Футерованная деревом	Чистая	0,35
	Пыльная	0,3
	Очень влажная атмосфера	0,15

Наибольший прогиб будет наблюдаться на рабочей ветви конвейера в точке с наименьшим натяжением ленты

$$y_{\max} = \frac{(q_{\Gamma} + q_{\text{л}}) l_{\text{pp}}^2 \cos \beta}{8 F_{\min p}} \leq [y_{\max}]. \quad (8.25)$$

Из зависимости (8.25) с учетом (8.24) минимальное натяжение ленты рабочей ветви

$$F_{\min p} \geq (4 - 5) (q_{\Gamma} + q_{\text{л}}) \cos \beta / l_{\text{pp}}, \quad (8.26)$$

где q_{Γ} , $q_{\text{л}}$ – погонные нагрузки от груза и ленты соответственно, Н/м;
 l_{pp} – расстояние между роlikоопорами на рабочей ветви, м;
 β – угол наклона конвейера к горизонту.

Если фактическое натяжение ленты меньше рассчитанного, по зависимости (8.26) можно уменьшить расстояние между роlikоопорами или увеличить натяжение ленты. В случае уменьшения расстояния изменяются погонные нагрузки от веса роlikоопор, поэтому весь расчет необходимо повторить. При увеличении натяжения ленты в точке рабочей ветви с наименьшим натяжением задают значения, рассчитанные по зависимости (8.26), а затем определяют натяжения в остальных точках методом обхода по контуру. Если идем по ходу движения ленты, то сопротивления на участках суммируются с силой натяжения ленты, а против хода – вычитаются.

Для подбора электродвигателя определяем окружное усилие на приводном барабане:

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{нб}} - F_{\text{сб}} + F_{\text{доп}}, \quad (8.27)$$

где $F_{\text{нб}}$, $F_{\text{сб}}$ – сила натяжения ленты в точках набегания на барабан и сбегания с него соответственно, Н;

$F_{\text{доп}}$ – дополнительная сила для преодоления потерь на приводном барабане от сил трения в опорах и жесткости ленты.

$$F_{\text{доп}} = K_{\text{пр}} (F_{\text{нб}} + F_{\text{сб}}), \quad (8.28)$$

где $K_{\text{пр}} = 0,04–0,08$ – коэффициент сопротивления (меньшие значения принимаются для опор на подшипниках качения, большие – для опор на подшипниках скольжения).

Мощность электродвигателя

$$P_{\text{пр}} = 1,1 \frac{F_{\text{пр}} v_y}{1000 \eta_{\text{пр}}}, \quad (8.29)$$

где 1,1 – коэффициент запаса мощности на неучтенные потери и преодоление динамических нагрузок;

v_y – уточненная скорость движения ленты, м/с;

$\eta_{\text{пр}} = 0,8 - 0,9$ – коэффициент полезного действия привода.

По мощности выбираем стандартный электродвигатель общего назначения серии 4А (приложение В).

Определяем общее передаточное отношение привода и komponуем привод и выбираем редуктор (приложение Г) и, при необходимости, определяем передаточное число открытой передачи.

Расчет натяжного винтового устройства

Расчет натяжного винтового устройства ведем по силе, действующей на него (рисунок 8.3):

$$F_{\text{нат}} = F_{\text{нб}} + F_{\text{сб}} + F_{\text{доп}}, \quad (8.30)$$

где $F_{\text{нб}}$, $F_{\text{сб}}$ – натяжение ленты в точках набегания на натяжной барабан и сбегания с него соответственно;

$F_{\text{доп}} = (150-200) \text{ Н}$ – дополнительное усилие для преодоления сил трения в опорах.

Для двух натяжных винтов расчетное усилие одного винта

$$F_{\text{в}} = (1,5 - 1,8) 0,5 F_{\text{нат}} \text{ (Н)}. \quad (8.31)$$

Рассчитываем внутренний диаметр резьбы винта, работающего на растяжение:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 F_{\text{в}}}{\pi [\sigma_{\text{р}}]}} \quad \text{или} \quad d_1 = \sqrt{\frac{5,2 F_{\text{в}}}{\pi [\sigma_{\text{р}}]}}, \quad (8.32)$$

где $[\sigma_{\text{р}}] = 120-150 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемые напряжения.

Винт, работающий на сжатие и имеющий длину $L_{\text{нат}} > 10d_1$, рассчитываем на продольное сжатие по формуле

$$d_1 \geq 0,124 \sqrt{F_{\text{в}} L_{\text{нат}}^2}, \quad (8.33)$$

где ход натяжки $L_{\text{нат}} = (0,01-0,02)L_{\text{тр}}$ ($L_{\text{тр}}$ – длина транспортера), мм.

Определение числа прокладок ленты

Необходимое число прокладок z резиноканевой ленты определяется из условия ее прочности по зависимости

$$z \geq z_{\text{min}} = \frac{F_{\text{max}}}{K_{\text{р}} B}, \quad (8.34)$$

где z_{\min} – минимально необходимое число тяговых прокладок;

F_{\max} – максимальная сила натяжения ленты транспортера, Н;

K_p – максимальная допускаемая рабочая нагрузка тяговой прокладки, Н/мм (таблица 8.8);

B – ширина ленты, мм.

Таблица 8.8 – Допускаемая рабочая нагрузка для конвейерных лент
(извлечения из ГОСТ 20-85)

Вид ленты	Угол установки конвейера (по оси концевых барабанов), град	Число тяговых прокладок	Максимально-допустимая рабочая (расчетная) нагрузка тяговой прокладки при номинальной прочности, Н/мм				
			400	300	200	100	55
Общего назначения, морозостойкая, пищевая, трудновоспламеняющаяся для угольных и сланцевых шахт	от 0 до 10	< 5	50	36	25	12	7,0
		> 5	45	32	22	11	6,0
	От 10 До 18	< 5	45	32	22	11	6,0
		> 5	40	30	20	10	5,5
Теплостойкая: 2Т1 2Т2 2Т3	От 0 До 18	От 3 До 6	-	20	13	10	-
			-	20	13	10	-
			-	15	10	-	-

Определение диаметра барабана

Диаметр барабана определяют по зависимости

$$D_6 = k \cdot Z, \quad (8.35)$$

где k – коэффициент, зависящий от типа прокладок и назначения барабана (см. таблицу 8.9);

Z – число прокладок ленты.

Таблица 8.9 – Значения коэффициента k

Ткань прокладки	Барабаны стационарных конвейеров			Барабаны передвижных конвейеров	
	приводной	натяжной	отклоняющий	приводной	натяжной
Комбинированная Синтетическая	100–125	80–100	50	80–120	60–100
	200–220	160–180	110	180–200	140–180

Большие значения принимаются при большем числе прокладок и большей ширине ленты. Расчетный диаметр барабана округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 22644–77 (160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1400, 1600, 2000, 2500 мм). Диаметр футерованного барабана увеличивается на двойную толщину футеровки.

Длина обечайки барабана в соответствии с ГОСТ 22644–77 больше ширины ленты на 100 мм для лент шириной 300–650 мм; на 150 мм – для лент 800–1000 мм; на 200 мм – для лент 1200–2000 мм и на 300 мм – для лент свыше 2000 мм.

Выбранный диаметр барабана проверяют по давлению ленты на барабан:

$$P = \frac{360}{\alpha \pi B D_6} (F_{н6} + F_{с6}) \leq [P], \quad (8.36)$$

где α – угол обхвата барабана лентой, град;

B – ширина ленты, мм;

D_6 – принятый диаметр барабана, мм;

$F_{нб}, F_{сб}$ – натяжение соответственно ветви ленты набегающей и сбегающей с барабана при установившемся движении, Н;

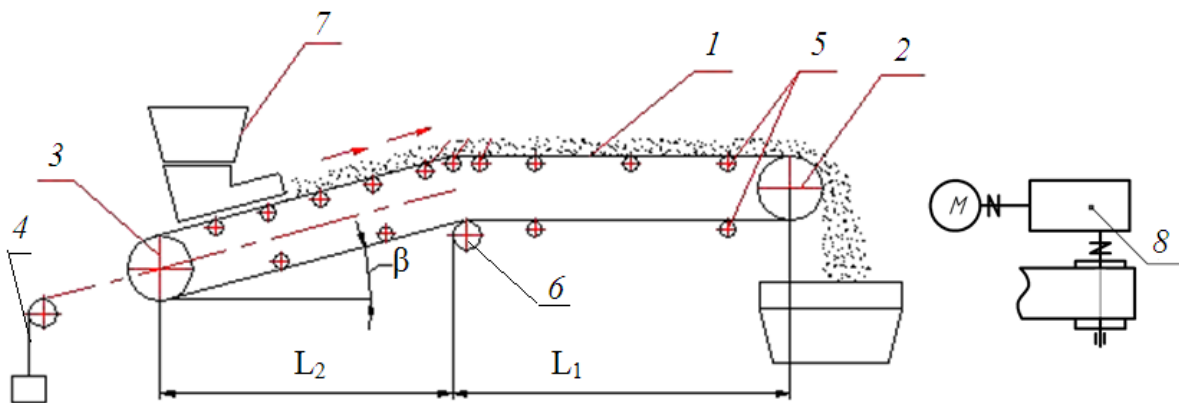
$[P]$ – допускаемое давление, равное для резиноканевой ленты 0,2–0,3 МПа.

Пример расчета ленточного конвейера

Схема и исходные данные

Ленточные конвейеры просты по конструкции, надежны в работе и удобны в эксплуатации. Отличаются высокой производительностью (до 30000 т/ч) при транспортировке на значительные (3–4 км в одном конвейере и до 100 в системе) расстояния и относительно небольшом расходе энергии. Поэтому они являются наиболее распространенным типом транспортирующих машин непрерывного транспорта как насыпных, так и штучных грузов. Могут быть стационарными и мобильными, широко используются в сельскохозяйственном производстве как отдельные машины, так и в качестве составных элементов сложных машин и установок.

Конвейер состоит (рисунок 8.3) из гибкой бесконечной ленты 1, являющейся одновременно грузонесущим и тяговым органом, приводного барабана 2, натяжного барабана 3, натяжного устройства 4, поддерживающих роликов 5 на рабочей и холостой ветвях ленты, отклоняющего барабана 6, загрузочного 7 устройства. Для вращения приводного барабана предназначен привод 8. Все элементы конвейера смонтированы на общей раме.



1 – лента; 2 – барабан приводной; 3 – барабан натяжной; 4 – устройство натяжное; 5 – ролики поддерживающие; 6 – барабан отклоняющий; 7 – устройство загрузочное; 8 – привод

Рисунок 8.3 – Схема ленточного конвейера

Производительность	$\Pi_M = 100$ т/ч
Длина горизонтального участка	$L_1 = 6$ м
Длина наклонного участка	$L_2 = 9$ м
Угол наклона к горизонту	$\beta = 20^\circ$
Насыпная плотность груза	$\gamma = 0,7$ т/м ³
Характеристика груза: максимальный линейный размер типичных (более 10 % по массе) кусков составляет 2 мм.	

Определение ширины ленты

Ширина ленты B определяется по формуле

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi_M}{cV k \gamma}} + 0,05 \right),$$

где c – коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения груза на ленте (таблица 8.2). Принимаем $c = 450$;

V – скорость перемещения груза; выбираем по таблице 8.1 в зависимости от насыпной плотности груза, $V = 2,0$ м/с;

k – коэффициент, учитывающий уменьшение производительности конвейера при его наклоне к горизонту (таблица 8.3). Принимаем $k = 0,85$.

Тогда расчетная ширина ленты

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{100}{450 \cdot 2,0 \cdot 0,85 \cdot 0,7}} + 0,05 \right) = 0,53 \text{ м} = 530 \text{ мм.}$$

При наличии в грузе крупных кусков полученную ширину проверяют на кусковатость груза по условию

$$B \geq K_K a + 200,$$

где K_K – коэффициент крупности груза; принимаем равным $K_K = 3,5$ (для сортированного груза $K_K = 3,0$; рядового – $K_K = 2,5$);

a – максимальный линейный размер типичных (более 10 % по массе) кусков, мм;
 $a = 2$ мм;

$$K_K a + 200 = 3,5 \cdot 2 + 200 = 207 \text{ мм.}$$

Условие на кусковатость выполняется:

$$B = 530 \text{ мм} > 207 \text{ мм.}$$

Данная ширина ленты пригодна для перемещения груза.

Определенная ширина ленты округляется до ближайшей стандартной, предусмотренной ГОСТ 22644-77 (300;400;500;650;1000;1200;1400;1600;1800;2000). Принимаем $B = 650$ мм.

Уточняем скорость движения ленты:

$$v_y = v \frac{B^2}{B_{ст}^2},$$

где v – принятая скорость ленты, м/с;

B – расчетная ширина ленты, мм. $B = 530$ мм;

$B_{ст}$ – принятая по ГОСТу ширина ленты, мм. $B_{ст} = 650$ мм;

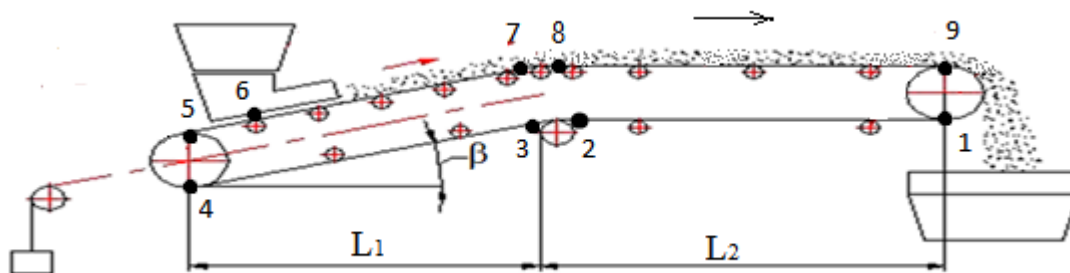
$$v_y = 2,0 \cdot \frac{530^2}{650^2} = 1,33 \text{ м/с.}$$

Определение сопротивлений передвижению ленты

При движении ленты по трассе транспортирования возникают сопротивления, на преодоление которых расходуется энергия двигателя привода. Сопротивления на отдельных участках трассы (контура конвейера) могут быть распределены по всему участку или сосредоточены на определенных участках контура с ограниченной длиной по сравнению с длиной контура. На горизонтальных участках контура сопротивление движению оказы-

вает сила трения в опорах ленты. Эти силы возникают от веса груза, ленты и роlikоопор. На вертикальных участках контура сопротивление возникает от веса груза и ленты. Наклонные участки можем рассматривать как горизонтальный и вертикальный участки, используя принцип независимости действия сил.

Расчетная схема представлена на рисунке 8.4. Расчет натяжения ленты производится методом обхода по контуру. Натяжение ленты определяется в характерных точках 1–9, располагаемых на границах сопряжения прямолинейных и криволинейных участков контура и в местах приложения сосредоточенных нагрузок, в нашем случае в месте загрузки ленты. Принято нумеровать точки, начиная от точки 1 сбегаания ленты с приводного барабана, в направлении движения ленты.



1–9 – характерные точки

Рисунок 8.4 – Расчетная схема транспортера

Сопротивление на горизонтальном участке конвейера рабочей ветви

$$W_p = (q_r + q_l + q_{pp})L\omega_p,$$

холостой ветви

$$W_x = (q_l + q_{px})L\omega_x,$$

где q_r , q_l , q_{pp} , q_{px} – погонные нагрузки от груза, ленты, роlikоопор рабочей и холостой ветвей соответственно, Н/м;

L – длина участка, м;

ω_p , ω_x – коэффициент сопротивления движению рабочей и холостой ветвей соответственно; $\omega_p = 0,02$, $\omega_x = 0,018$ (таблица 8.4).

Рассчитываем погонные нагрузки:

погонная нагрузка от рассыпного груза

$$q_r = \frac{\Pi_M}{0,36 \cdot V_y},$$

$$q_r = \frac{100}{0,36 \cdot 1,33} = 208,9 \text{ Н/м};$$

погонная нагрузка от веса ленты

$$q_l = 0,011(1,25 \cdot Z + \delta_1 + \delta_2) \cdot B,$$

где Z – число прокладок, принимаем $Z = 3$;

δ_1, δ_2 – толщина обкладок, соответственно, с рабочей и нерабочей поверхностями ленты ($\delta_1 = 1,5-3,5$ мм, принимаем равным 2 мм, $\delta_2 = 1-1,5$ мм, принимаем равным 1 мм);

1,25 – среднее значение толщины прокладки лент сельскохозяйственного назначения, мм;

$$q_n = 0,011(1,25 \cdot 3 + 2 + 1) \cdot 650 = 48,3 \text{ Н/м};$$

погонные нагрузки от роликоопор

$$q_{pp} = \frac{m_{pp} \cdot g}{l_{pp}},$$

$$q_{px} = \frac{m_{px} \cdot g}{l_{px}},$$

где m_{pp}, m_{px} – масса вращающейся части роликоопор рабочей и холостой ветвей, кг;

g – ускорение свободного падения;

l_{pp}, l_{px} – расстояние между роликоопорами рабочей и холостой ветвей, м;

$$l_{pp} = 0,8 - 1,5 \text{ м},$$

$$l_{px} = (2 - 2,5) l_{pp}.$$

Принимаем $l_{pp} = 1$ м и l_{px} соответственно 2 м. Диаметр роликоопор выбирается в зависимости от ширины ленты (таблица 8.5).

Массу роликоопор принимают согласно каталогам завода-изготовителя. Для учебных целей ориентировочно массу можно определить в зависимости от диаметра по таблице 8.6.

В нашем случае, при скорости движения $v = 1,33$ м/с и ширине ленты 650 мм, примем диаметр ролика равным 89 мм;

$$m_{pp(px)} = 6 \cdot B + 3 = 6 \cdot 0,65 + 3 = 6,9 \text{ кг},$$

$$q_{pp} = \frac{6,9 \cdot 9,81}{1} = 67,6 \text{ Н/м},$$

$$q_{px} = \frac{6,9 \cdot 9,81}{2} = 33,8 \text{ Н/м}.$$

Теперь определяем сопротивления на характерных участках транспортера

$$W_{1-2} = (q_n + q_{px}) \cdot L_2 \cdot \omega_x = (48,3 + 33,8) \cdot 9 \cdot 0,018 = 13,3 \text{ Н},$$

$$W_{3-4} = (q_r + q_{px}) \cdot L_1 \cdot \omega_x - q_n \cdot \text{tg} \beta \cdot L_1 = (48,3 + 33,8) \cdot 6 \cdot 0,018 - 48,3 \cdot \text{tg} 20 \cdot 6 = -96,6 \text{ Н},$$

$$\begin{aligned} W_{6-7} &= (q_r + q_n + q_{pp}) \cdot L_1 \cdot \omega_p + (q_r + q_n) \cdot \text{tg} \beta \cdot L_1 = \\ &= (208,9 + 48,3 + 67,6) \cdot 6 \cdot 0,02 + \\ &+ (208,9 + 48,3) \cdot 0,36 \cdot 6 = 600,7 \text{ Н}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{8-9} &= (q_{rp} + q_n + q_{pp}) \cdot L_2 \cdot \omega_p = \\ &(208,9 + 48,3 + 67,6) \cdot 9 \cdot 0,02 = 58,5 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Дополнительные сопротивления возникают при огибании лентой барабанов, роликовых батарей (предназначены для планового поворота ленты); в пунктах загрузки, разгрузки, очистки. Чтобы преодолеть сопротивление, натяжение ленты после участка сбегания должно быть больше на величину потерь W , чем перед участком набегания

$$F_{сб} = F_{нб} + W.$$

Для участков огибания лентой барабана, роликов и батарей роликоопор

$$F_{сб} = K \cdot F_{нб},$$

где K – коэффициент сопротивления при огибании. Принимается равным 1,05 – 1,07 при угле обхвата 180° , 1,03 – 1,04 – при угле обхвата более 90° и 1,02 – 1,03 – до 90° .

Находим силы сопротивления в характерных точках транспортера.

F_1 – неизвестно;

$$F_2 = F_1 + W_{1-2} = F_1 + 13,3;$$

$$F_3 = F_2 \cdot K = F_1 \cdot 1,02 + 13,6;$$

$$F_4 = F_3 + W_{3-4} = F_1 \cdot 1,02 - 83,0;$$

$$F_5 = F_4 \cdot K = F_1 \cdot 1,04 + 84,7;$$

$$F_6 = F_5 + W_{зарп} = F_5 + 0,1q_{гр} (V^2 - V_0^2);$$

$$W_{зарп} = 0,1q_{гр} (V_y^2 - V_0^2);$$

$$V_0 = 0;$$

$$W_{зарп} = 0,1 \cdot 208,9 \cdot 1,33^2 = 37,0 \text{ Н};$$

$$F_6 = 1,04 F_1 - 84,7 + 37,0 = 1,04 F_1 - 47,7;$$

$$F_7 = F_6 + W_{6-7} = 1,04 F_1 - 47,7 + 600,7 = 1,04 F_1 + 553,0;$$

$$F_8 = F_7 \cdot K = F_1 \cdot 1,06 + 564,1;$$

$$F_9 = F_8 + W_{8-9} = 1,06 F_1 + 564,1 + 58,5 = 1,06 F_1 + 622,6.$$

Теперь для нахождения F_1 составим систему уравнений

$$\begin{cases} F_9 = 1,06 F_1 + 622,6; \\ F_9 = F_1 \cdot e^{f\alpha}, \end{cases}$$

где e – основание натурального логарифма, $e = 2,71$;

$f = 0,3$ – коэффициент трения между лентой и приводным барабаном (таблица 8.7);

α – угол обхвата лентой ведущего барабана, рад; $\alpha = 3,14$.

Решаем систему:

$$2,71^{3,14 \cdot 0,3} \cdot F_1 = 1,06 F_1 + 622,6.$$

$$F_1 = 412,3 \text{ Н}.$$

Находим остальные силы натяжения ленты в точках контура.

$$F_2 = F_1 + 13,3 = 412,3 + 13,3 = 425,6 \text{ Н};$$

$$F_3 = F_1 \cdot 1,02 + 13,6 = 412,3 \cdot 1,02 + 13,6 = 434,1 \text{ Н};$$

$$F_4 = F_1 \cdot 1,02 - 83,0 = 412,3 \cdot 1,02 - 83,0 = 337,5 \text{ Н};$$

$$F_5 = F_1 \cdot 1,04 - 87,7 = 412,3 \cdot 1,04 - 84,7 = 344,1 \text{ Н};$$

$$F_6 = F_1 \cdot 1,04 - 47,7 = 412,3 \cdot 1,04 - 47,7 = 381,1 \text{ Н};$$

$$F_7 = F_1 \cdot 1,04 + 553,0 = 412,3 \cdot 1,04 + 553,0 = 981,8 \text{ Н};$$

$$F_8 = F_1 \cdot 1,06 + 564,1 = 412,3 \cdot 1,06 + 564,1 = 1001,1 \text{ Н};$$

$$F_9 = F_1 \cdot 1,06 + 622,6 = 412,3 \cdot 1,06 + 622,6 = 1059,6 \text{ Н}.$$

С целью увеличения срока службы ленты и обеспечения работоспособности конвейера прогиб ленты между роликами не должен превышать допустимого:

$$y_{\max} = (0,025 \dots 0,0125)l_{\text{pp}};$$

$$y_{\max} = 0,025 \cdot 1 = 0,025 \text{ м};$$

$$y_{\max} \leq [y];$$

$$[y] = \frac{(q_{\text{л}} + q_{\text{р}})l_{\text{pp}}^2 \cos \beta}{8 F_{\min}};$$

$$F_{\min} \geq (4-5)(q_{\text{л}} + q_{\text{р}})l_{\text{pp}} \cos \beta;$$

$$F_{\min} \geq (4-5)(q_{\text{л}} + q_{\text{р}})l_{\text{pp}} \cos \beta = 5 \cdot (208,9 + 48,3) \cdot 1 \cdot \cos 20 = 1208,4 \text{ Н}.$$

Так как $F_{\min} > F_5$ и при этом будет недопустимый прогиб ленты на рабочей ветви, проведем перерасчет. Принимаем $F_5 = 1210 \text{ Н}$.

$$F_6 = F_5 + W_{\text{загр}} = 1210 + 37 = 1247 \text{ Н};$$

$$F_7 = F_6 + W_{6-7} = 1247 + 600,7 = 1847,7 \text{ Н};$$

$$F_8 = F_7 \cdot K_{\alpha} = F_7 \cdot 1,03 = 1,03 \cdot 1847,7 = 1903,1 \text{ Н};$$

$$F_9 = F_8 + W_{8-9} = 1903,1 + 58,5 = 1961,6 \text{ Н};$$

$$F_4 = \frac{F_5}{K_{\alpha}} = \frac{1210}{1,05} = 1152,4 \text{ Н};$$

$$F_3 = F_4 + W_{3-4} = 1152,4 - 96,6 = 1055,8 \text{ Н};$$

$$F_2 = \frac{F_3}{K_{\alpha}} = \frac{1055,8}{1,02} = 1035,1 \text{ Н};$$

$$F_1 = F_2 + W_{1-2} = 1035,1 + 13,3 = 1048,4 \text{ Н}.$$

Определение мощности и подбор электродвигателя

Для подбора электродвигателя определяем усилие на приводном барабане

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{нб}} - F_{\text{сб}} + F_{\text{доп}},$$

где $F_{\text{доп}} = K_{\text{пр}} (F_{\text{нб}} + F_{\text{сб}})$ – дополнительная сила для преодоления потерь на приводном барабане от сил трения в опорах и жесткости ленты;

$K_{\text{пр}} = 0,04 - 0,08$ – коэффициент сопротивления (меньшие значения принимаются для опор на подшипниках качения, большие – скольжения).

$$F_{\text{доп}} = 0,04 (F_9 + F_1) = 0,04 \cdot 3010,0 = 120,4 \text{ Н},$$

$$F_{\text{пр}} = F_9 - F_1 + F_{\text{доп}} = 1961,6 - 1048,4 + 120,4 = 1033,6 \text{ Н}.$$

Мощность двигателя равна:

$$P_{\text{дв}} = 1,1 \frac{F_{\text{пр}} V}{1000 \eta_{\text{пр}}},$$

где 1,1 – коэффициент запаса мощности на неучтенные потери и преодоление динамических нагрузок;

V – скорость груза, м/с;

$\eta_{пр} = 0,8 - 0,9$ – коэффициент полезного действия привода.

$$P_{дв} = 1,1 \frac{1033,6 \cdot 1,33}{1000 \cdot 0,85} = 1,8 \text{ кВт.}$$

По ГОСТ 19523-81 (приложение В) выбираем электродвигатель по расчетной мощности: 4А112МА8УЗ, мощность 2,2 кВт, синхронная частота вращения 750 мин^{-1} , номинальная частота вращения 720 мин^{-1} .

Определяем число прокладок ленты. В качестве тяговой принимаем ленту БКНЛ-65 ГОСТ 1970-70, для которой по таблице 8.8 коэффициент $K = 5,5 \text{ Н/мм}$.

$$Z = \frac{F_{\max}}{K \cdot B} = \frac{1961,6}{5,5 \cdot 650} = 0,55.$$

Оставляем ранее принятое число прокладок в ленте $Z = 3$. Тогда диаметр барабана

$$D_{\delta} = k \cdot Z.$$

При коэффициенте $k = 125$ (таблица 8.9) и числе прокладок $Z = 3$, диаметр барабана

$$D_{\delta} = k \cdot Z = 125 \cdot 3 = 375 \text{ мм.}$$

Ближайшее стандартное значение

$$D_{\delta} = 400 \text{ мм.}$$

Частота вращения барабана

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D_{\delta}} = \frac{60 \cdot 1,33}{3,14 \cdot 0,4} = 63,5 \text{ мин}^{-1},$$

а передаточное число привода

$$U_{пр} = \frac{n_{дв}}{n_{\delta}} = \frac{720}{63,5} = 11,3.$$

Выбираем редуктор с передаточным числом $U_p = 8,0$ (приложение Г). Тогда передаточное число открытой передачи будет равно:

$$U_{рем} = \frac{U_{пр}}{U_p} = \frac{11,3}{8} = 1,4.$$

Расчет натяжного винтового устройства ведем по силе, действующей на него (рисунок 8.4):

$$F_{\text{нат}} = F_4 + F_5 + F_{\text{доп}} = 1210 + 1152,4 + 200 = 2562,4 \text{ Н,}$$

где F_4, F_5 – натяжение ленты в точках набегания на натяжной барабан и сбегания с него соответственно;

$F_{\text{доп}} = (150–200) \text{ Н}$ – дополнительное усилие для преодоления сил трения на передвижение ползуна или тележки. Для двух натяжных винтов расчетное усилие одного винта:

$$F_{\text{в}} = (1,5 – 1,8)0,5F_{\text{нат}} = 1,8 \cdot 1,5 \cdot 2562,4 = 2306,1 \text{ Н.}$$

Винт, работающий на сжатие и имеющий длину $L_{\text{нат}} > 10d_1$, рассчитываем на продольную устойчивость по формуле

$$d_1 \geq 0,12^4 \sqrt{F_{\text{в}} L_{\text{нат}}^2} = 0,12^4 \sqrt{2306 \cdot 300^2} = 14,4 \text{ мм.}$$

Здесь ход натяжки $L_{\text{нат}} = (0,01 – 0,02) L_{\text{тр}}$; $L_{\text{тр}} = L_1 + L_2$ – длина транспортера, мм.

$$L_{\text{нат}} = 0,02 (6000 + 9000) = 300 \text{ мм.}$$

Принимаем винт с резьбой М 16.

Лабораторная работа № 9

Исследование винтового транспортера

Цель работы: изучить конструкцию винтового транспортера, экспериментально определить коэффициент влияния угла наклона винтового транспортера на его производительность.

Конструкция винтового транспортера

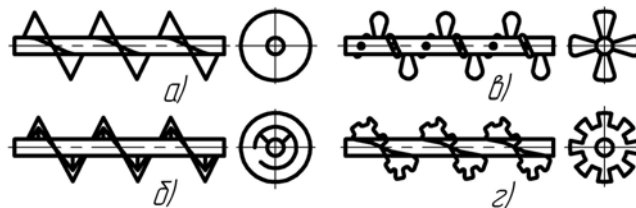
Винтовым транспортером называется машина для транспортирования груза, перемещающегося по желобу с помощью вращающегося вала со спиральной лентой или с лопастями, расположенными по винтовой линии.

Винтовой транспортер состоит из неподвижного желоба, нижняя часть которого имеет форму полуцилиндра, вала, с укрепленной на нем спиральной лентой, концевых и промежуточных опор и привода, загрузочного и разгрузочного устройств.

Насыпной груз подается в желоб через загрузочное устройство и при вращении винта скользит вдоль желоба. Совместному вращению груза с винтом препятствует сила тяжести груза и трение его о желоб.

Поверхность винта может быть сплошной, ленточной, в виде отдельных лопастей или фасонной формы (рисунок 9.1).

Винт со сплошной поверхностью (*a*) применяют при перемещении сухого мелкозернистого и порошкового насыпного груза, не склонного к слеживанию; с ленточной (*б*), лопастной (*в*) и фасонной (*г*) – при перемещении слеживающихся грузов. Лопастной и фасонный используют, когда перемещение совмещают с интенсивным перемешиванием. Вал винта выполняется из трубы. Длина секции винта составляет 2–4 м. Каждые две секции трубчатых винтов соединяют коротким валом.



a – сплошной; *b* – ленточный; *v* – лопастной; *z* – фасонный

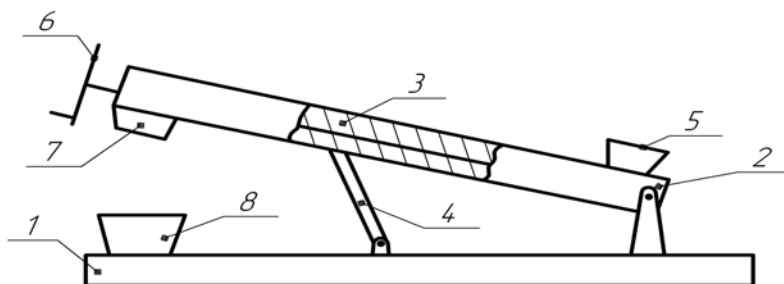
Рисунок 9.1 – Виды поверхностей винтов

Шаг винта рекомендуется принимать равным его диаметру для горизонтальных транспортеров, 0,8 диаметра – для наклонных, а работающих на подъем – 1,0–1,2 диаметра. Спираль винта изготавливают штамповкой из стального листа толщиной 4–8 мм, затем приваривают к валу. Частота вращения вала зависит от вида транспортируемого груза и диаметра винта. Для тяжелых грузов $n = 50 \text{ мин}^{-1}$, а для легких – $n = 150 \text{ мин}^{-1}$. Диаметр должен быть в 10–12 раз больше размера куска при транспортировании однородного по крупности груза и в 4–6 раз больше максимального размера куска при транспортировании неоднородного груза.

Желоб изготавливают из листовой стали толщиной 3–8 мм. Привод стационарных транспортеров выполняется редукторным с конической зубчатой передачей, а передвижных – с ременной передачей с передаточным числом $U = 2,5\text{--}3,0$.

Описание лабораторной установки

На раме 1 (рисунок 9.2) установлен на шарнире 2 шнековый транспортер 3. С помощью вилки 4 транспортер может изменять угол наклона к горизонту. Материал загружают в бункер 5. При вращении шкива с рукояткой 6 он, перемещаясь по желобу, высыпается через разгрузочное отверстие 7 в тару 8. Привод шкива осуществляется вручную. С изменением угла наклона β изменяется производительность винтового транспортера.



1 – рама; 2 – шарнир; 3 – шнековый транспортер; 4 – вилка; 5 – бункер; 6 – рукоятка; 7 – разгрузочное отверстие; 8 – тара

Рисунок 9.2 – Схема лабораторной установки

Подготовка к проведению работы

- 1 Проработать по учебникам и лекциям тему «Винтовые транспортеры».
- 2 Изучить настоящие методические указания.
- 3 Изучить предлагаемую лабораторную установку.
- 4 Подготовить таблицу для записи экспериментальных данных и результатов их обработки.

Порядок выполнения работы

1 Замерить диаметр и шаг винта и результаты замеров внести в таблицу 9.1.

Таблица 9.1 – Параметры винта

Диаметр винта	Шаг винта	Транспортируемый материал	Плотность материала

2 Определить взвешиванием вес F материала для транспортировки.

3 Принять коэффициент заполнения желоба.

4 Установить винтовой транспортер в горизонтальное положение.

5 Засыпать транспортируемый материал в загрузочный бункер и провернуть винт до начала выгрузки материала.

6 Привести во вращение винт с помощью шкива (выполнять вращение с частотой $n = \text{об/с}$) и считать число оборотов и время t до полной выгрузки.

7 Повторить опыт трижды. Данные внести в таблицу 9.2.

8 Определить производительность транспортера по формуле $\Pi_m = \frac{F}{t}$.

9 Изменить угол наклона на 20° с помощью вилки и, вращая винт с той же частотой вращения $n = 1-2 \text{ с}^{-1}$ в течение такого же времени, как и в первом случае, определить количество материала F , переместившегося за это время. Опыт повторить трижды и полученные данные внести в таблицу 9.2.

10 Аналогично провести исследования для углов наклона 40° и 60° .

11 Результаты исследований внести в таблицу 9.2 и вычислить коэффициент изменения угла наклона K_β . Полученные данные внести в таблицу 9.2.

Таблица 9.2 – Результаты исследований

Материал	Π_m , т/ч	Угол наклона β	Ψ	Число оборотов n	Время выгрузки t	K_β	K_β среднее
		0°					
		0°					
		0°					
		20°					
		20°					
		20°					
		40°					
		40°					
		40°					
		60°					
		60°					
		60°					

12 Коэффициент K_β для 0° ; 20° ; 40° ; 60° , влияющий на изменения производительности, можно определить по формуле

$$K_\beta = \frac{\Pi_m}{47 D^3 K_D \Psi n_\beta \rho},$$

где Π_m – расчетная производительность транспортера, т/ч;

$K_D = (0,8 - 1,2)$ – отношение шага винта к его диаметру;

$n_{\text{в}}$ – частота вращения винта, мин^{-1} ;
 ψ – коэффициент заполнения желоба;
 ρ – плотность насыпного груза, т/м^3 .

- 13 Построить график в координатах $\beta - K_{\beta}$.
- 14 Сделать выводы.

Контрольные вопросы

- 1 Для транспортировки каких материалов применяют винтовые транспортеры?
- 2 Какие виды винтов и когда применяют в винтовых транспортерах?
- 3 Назовите основные элементы винтового транспортера.
- 4 От каких факторов зависит диаметр винта?
- 5 Какие факторы влияют на выбор шага винта?
- 6 Как влияет угол наклона транспортера на его производительность?

Практическое занятие № 9

Расчет винтового транспортера

Рекомендуемые частоты вращения винта горизонтальных и наклонных транспортеров приведены в таблице 9.1.

Диаметр винта можно определить из уравнения производительности

$$\Pi_{\text{м}} = 47D^3 K_D \psi n_{\text{в}} \rho K_{\beta}, \quad (9.1)$$

откуда

$$D = \sqrt[3]{\frac{\Pi_{\text{м}}}{47K_D \psi n_{\text{в}} \rho K_{\beta}}}, \quad (9.2)$$

где $\Pi_{\text{м}}$ – расчетная производительность транспортера, т/ч ;

$K_D = (0,8-1,2)$ – отношение шага винта к его диаметру

$n_{\text{в}}$ – частота вращения винта, мин^{-1} (таблица 9.1);

ψ – коэффициент заполнения желоба (таблица 9.1);

ρ – плотность насыпного груза, т/м^3 ;

K_{β} – коэффициент снижения производительности в зависимости от угла наклона транспортера (таблица 9.2).

Полученный диаметр винта округляют до значений стандартного ряда. Диаметр винта выбирают из следующего ряда: 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500 и 630 мм (ГОСТ. 2037–82) и проверяют по соотношению $D > (4 - 10) a$, где a – размер куска груза.

Определение сопротивлений и мощности. В процессе работы шнека расходуется мощность на преодоление сопротивлений трения: груза о винт; груза о желоб; в упорном подшипнике; в радиальных подшипниках.

Для определения требуемой мощности на привод транспортера используют упрощенную формулу

$$P = (K_{\text{д}} \cdot \Pi_{\text{м}} \cdot K_{\beta} / 367)(L \cdot w_0 + H), \quad (9.3)$$

где $K_{\text{д}} = (1,05 - 1,4)$ – коэффициент потерь на перемешивание и дробление груза;

$L_{\text{г}}$ – перемещение по горизонтали;

H – высота подъема груза;

K_b – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона (таблица 9.3);

w_0 – коэффициент сопротивления (таблица 9.4).

Таблица 9.1 – Рекомендуемые частоты вращения горизонтальных и наклонных транспортеров

Насыпной груз	Коэф. заполнения ψ	Частота вращения вала винта n_b	Насыпной груз	Коэф. заполнения ψ	Частота вращения вала винта n_b
Гипс	0,125	50–120	Полужидкие кормовые смеси	0,25	100–300
Глина сухая	0,125	40–80			
Зола	0,125	40–120			
Известь	0,125	50–120	Гранулированные минеральные удобрения	0,25	200–500
Древесные опилки	0,4	50–120	Запаренный картофель	0,32	5–25
Песок сухой	0,125	40–100	Силос, резка соломы, опилки	0,32	80–200
Соль каменная	0,25	65–100			
Угольная пыль	0,32	50–120	Удобрения, навоз	0,25	60–80
Цемент	0,125	40–120	Кормовые смеси		150–600
Зерно, комбикорм, отруби	0,4	100–700	Жидкий навоз	0,25	500–700
Картофель	0,25	100–200			

Таблица 9.2 – Коэффициент производительности в зависимости от угла наклона транспортера

β	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90
K_β	0,9	0,8	0,7	0,65	0,58	0,52	0,48	0,44	0,4	0,34	0,3

Таблица 9.3 – Коэффициент, учитывающий влияние угла наклона транспортера

β	0–20	20–25	25–30	30–35	35–40	40–45	45–90
K_b	1,0	1,05	1,13	1,2	1,32	1,4	2–3

Таблица 9.4 – Коэффициент сопротивления

Перемещаемый материал	w_0
Пшеница, мука, овес, просо, отруби, опилки	1,2
Сахар, жом влажный	2,0
Соль каменная, земля, костная мука, удобрения	2,5
Цемент, песок, зола влажная, соль поваренная, глина, уголь	4,0

Мощность двигателя определяется с учетом возможных перегрузок $K_0 = 1,3–1,5$ и КПД ($\eta = 0,8 – 0,85$)

$$P_g = K_0 \frac{P}{\eta} \quad (9.5)$$

Вал рассматриваем как балку на двух опорах, на которую действуют крутящий момент $T_{кр}$, осевая сила F_a , окружная сила F_t и радиальная сила F_r . Их формулы, соответственно, будут:

$$T_{кр} = 9550 \frac{P}{n};$$

$$F_a = \frac{2T_{кр}}{d_1 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} ;$$

$$F_t = \frac{2T_{кр}}{D} ;$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha ,$$
(9.6)

где $d_1 = (0,7 - 0,8)D$;
 α – угол подъема винтовой линии;

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{kS}{D} ,$$

где k – коэффициент, равный $0,4 - 0,45$;
 S – шаг винта.
 φ – угол трения между поверхностями винта и грузом.

$$\varphi = \operatorname{arctg} f ,$$

где f – коэффициент трения груза о желоб (для зерновых – $0,4 - 0,6$, для муки – $0,65$).

Силы осевая, окружная и радиальная прикладываются в середине длины вала.
 Эквивалентный момент вала определяют по формуле

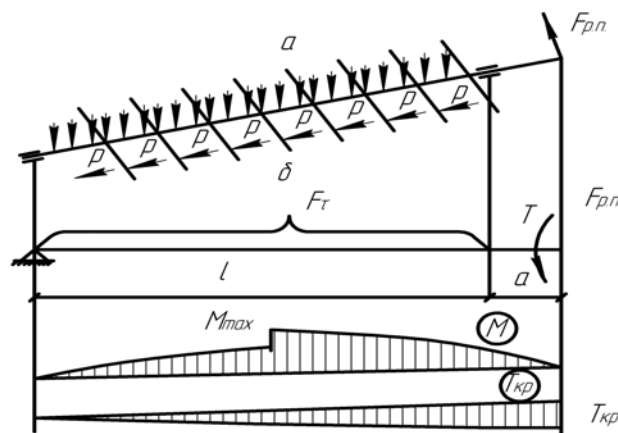
$$M_{э\text{кв}} = \sqrt{M_{\text{ма\text{к}}}^2 + T_{\text{кр}}^2} ,$$
(9.7)

а диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{э\text{кв}}}}{0,1(1-\beta)^4 [\sigma_{\text{из}}]}} ,$$
(9.8)

где $\beta = 0,8$.

Расчетная схема вала имеет следующий вид (рисунок 9.2).



a – фактическое нагружение; b – расчетное нагружение

Рисунок 9.2 – Расчетная схема вала

Лабораторная работа № 10

Исследование устойчивости скребка

Цель работы: изучить конструкцию скребковых конвейеров, исследовать влияние физико-механических характеристик груза и конструктивных параметров конвейера на устойчивость скребка.

Конструкция конвейера

Скребковые конвейеры составляют большую группу машин непрерывного транспорта, основанных на принципе волочения транспортируемого груза по желобу различных форм сечения, плоскому настилу при помощи скребков, прикрепленных к тяговому элементу. Они широко применяются в сельскохозяйственном производстве для транспортировки зерна, кормов, удобрений, твердого топлива, навоза.

Наибольшее распространение получили конвейеры порционного волочения с высокими сплошными скребками (высота скребка равна или выше высоты желоба). В таких конвейерах груз перемещается отдельными порциями перед каждым скребком. Порция груза называется телом волочения. Тяговый элемент – цепь – может быть замкнут как в вертикальной плоскости (вертикально замкнутый), так и в горизонтальной (горизонтально замкнутый конвейер).

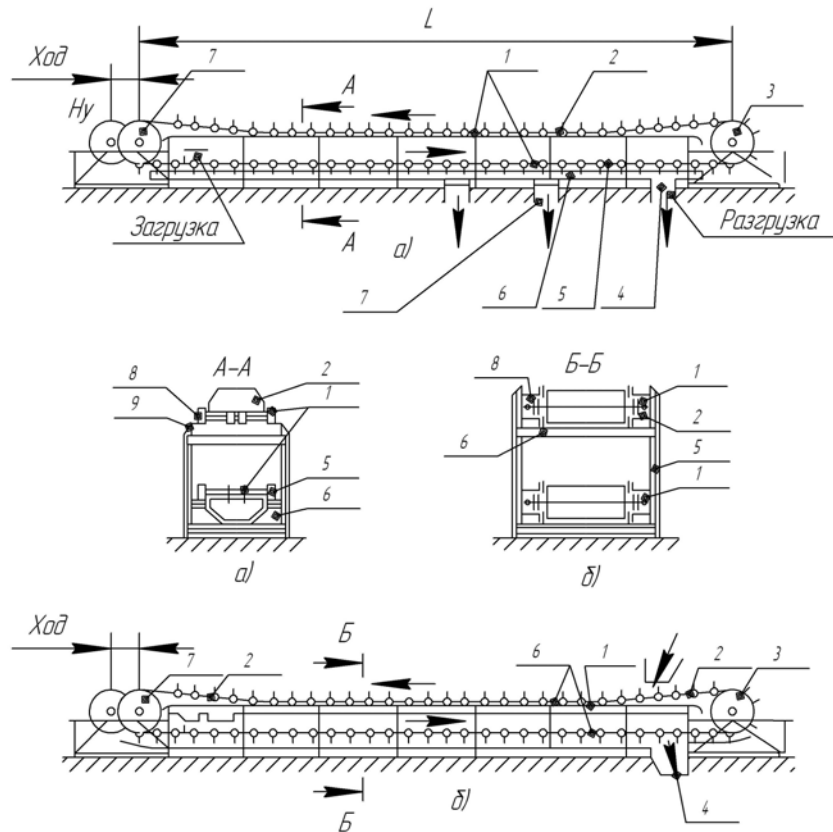
На рисунке 10.1 показана схема вертикально замкнутого конвейера. В одноцепном конвейере с одной рабочей ветвью (рисунок 10.1, *а*) груз перемещается по желобу *б* скребками *2*. Желоб укреплен на станине *5*. Скребки консольно прикреплены к вертикально замкнутой цепи *1*. Цепь со скребками может скользить по желобу или опираться через оси на катки *8*, движущиеся по направляющим *9*. Цепь приводится в движение приводной звездочкой *3*. Натяжение цепи осуществляется винтовым или пружинно-винтовым натяжным устройством через звездочку *7*. Ход натяжного устройства составляет не менее 1,6 шага цепи. Транспортируемый груз засыпается в желоб конвейера в любом месте по его длине и продвигается скребком. Разгрузка конвейера может производиться также в любом месте по его длине через отверстия *4* в днище желоба. Отверстия перекрываются шиберными заслонками. В конвейерах с двумя рабочими ветвями (рисунок 10.1, *б*) груз перемещается по верхнему и нижнему желобам в противоположных направлениях. Тяговый элемент этого конвейера состоит из двух вертикально замкнутых пластинчатых катковых цепей, связанных скребками, прикрепленными к цепи симметрично относительно оси катков.

Тяговым элементом конвейера обычно служат одна (при ширине скребка до 400 мм) или две пластинчатые катковые цепи по ГОСТ 588–81.

Скребки выполняют трапецеидальной или прямоугольной формы (рисунок 10.1). Могут быть и полукруглые скребки. Если внутренние пластины цепи изготовлены из листов, высота которых равна высоте скребков, то пластины и смежные скребки образуют ящик, дном которого является неподвижный желоб. Скребки такого типа называются ящичными. Плоские скребки используются при ширине желоба до 650 мм; ящичные – от 500 до 1200 мм. Шаг скребков кратен шагу цепи и обычно его принимают равным двум шагам цепи.

Желоб конвейера изготавливают сварным или штампованным из листовой стали и собирают по секциям длиной 3–6 м. Он может быть футерован внутри (при транспортировании абразивных грузов) или изготовлен из древесины (при транспортировании легких или вызывающих коррозию металла грузов). Зазор между скребком и стенкой желоба составляет от 2 до 15 мм.

Привод стационарных конвейеров – от электродвигателя через редуктор и концевую звездочку; передвижных – через ременную и цепную передачи.



a – с открытым желобом и одной (нижней) рабочей ветвью; *б* – с открытым желобом и двумя рабочими ветвями; 1 – вертикальная замкнутая цепь; 2 – скребок; 3 – приводная звездочка; 4 – разгрузочное отверстие; 5 – станина; 6 – желоб; 7 – натяжная звездочка; 8 – каток; 9 – направляющая

Рисунок 10.1 – Скребокковые конвейеры порционного волочения с высокими сплошными скребками

Выпускаемые скребокковые конвейеры нормализованы (см. таблицу 10.1). Производительность конвейера указана для горизонтального положения при скорости транспортирования 0,5 м/с.

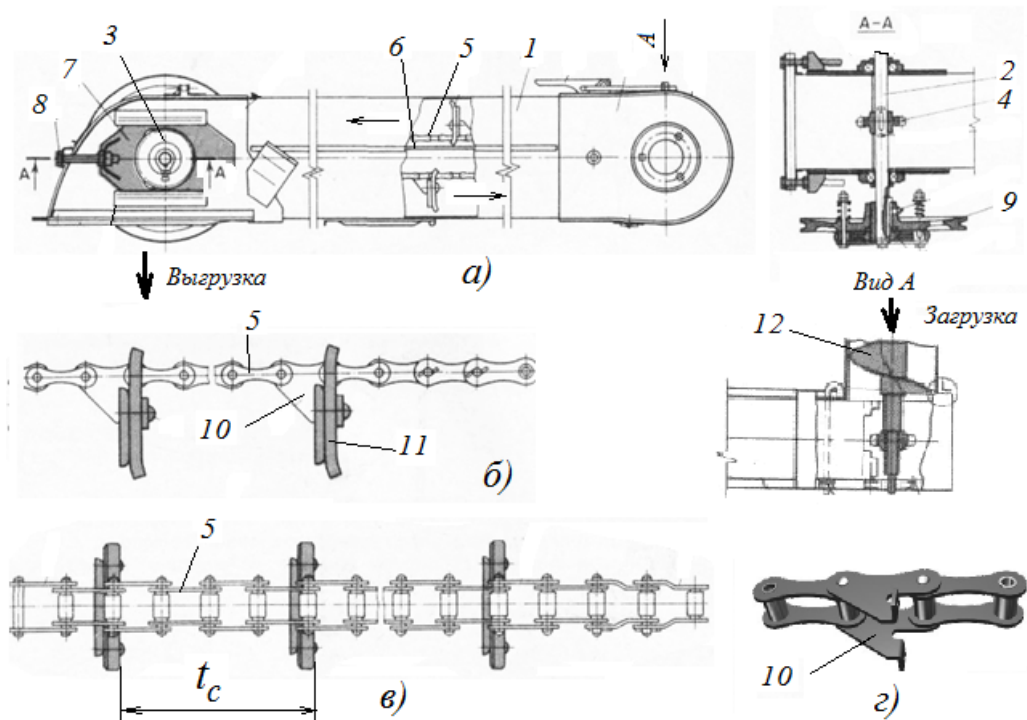
Примером скребоккового конвейера сельскохозяйственного назначения является колосовой элеватор зерноуборочного комбайна (рисунок 10.2). С участием колосового элеватора в комбайне осуществляется подача колосовой фракции зернового вороха (груза) на повторный обмолот и на транспортную доску сепаратора зернового вороха.

Он состоит из корпуса 1 коробчатой формы, приводного 2 и ведомого 3 валов со звездочками 4, скребковой цепи 5. Короб корпуса в продольном направлении разделен перегородкой 6. Она поддерживает рабочую ветвь цепи и образует желоб прямоугольного сечения для перемещения груза (колосовая фракция) рабочей ветвью скребковой цепи.

Опоры приводного вала установлены на пластинах 7. Они закреплены в корпусе 1 подвижно и могут перемещаться с помощью натяжных винтов 8 вдоль корпуса с целью регулировки натяжения скребковой цепи. Привод элеватора осуществляется клиноременной передачей через шкив 9 с встроенной в него предохранительной фрикционной муфтой.

Скребковая цепь 5 представляет собой втулочно-роликовую пластинчатую цепь со специальными звеньями 10 (в комбайне КЗС-1218 применяется цепь марки ТРД-38-46-2-2-6-6). К звеньям 10 приклепаны прорезиненные скребки 11.

В колосовом элеваторе рабочей ветвью является верхняя ветвь скребковой цепи. Она при движении цепи подает колосовую фракцию в доомолачивающее устройство комбайна через проем в корпусе 1 (на рисунке правая часть корпуса 1). Колосовой ворох в колосовом элеваторе подается в нижнюю часть корпуса 1 (на рисунке правая часть корпуса 1) колосовым шнеком 12 через отверстие в боковой стенке корпуса 1.



a – вид общий; *б* – скребковая цепь, вид сбоку; *в* – скребковая цепь, вид сверху; *г* – специальное звено для крепления скребка; 1 – корпус; 2, 3 – валы; 4 – звездочка; 5 – скребковая цепь; 6 – перегородка; 7 – пластина; 8 – винт натяжной; 9 – шкив; 10 – специальные звенья; 11 – скребок; 12 – шнек

Рисунок 10.2 – Колосовой элеватор зерноуборочного комбайна

Исследование устойчивости скребка

Теоретическое обоснование

При работе конвейера скребок движется в желобе высотой $h_{ж}$ и шириной $B_{ж}$ (рисунок 10.2). В процессе работы конвейера порция груза стремится отклонить скребок (повернуть его на угол ε). При большом отклонении возможно всплывание и заклинивание скребка. Отклонению скребка препятствует натяжение цепи. Работа скребка считается устойчивой, если угол $\varepsilon = 2-3^\circ$. Под устойчивостью скребка следует понимать его способность сохранять первоначальное положение при транспортировании груза.

Рассмотрим схему сил, действующих на скребок и звено цепи наклонного конвейера (рисунок 10.3). Для упрощения решения задачи массу скребка не учитываем.

Под действием сил сопротивления движению порции груза $F_{гр}$ скребок поворачивается на угол ε .

Сопротивления движению груза состоят из составляющей силы тяжести $F_{гр}\sin\beta$ и силы трения груза о дно желоба $F_{тр}\cos\beta$ (f – коэффициент трения груза о поверхность желоба).

Условие равновесия скребка, закрепленного на цепи с шагом $t_{ц}$,

$$\sum M_0 = h_{ц} F_{гр}\sin\beta\cos\varepsilon + \underline{h}_{ц} f F_{гр}\cos\beta\cos\varepsilon - F_{мин} t_{ц} \sin\varepsilon = 0. \quad (10.1)$$

Вес порции груза перед скребком

$$F_{гр} = B_{ж} h_{ж} t_{ц} g,$$

где $t_{ц}$ – шаг расположения скребков;

g – насыпная плотность груза.

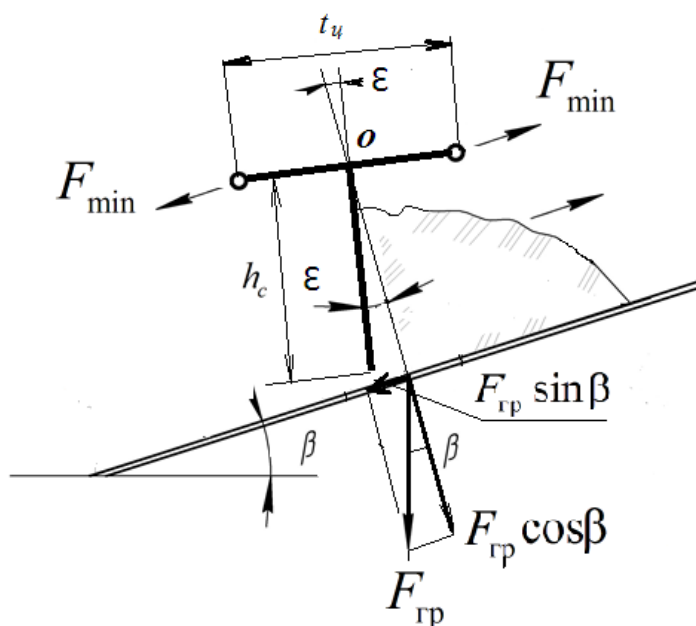


Рисунок 10.3 – Схема сил, действующих на высокий скребок

При решении уравнения (10.1) необходимое натяжение цепи определится по формуле

$$F_{\min} = \frac{F_{gp} h_c (\sin \beta + f \cos \beta)}{t_u} \operatorname{ctg} \varepsilon. \quad (10.2)$$

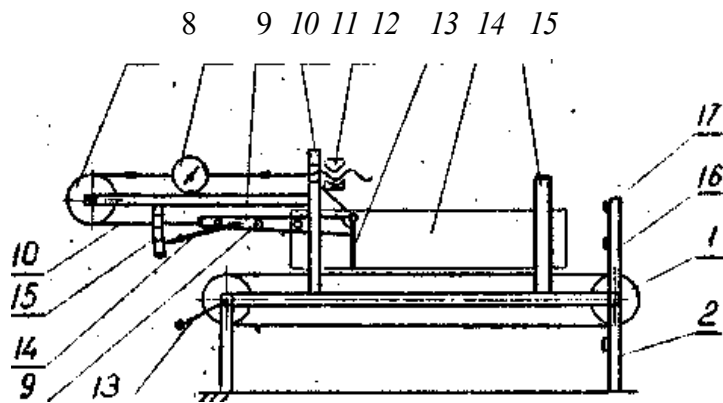
Таким образом (из условия устойчивости скребка), на натяжение цепи влияют конструктивные параметры конвейера (высота и ширина желоба, шаг цепи и скребков, угол наклона конвейера к горизонту) и физико-механические свойства груза (коэффициент трения о дно желоба, насыпная плотность груза).

Описание экспериментальной установки

С целью упрощения конструкции и уменьшения погрешности при измерении натяжения тягового элемента цепь со скребком и боковые стенки лабораторной установки остаются неподвижными, а движется дно желоба.

Лабораторная установка (рисунок 10.4) состоит из ленточного конвейера 1, установленного на основании 2. К раме конвейера прикреплены кронштейны 11 и 15 для крепления стенок желоба 14, скребка 13 с жестко присоединенной к нему тягой 10, имитирующей звено цепи, и динамометра 9. В тяге имеются отверстия 4 на расстоянии 100, 150, 200 мм от оси поворота скребка. Таким образом, шаг цепи может иметь значения 200, 300 и 400 мм. Тяга при помощи каната 7, огибающего направляющий блок 8, соединяется с динамометром.

Натяжение каната осуществляется гайкой 12 и отсчитывается по шкале динамометра. Транспортируемый груз засыпается на ленту конвейера и при вращении рукоятки 3 транспортируется в направлении скребка, сгруживаясь перед последним в форме неравнобокой трапеции. Так как для рассыпного груза точно определить величину плеча h действия силы W_r не представляется возможным, в экспериментальных исследованиях используем штучный груз. Он воздействует на скребок у его нижней кромки, то есть плечо $h - h_c$. Скребок и тяга при этом поворачиваются на угол ε , измеряемый стрелкой 5 по шкале 6. Для изменения угла наклона транспортера к горизонту имеется стойка 17 с упорами 16.



1 – конвейер ленточный; 2 – основание; 3 – рукоятка; 4 – отверстие; 5 – стрелка; 6 – шкала; 7 – канат; 8 – направляющий блок; 9 – динамометр; 10 – тяга; 11 и 15 кронштейны; 12 – натяжная гайка; 13 – скребок; 14 – желоб; 16 – упор; 17 – стойка

Рисунок 10.4 – Схема лабораторной установки

Подготовка к проведению работы

- 1 Изучить по учебникам и конспекту лекций тему «Скребковые конвейеры».
- 2 Изучить настоящие методические указания.
- 3 Подготовить таблицы для записи экспериментальных данных и результатов их обработки (таблицы 10.1 и 10.2).

Порядок выполнения работы

- 1 Установить груз массой m_r (по указанию преподавателя) на ленту горизонтального транспортера и, протаскивая его по ленте, динамометром определить силу трения $F_{тр}$ между грузом и лентой (опыт провести с трехкратной повторностью для трех значений массы m_r). Результаты внести в таблицу 10.1.
- 2 Измерить высоту скребка h_c и установить шаг цепи $t_{ц}$ (по указанию преподавателя), соединив канат с соответствующим отверстием тяги. Результаты внести в таблицу 10.1.
- 3 Установить транспортер под углом β к горизонту (по указанию преподавателя). Значение β внести в таблицу 10.1.

Таблица 10.1 – Экспериментальные данные

Масса груза m , кг	Высота скребка h_c , мм	Шаг цепи $t_{ц}$, мм	Угол наклона транспортера β , град	Сила трения F_f , Н			Коэффициент трения f
				повторность			
				1	2	3	

4 Теоретически определить по формуле (10.2) усилие натяжения каната для обеспечения устойчивости скребка.

5 Гайкой 12 создать силу натяжения каната F .

6 Груз установить перед скребком и, медленно вращая рукоятку, двигать в направлении скребка. Когда груз начнет скользить по ленте, определить по шкале 15 угол поворота скребка. Опыт провести с трехкратной повторностью. Результаты внести в таблицу 10.2.

Таблица 10.2 – Результаты расчета

Сила натяжения каната F , Н	Угол поворота скребка ε , град	Отклонение, %
	среднее	
	среднее	
	среднее	

7 По указанию преподавателя опыты провести для различных грузов.

8 После окончания опытов ослабить натяжение каната.

Обработка опытных данных

1 Определить коэффициент трения между грузом и лентой по среднему значению силы трения F по формуле $f = \frac{F_{\text{тр}}}{m_{\text{г}} \cdot g}$, полученное значение внести в таблицу 10.1.

2 Определить средние арифметические значения угла поворота скребка для каждого значения усилия натяжения каната и внести в таблицу 10.2.

3 Подсчитать отклонение теоретического значения угла поворота скребка ε^T от экспериментального ε :

$$\Delta = \frac{\varepsilon^T - \varepsilon}{\varepsilon^T} 100 \% .$$

4 Сделать вывод об устойчивости скребка.

Контрольные вопросы

1. Кратко опишите конструкцию скребкового конвейера.
2. Как определяется сила трения?
3. Что является тяговым элементом скребкового конвейера?
4. Опишите способы крепления скребка к звену цепи.
5. Как определяется производительность конвейера?
6. Как определяется сопротивление движению рабочей и холостой ветвей конвейера?
7. Опишите последовательность расчета конвейера.
8. Как подбирается тяговая цепь?
9. В каком случае учитывается динамическая нагрузка, действующая на цепь, и как она определяется?
10. Что такое устойчивость скребка, каково условие его устойчивой работы?

Практическое занятие № 10

Расчет скребкового конвейера

Производительность конвейера, т/ч,

$$\Pi_{\text{м}} = 3600 K_{\text{ж}} h_{\text{ж}}^2 \psi K_{\beta} \gamma v, \quad (10.1)$$

где $K_{\text{ж}} = B_{\text{ж}} / h_{\text{ж}} = 2 - 4$ – соответственно рабочие ширина и высота желоба, м;

ψ – коэффициент заполнения желоба: для легкосыпучих легких грузов $\psi = 0,5-0,6$, для плохосыпучих кусковых грузов $\psi = 0,7-0,6$;

K_{β} – коэффициент, учитывающий угол наклона конвейера (таблица 10.1);

γ – насыпная плотность груза, т/м³;

v – скорость транспортирования, м/с (для корнеклубнеплодов – 0,3–0,5; для пылевидных, муки, навоза – 0,5–1; для зерна – 0,7–1,2; для других грузов – 0,1–1 м/с).

Таблица 10.1 – Среднее значение коэффициента K_{β}

Характеристика груза	Угол наклона конвейера, град					
	0	10	20	30	35	40
Легкосыпучий	1	0,85	0,65	0,5	-	-
Плохосыпучий, кусковой	1	1	1	0,75	0,6	0,5

Рабочая высота желоба (высота слоя груза), м,

$$h_{\text{ж}} = \sqrt{\frac{\Pi_{\text{м}}}{3600 K_{\text{ж}} \psi K_{\beta} \gamma v}}. \quad (10.2)$$

Высота скребка $h_{\text{с}}$ конструктивно принимается на 25–50 мм больше высоты желоба.

Ширина желоба

$$B_{\text{ж}} = K_{\text{ж}} h_{\text{ж}}. \quad (10.3)$$

Полученные размеры скребка согласовывают с размерами нормализованных скребков (таблица 10.2 или ТУ 23.2.2149–90) и уточняют ширину желоба с учетом выбранных зазоров.

Размеры скребков одноцепных конвейеров сельскохозяйственных машин согласно ТУ 23.2.2149–90 ($B_{\text{с}} \times h_{\text{с}}$):

120×71; 150×75; 160×90; 160×100; 200×100; 230×100; 260×100 мм.

Шаг расстановки скребков $t_{\text{с}} = (2-4) h_{\text{с}}$ кратен шагу цепи (шаг цепи по ГОСТ 568-81 10, 50, 63, 60, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000 мм). Уточняют ширину желоба с учетом зазора 5–15 мм с каждой стороны между скребком и желобом.

Уточненную ширину желоба и шаг расстановки скребков проверяют по гранулометрическому составу груза, исходя из наибольшего типичного размера куска груза

$$B_{\text{ж}} \geq K_{\text{к}} a; t_{\text{с}} \geq 1,5a, \quad (10.4)$$

где $K_{\text{к}}$ – коэффициент крупности груза (для двухцепных конвейеров при сортированном грузе $K_{\text{к}} = 3-4$ и рядовом грузе $K_{\text{к}} = 2-2,5$; для одноцепных конвейеров соответственно $K_{\text{к}} = 5-7$ и $K_{\text{к}} = 3-3,5$);

a – максимальный линейный размер типичного куска, мм.

Таблица 10.2 – Основные параметры нормализованных скребковых конвейеров с высокими сплошными скребками

Размер скребка, мм		Шаг скребков, мм	Тип скребков	Шаг звеньев цепи, мм	Количество цепей, производительность, м ³ /ч		Наибольшие размеры куска груза, мм	
ширина B_c , мм	высота h_c , мм						рядового	сортированного
200	100	320	Консольный	160	1	30	50	30
250	125	320	Консольный	160	1	50	60	40
320	160	500	Консольный	250	1	60	80	50
400	200	500	Консольный и симметричный	250	2	100	180	200
500	200	640	Ящичный	320	2	125	220	155
650	250	640	Ящичный	320	2	200	300	200
800	250	640	Ящичный	320	2	250	300	220
1000	320	800	Ящичный	400	2	400	350	300
1200	400	800	Ящичный	400	2	630	400	350

Уточняют скорость транспортирования груза по формуле

$$V_y = \frac{\Pi_m}{3600 K_\beta \cdot \gamma \cdot \psi \cdot B_c \cdot h_c},$$

где B_c и h_c – стандартные ширина и высота скребка.

Определяют погонные нагрузки, Н/м:

$$\text{от груза } q_r = \frac{\Pi_m}{0,36v};$$

$$\text{от ходовой части } q_o = K_x q_r;$$

K_x – эмпирический коэффициент (для одноцепных конвейеров $K_x = 0,5-0,6$; двухцепных – $K_x = 0,6-0,8$).

Минимальное натяжение цепи в конвейерах с высокими скребками из условия устойчивости скребка

$$F_{\min} \geq \frac{q_r t_c h (\sin \beta + f \cos \beta)}{t_{II}} \operatorname{ctg} \varepsilon, \quad (10.5)$$

где t_c, t_{II}, h – значения в м;

h – плечо действия силы сопротивления движению порции груза, передвигаемого скребком (для кусковых грузов $h = h_c$; для зернистых – $h = 0,8h_c$);

$\varepsilon = 2-3^\circ$ – допустимый угол отклонения скребка ($\operatorname{ctg} 2^\circ = 26$).

При тяговом расчете скребковых конвейеров следует учитывать сопротивления от сил трения скребков с цепью (ходовой части) и груза.

Общее сопротивление движению рабочей ветви наклонного конвейера длиной L с углом наклона β к горизонту

$$W_p = (q_r \omega_p + q_o \omega_x) L \cos \beta \pm (q_r + q_o) L \sin \beta; \quad (10.6)$$

для холостой ветви

$$W_x = q_0 \omega_x L \cos \beta \pm q_0 L \sin \beta, \quad (10.7)$$

где $\omega_p = 1,1f$ – коэффициент сопротивления движению груза (f – коэффициент трения груза по желобу в движении (таблица 10.3));

ω_x – коэффициент сопротивления движению ходовой части (с ходовыми катками на подшипниках скольжения $\omega_x = 0,1-0,13$; для цепей без катков, движущихся скольжением, $\omega_x = 0,25-0,4$).

Знак (+) принимается при движении вверх, знак (–) – при движении вниз.

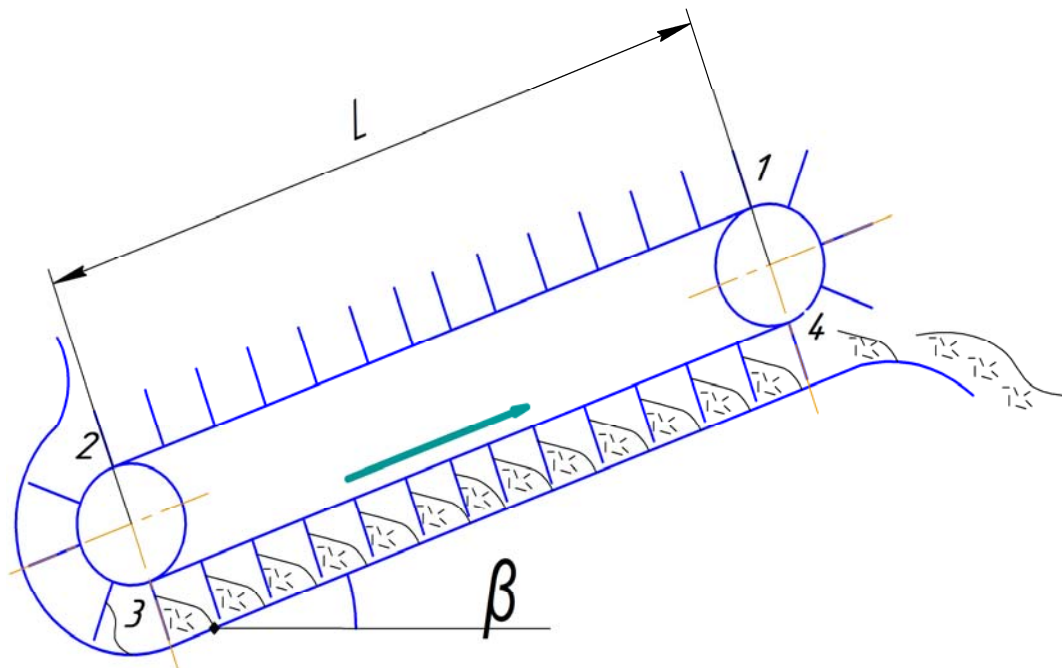
Таблица 10.3 – Значения коэффициентов трения сельскохозяйственных материалов

Наименование материала	$\gamma, \text{т/м}^3$	Коэффициент трения по стали f
Картофель, корнеплоды	0,65-0,75	0,47-0,5
Кукуруза	0,6-0,8	0,25-0,57
Мука пшеничная	0,8-1,25	0,65
Пшеница	0,6-0,8	0,6
Овес	0,4-0,6	0,38
Торф сухой кусковой	0,3-0,5	0,6
Песок сухой	0,85-1,0	0,8
Сода кальцинированная	1,0-3,0	0,3-0,4

Сопротивление при огибании звездочки учитывается коэффициентом $K_\alpha = 1,06$. Усилие в сбегающей ветви $F_{сб} = F_{нб} \cdot K_\alpha$.

Обход по контуру скребкового конвейера выполняется аналогично обходу по контуру ленточного конвейера. Натяжение тягового элемента определяют начиная с точки с минимальным натяжением F_{\min} на рабочей ветви.

Для схемы транспортера (рисунок 10.1) $F_{\min} = F_3$.



1 – усилие в цепи, сбегающей с приводной звездочки; 2 – усилие в цепи, набегающей на натяжную звездочку; 3 – усилие в цепи, сбегающей с натяжной звездочки; 4 – усилие в цепи, набегающей на приводную звездочку

Рисунок 10.1 – Расчетная схема транспортера

Тогда

$$F_4 = F_3 + W_p = F_3 + (q_r \omega'_r + q_0 \omega'_0) L \cos \beta + (q_r + q_0) L \sin \beta;$$

$$F_2 = \frac{F_3}{K_\alpha}; \quad F_1 = F_2 - W_x = F_2 - q_0 \omega'_0 L \cos \beta + q_0 L \sin \beta.$$

Тяговая цепь выбирается по расчетной разрушающей нагрузке

$$F_{\text{расч}} = \frac{K}{\alpha_{\text{ц}}} (F_{\text{max}} + F_{\text{дин}}) \geq F_{\text{разр}}, \quad (10.8)$$

где K – коэффициент запаса прочности (для горизонтальных конвейеров $K = 6-8$, конвейеров с наклонными участками $K = 8-10$);

$\alpha_{\text{ц}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между тяговыми цепями (при одной цепи $\alpha_{\text{ц}} = 1$, при двух цепях $\alpha_{\text{ц}} = 1,6-1,8$);

F_{max} – максимальное натяжение цепи (определяется при обходе по контуру);

$F_{\text{дин}}$ – максимальная динамическая нагрузка, которая учитывается при скорости транспортирования $v > 0,2$ м/с.

Она определяется по зависимости

$$F_{\text{дин}} = \frac{60v^2 L}{Z^2 t_{\text{ц}}} (q_r + K_1 q_0), \quad (10.9)$$

где v – скорость, м/с;

L – длина конвейера, м;

Z – число зубьев приводной звездочки ($Z = 5-9$);

$t_{\text{ц}}$ – шаг цепи, м;

K_1 – коэффициент приведения массы ($K_1 = 2$ при $L \leq 25$ м; $K_1 = 1,5$ при $25 \leq L \leq 60$ м и $K_1 = 1$ при $L > 60$ м).

Подбор электродвигателя редуктора и расчет натяжного устройства выполняются так же, как для ленточного конвейера.

Диаметр звездочки

$$D = \frac{t_{\text{ц}}}{\sin \frac{180}{Z}}.$$

Лабораторная работа № 11

Определение динамических сил, действующих на тяговую цепь пластинчатого транспортера

Цель работы: изучить конструкцию пластинчатых конвейеров, определить скорость, ускорение и динамическую силу в тяговой цепи в момент, когда зуб входит в зацепление с цепным шарниром.

Конструкция пластинчатого конвейера

Пластинчатый конвейер служит для непрерывного транспортирования насыпных и штучных грузов по трассе, расположенной в вертикальной плоскости или (при специальном исполнении) в пространстве. Тяговым элементом конвейера является одна или две

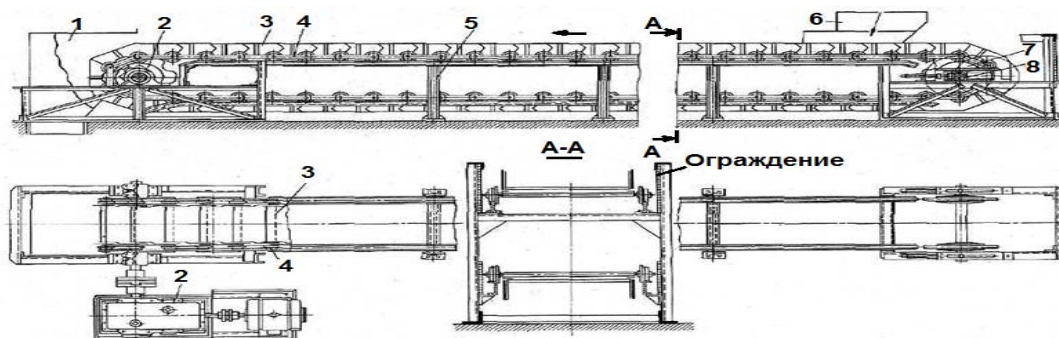
цепи, грузонесущим – жесткий металлический или, реже, деревянный, пластмассовый, резиноканевый настил (полотно), состоящий из отдельных пластин (поэтому конвейер называется пластинчатым), движущийся по направляющим путям. Действие динамических нагрузок на тяговые цепи ограничивает скорость их движения обычно до 1,25 м/с, однако при использовании цепи конвейер может иметь увеличенную длину при больших линейных нагрузках как с одним, так и с несколькими приводами, а также крутые перегибы по сравнительно небольшим радиусам с повышенным углом наклона.

По назначению различают стационарные и передвижные конвейеры. Последние используют обычно как погрузочные и перегрузочные машины. Основные параметры (ширина и тип настила) стационарных пластинчатых конвейеров общего назначения установлены ГОСТ 22281-76.

Пластинчатый конвейер (рисунок 11.1) имеет станину 5, по концам которой установлены привод, включающий приводную звездочку, электродвигатель и редуктор 2 и натяжное устройство 8 с натяжной звездочкой 7. Бесконечный настил 3, состоящий из отдельных металлических или, реже, деревянных пластин, прикреплен к одной или двум тяговым цепям 4, которые огибают концевые звездочки и находятся в зацеплении с их зубьями. Вертикально замкнутые тяговые цепи снабжены опорными катками и движутся вместе с настилом по направляющим путям станины 5 вдоль продольной оси конвейера.

Конвейер загружается через одну или несколько воронок 6 в любом месте трассы, а разгружается через концевую звездочку и воронку 1. Промежуточная разгрузка возможна только для пластинчатых конвейеров с плоским настилом без бортов.

Пластинчатые конвейеры применяют для транспортирования в горизонтальном и наклонном направлениях различных насыпных и штучных грузов в металлургической, химической, угольной, энергетической, машиностроительной и многих других отраслях промышленности, а также для перемещения изделий от одного рабочего места к другому по технологическому процессу при поточном производстве. Часто на пластинчатом конвейере одновременно с транспортированием грузы-изделия подвергаются технологическим операциям – закалке, отпуску, охлаждению, мойке, окраске, сборке, контролю и т. п. На пластинчатых конвейерах, в отличие от ленточных, перемещают более тяжелые крупнокусковые, абразивные (руда, камень и т. п.), а также горячие (поковки, отливки и т. п.) грузы.



1 – разгрузочное устройство; 2 – привод; 3 – бортовые (лотковые) пластины; 4 – тяговая цепь; 5 – станина; 6 – загрузочная воронка; 7 – натяжная звездочка; 8 – натяжное устройство

Рисунок 11.1 – Общий вид пластинчатого конвейера

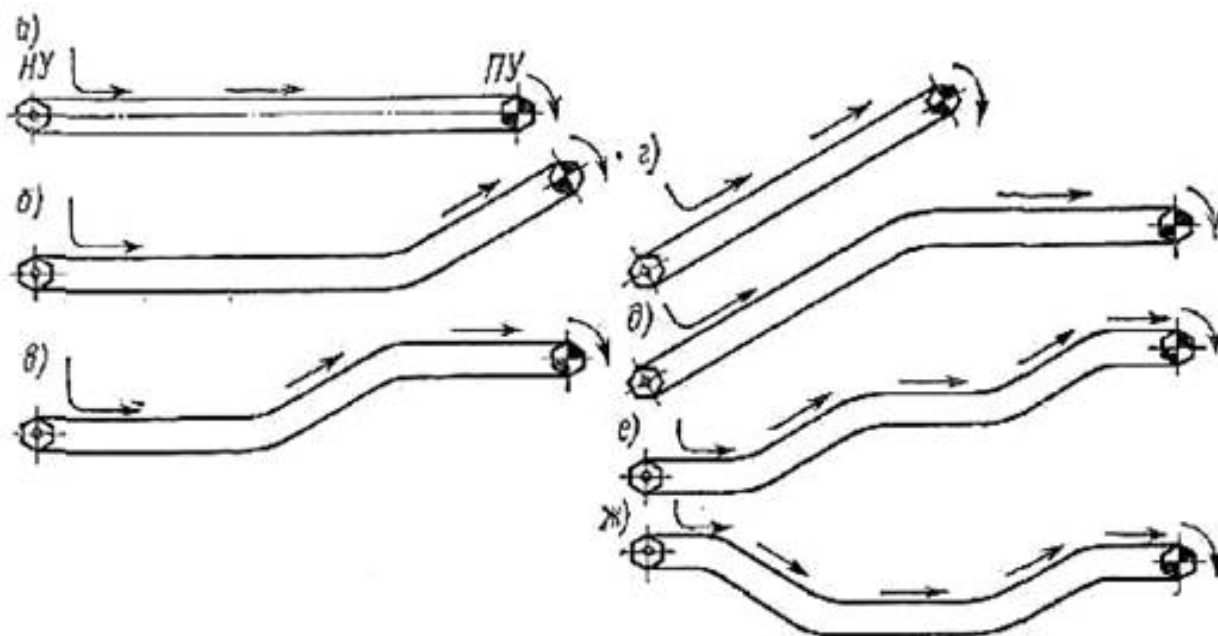
К достоинствам пластинчатых конвейеров следует отнести использование металлического настила необходимой прочности, допускающего транспортирование крупнокусковых тяжелых материалов, отливок, поковок, остроугольных обрезков и отходов штамповочного производства и других подобных грузов. Применение высокопрочных тяговых

цепей позволяет выполнять конвейеры со значительными тяговыми усилиями, необходимыми при большой длине (до 2 км) и высоте подъема, а также для обеспечения высокой производительности. Они могут осуществлять транспортирование грузов по разнообразным трассам с наклонами к горизонту до 70° и малыми радиусами переходов, обеспечивая непосредственную загрузку лотков настила из бункеров без применения питателей.

Недостатками пластинчатых конвейеров являются значительная металлоемкость, высокая стоимость изготовления и энергоемкость, сложность эксплуатации из-за большого числа шарнирных соединений.

Пластинчатые конвейеры классифицируют по конструкции настила, конфигурации трассы и назначению.

По конструкции настила, тяговой цепи и расположению трассы различают пластинчатые вертикально замкнутые конвейеры общего назначения (основной тип) и изгибающиеся конвейеры с пространственной трассой (рисунок 11.2). К специальным пластинчатым конвейерам относят разливочные машины для транспортирования и охлаждения жидкого металла, эскалаторы, пассажирские конвейеры и конвейеры с настилом сложного профиля.



a, z – горизонтальная и наклонная трассы; *б, д* – горизонтально-наклонные трассы; *в, е, ж* – сложная трасса

Рисунок 11.2 – Трассы пластинчатых конвейеров

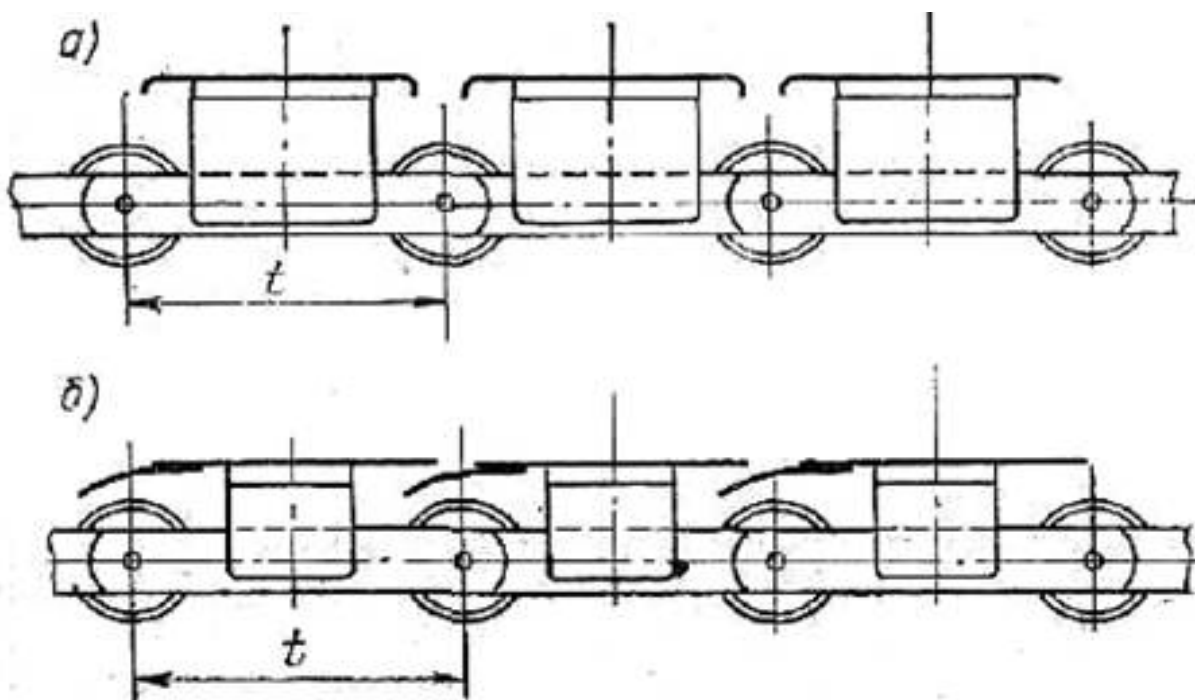
Тяговым элементом пластинчатых конвейеров служат две пластинчатые катковые цепи (ГОСТ 588–81) с шагом 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800 мм, одна (только для конвейеров легкого типа шириной до 400 мм) или две втулочные или роликовые цепи (ГОСТ 588–81) и круглозвенные цепи.

В стандартных пластинчатых конвейерах общего назначения тяговым элементом служат, как правило, пластинчатые тяговые цепи (ГОСТ 588–81) следующих типов: ПВ – пластинчатые втулочные; ПВР – пластинчатые втулочно-роликовые; ПВК – пластинчатые втулочно-катковые с гладкими катками; ПВКГ – пластинчатые втулочно-катковые с гребнями на катках и ПВКП – пластинчатые втулочно-катковые с подшипниками качения

у катков. Большинство конвейеров имеют две тяговые цепи и только легкие конвейеры шириной до 400 мм имеют одну цепь. В качестве тяговых элементов могут применяться круглозвенные цепи.

Пластинчатые конвейеры имеет настилы: плоский разомкнутый, плоский сомкнутый, волнистый, коробчатый.

Конвейеры с плоскими настилами (рисунок 11.3) предназначены для перемещения штучных и волокнистых грузов. Скорость при этом ограничивают, так как с ее увеличением появляется опасность падения груза с настила. В конвейерах плоские сомкнутые пластины перекрывают друг друга и образуют сплошное ровное полотно.



a – разомкнутый; *b* – сомкнутый

Рисунок 11.3 – Плоские настилы

Плоские настилы выполняют с бортами или без бортов. Плоские настилы применяют для транспортирования различных штучных и реже – сыпучих грузов. Настилы изготавливают из стальных пластин, пластмассовых или деревянных планок.

Швеллерные настилы применяют для транспортирования крупных горячих отливок и штамповок. Такая форма пластин повышает жесткость и прочность настила и облегчает его очистку.

По конструктивному исполнению настилы бывают легкого, среднего и тяжелого типов.

Легкий тип применяется для зернистых и мелкокусковых грузов с объемной массой ($\gamma < 1 \text{ т/м}^3$), тяжелый – для крупнокусковых ($\gamma > 2 \text{ т/м}^3$), а средний – для средних условий.

Волнистые настилы выполняют с бортами и без бортов (рисунок 11.4). Волнистая форма способствует надежному перекрытию соседних пластин не только на прямолинейных участках, но и на поворотах вокруг звездочек, а также увеличивает жесткость и прочность настила и повышает сцепление грузов с полотнами. Это обеспечивает перемещение грузов под большими углами наклона и уменьшает просыпание материалов между пластинами.

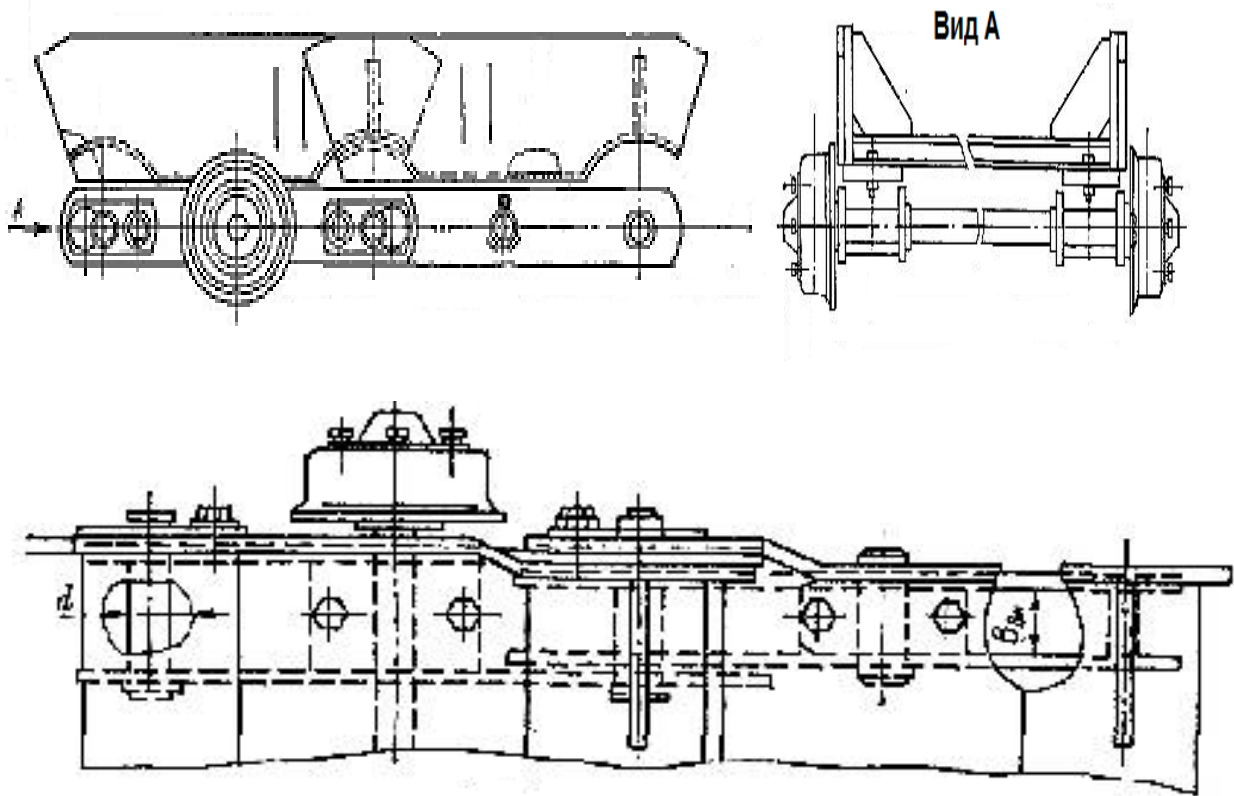


Рисунок 11.4 – Конструкция волнистого настила

Коробчатые настилы (рисунок 11.5) выполняют ковшеобразной формы, что обеспечивает транспортирование сыпучих грузов под большими углами наклона (45–60°). Настилы изготавливают методом штамповки и сварки из стальных листов.

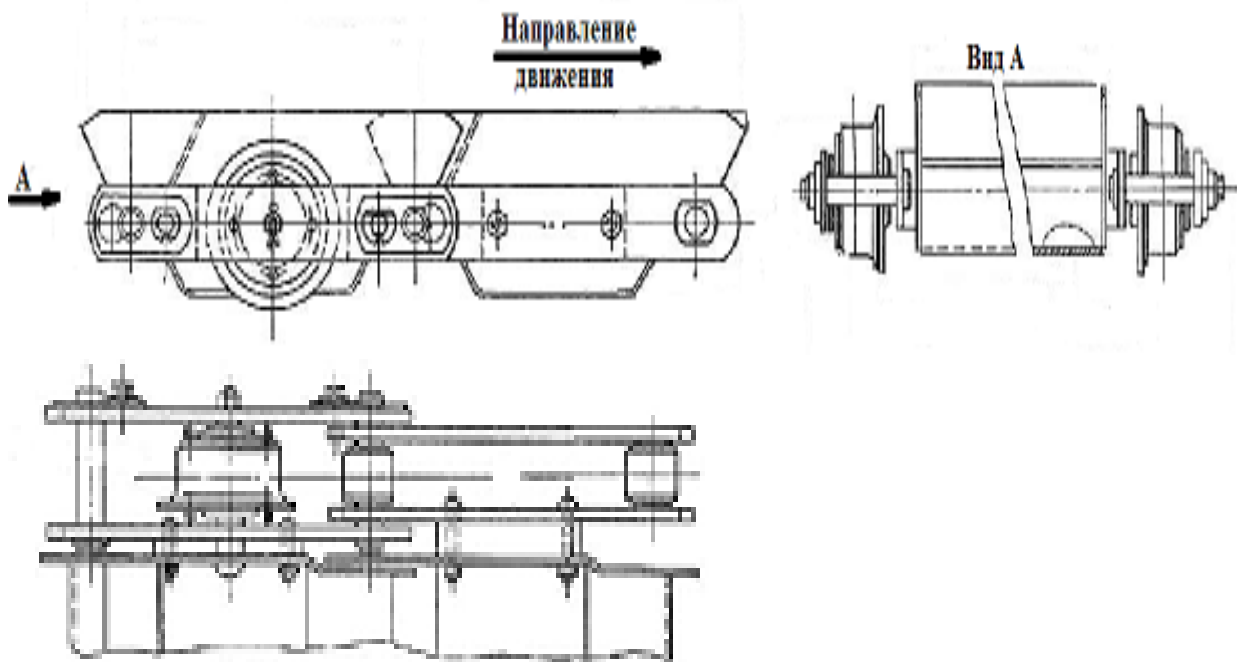
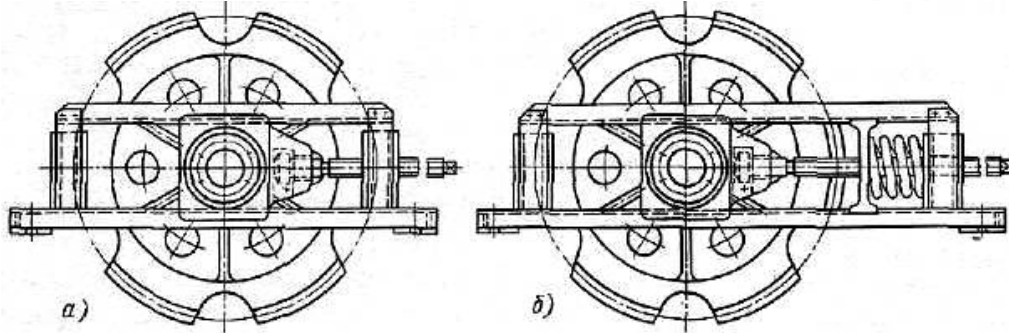


Рисунок 11.5 – Коробчатый настил

Натяжные устройства

На пластинчатых конвейерах применяют винтовые или пружинно-винтовые натяжные устройства (рисунок 11.6), которые устанавливают на концевых звездочках. Наибольшее распространение получили жесткие винтовые устройства. Пружинно-винтовые натяжные устройства находят применение в тяжело нагруженных конвейерах большой длины при скоростях транспортирования свыше 0,25 м/с для компенсации изменений натяжения и длины тяговых цепей, возникающих при эксплуатации конвейеров. Ход натяжного устройства устанавливается в пределах 320–2000 мм в зависимости от шага тяговой цепи (обычно не менее 1,6–2 шагов). Одну из звездочек натяжного устройства закрепляют на валу на шпонке, а другую – свободно (для возможности самоустановки по положению шарниров цепи).



a – винтовое; *б* – пружинно-винтовое

Рисунок 11.6 – Натяжные устройства

Приводы пластинчатых конвейеров

На пластинчатых конвейерах применяют угловые и гусеничные приводы. Основными являются угловые приводы (рисунок 11.7), которые устанавливают в головной части конвейера. В конвейерах большой длины устанавливают дополнительные промежуточные приводы гусеничного типа. Число приводов зависит от мощности и длины конвейера.

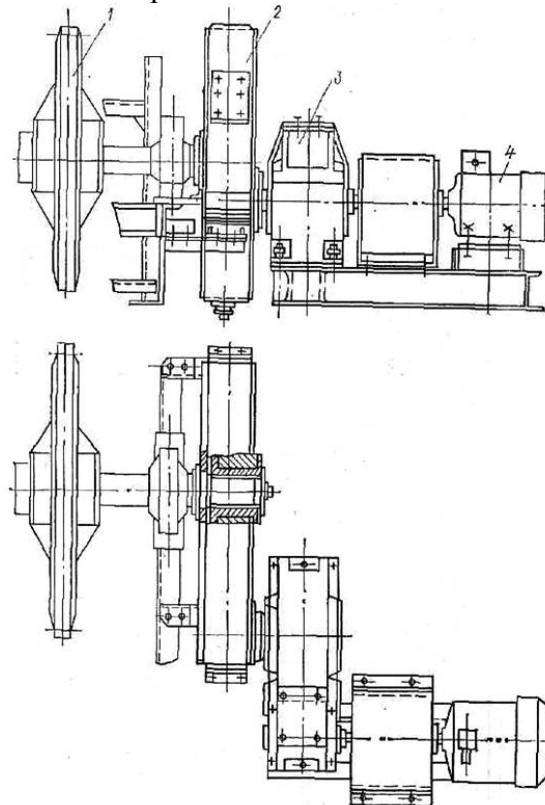


Рисунок 11.7 – Угловой привод пластинчатого конвейера

Гусеничный привод имеет гусеничную цепь, на которой устанавливаются электромагниты, захватывающие звенья цепи конвейера и транспортирующие ее. Электромагниты обесточиваются при подходе к приводной звездочке.

Теоретическое обоснование

Из-за пульсирующего характера изменения расстояния от центра вращения звездочки до продольной оси цепи (рисунок 11.8) цепь имеет неравномерную скорость движения, что ведет к появлению динамических сил, которые увеличиваются с ростом шага цепи, движущихся масс груза и цепи с настилом, уменьшением числа зубьев приводной звездочки.

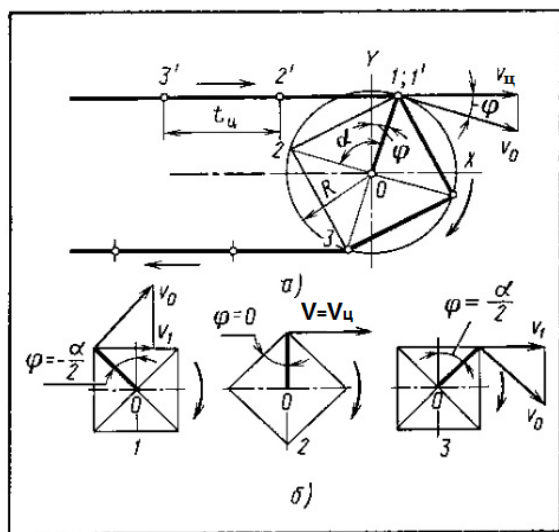


Рисунок 11.8 – Схема движения цепи со звездочкой

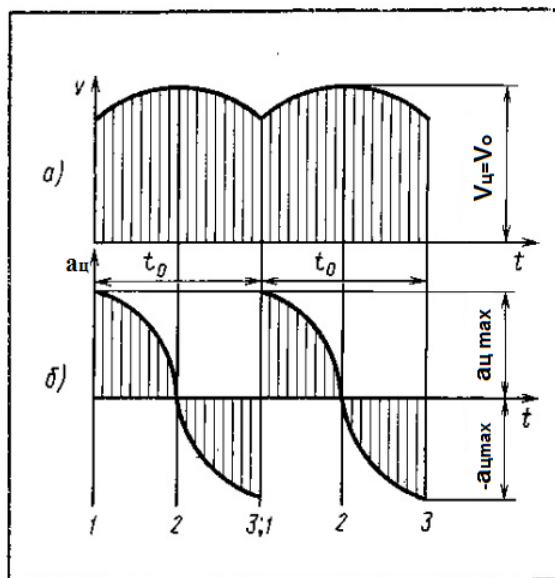


Рисунок 11.9 – Диаграмма скорости и ускорения тяговой цепи

Эти силы не только увеличивают нагрузку в тяговом органе, но и вызывают в цепях усталостные явления. При скоростях до 0,2 м/с динамические силы можно не учитывать. При постоянной угловой скорости ω приводной звездочки ее окружная скорость также постоянна и равна:

$$V_0 = \omega \frac{D}{2}, \quad (11.1)$$

а горизонтальная скорость цепи (рисунок 11.9, а) изменяется по закону

$$V_u = \omega \frac{D}{2} \cos \varphi, \quad (11.2)$$

где D – диаметр делительной окружности звездочки.

Ускорение цепи

$$\alpha_u = \frac{dV_u}{dt} = -\frac{\omega D}{2} \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = -\omega^2 \frac{D \sin \varphi}{2} \varphi; \quad (11.3)$$

отношение

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega. \quad (11.4)$$

Здесь значение угла φ изменяется в пределах от $-\frac{\alpha_0}{2}$, что соответствует моменту входа в зацепление шарнира, до угла $\varphi = \frac{\alpha_0}{2}$ – момента входа в зацепление следующего шарнира.

Максимальное ускорение возникает при $\varphi = \pm \frac{\alpha_0}{2}$

$$a_{ц\max} = \pm \omega^2 \frac{D}{2} \sin \frac{\alpha_2}{2}. \quad (11.5)$$

Когда зуб входит в соприкосновение с шарниром цепи, то ускорение мгновенно возрастает от $-\alpha_{ц\min}$ до $+\alpha_{ц\max}$ (рисунок 11.9, б) и динамическая сила в этот момент равна:

$$F_{дс} = 2ma_{ц\max}, \quad (11.6)$$

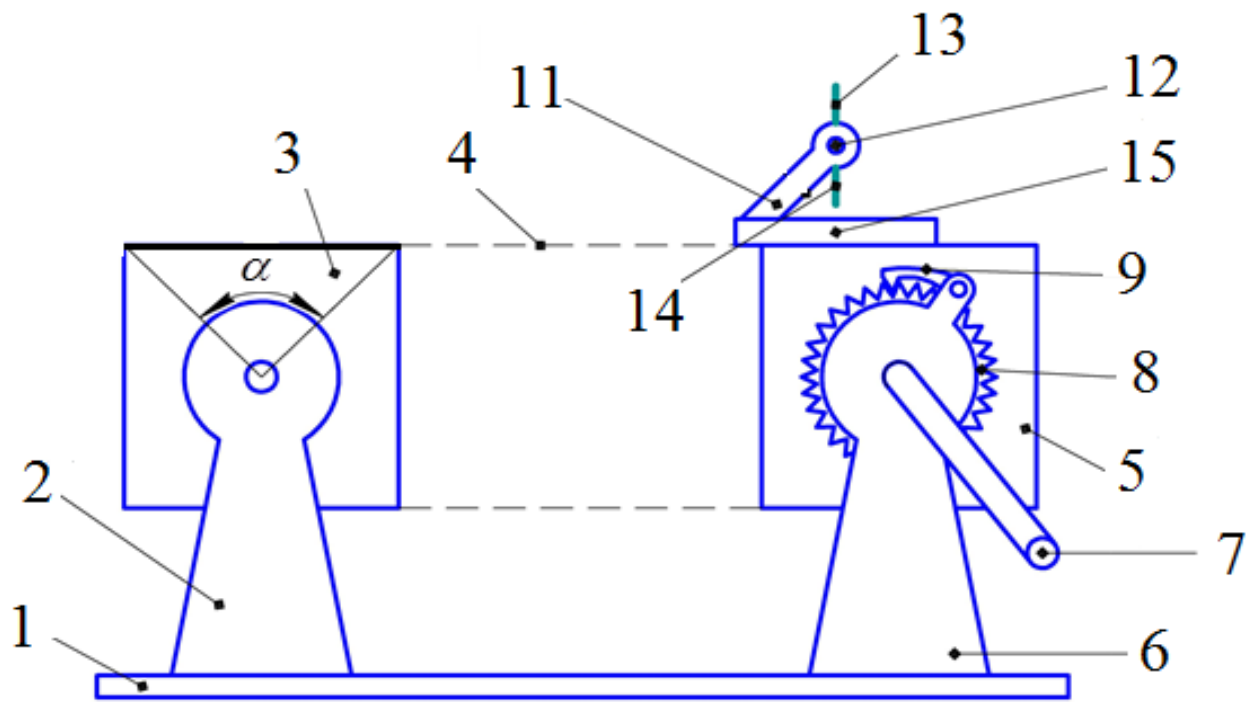
где m – приведенная масса движущихся частиц конвейера.

$$m = \frac{(q_{гр} + q_о)L}{2g}. \quad (11.7)$$

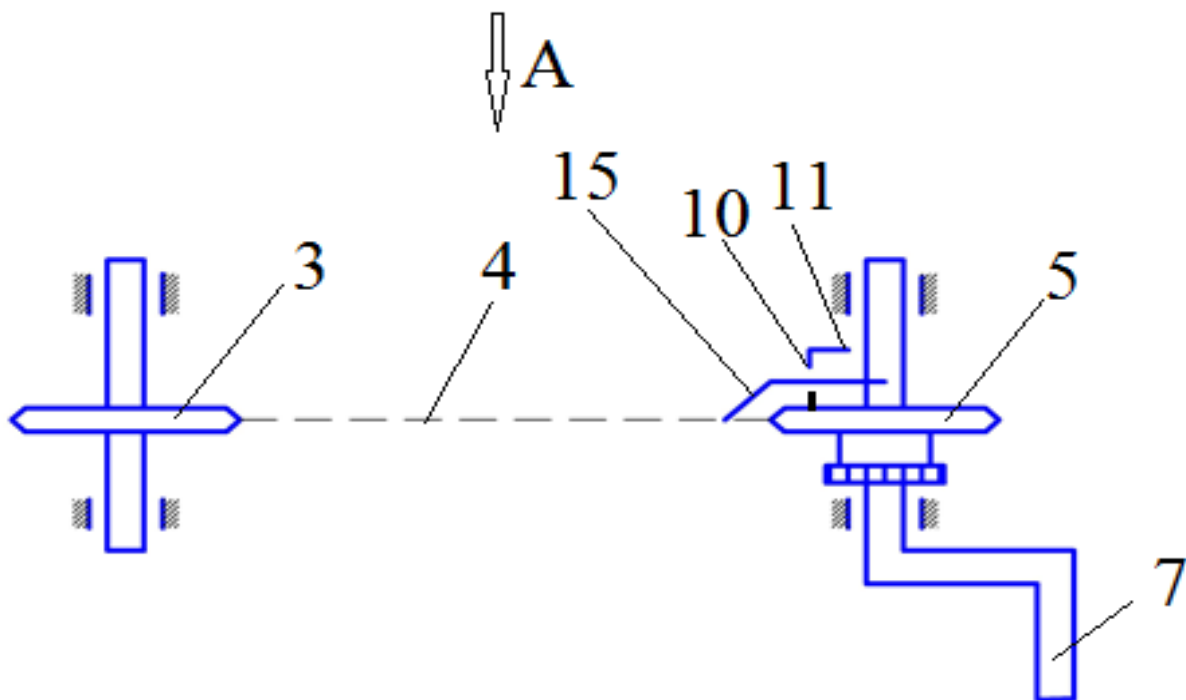
Описание лабораторной установки

На рисунке 11.10 схематично изображен учебный прибор для демонстрации изменения скорости движения цепи в пластинчатых транспортерах (вид сбоку – рисунок 11.10, а; вид сверху – рисунок 11.10, б).

Учебный прибор для демонстрации изменения поступательной скорости движения цепи в цепных транспортерах состоит из рамы 1, на которой установлена опора 2 ведомой звездочки 3 с четырьмя зубьями, соединенной цепью 4 с ведущей звездочкой 5, имеющей также четыре зуба, установленной на опоре 6 и приводимой во вращение рукояткой 7. Для фиксации угла поворота ведущей звездочки 5 к ее торцу прикреплена звездочка 8 храпового останова, а его собачка 9 закреплена на опоре 6 ведущей звездочки 5, кроме того посередине зуба на диаметре делительной окружности ведущей звездочки 5 по касательной к делительной окружности на кронштейне 10 закреплена стрелка 11 со шкалой, указывающая направление окружной скорости ведущей звездочки 5. На острие стрелки 11 на оси 12 с возможностью поворота установлен двухсторонний отвес, у которого верхний участок 13 выполнен из тонкой стальной проволоки, а нижний 14 – из тонкой стальной пластины, имеющей значительно больший вес, чем тонкая стальная проволока, что обеспечивает строго вертикальное положение двухстороннего отвеса, а к звену цепи 4, подходящему к зубу ведущей звездочки 5, прикреплена линейка 15 со шкалой. Направление линейки 15 совпадает с направлением движения цепи 4.



a



б

1 – рама; 2 – опора; 3 – ведомая звездочка; 4 – цепь; 5 – ведущая звездочка; 6 – опора; 7 – рукоятка; 8 – звездочка храпового останова; 9 – собачка; 10 – кронштейн; 11 – стрелка; 12 – ось; 13 – верхний участок отвеса; 14 – нижний участок отвеса; 15 – линейка

Рисунок 11.10 – Учебный прибор для демонстрации изменения поступательной скорости движения цепи в цепных транспортерах

Порядок проведения лабораторной работы

Учебный прибор для демонстрации изменения поступательной скорости движения цепи в пределах центрального угла $\alpha = 90^\circ$ в цепных транспортерах работает следующим образом:

1 Предварительно замеряют расстояние между осями звездочек L_1 , шаг цепи $t_{ц}$, массу 1 м цепи q_0 , данные вносят в таблицу 11.1.

Таблица 11.1 – Замеряемые значения

Наименование	Параметры	Значения
Расстояние между осями звездочек, мм	L	
Шаг цепи, мм	$t_{ц}$	
Длина стрелки l_1 , мм	l	
Масса 1 м цепи, кг	q_0	

2 По заданной преподавателем окружной скорости ведущей звездочки V_0 определяют масштаб шкалы стрелки l_1 по формуле

$$\mu = V_0 / l,$$

где l – длина шкалы стрелки l_1 .

3 Определяют диаметр звездочки

$$D = \frac{t_{ц}}{\sin \frac{180}{z}},$$

где z – число зубьев звездочки.

4 С помощью рукоятки 7 устанавливают ведущую звездочку 5 в положение, соответствующее входу зуба ведущей звездочки 5 в зацепление с цепью 4. В этот момент с помощью нижнего 14 участка двухстороннего отвеса по шкале линейки 15 фиксируют горизонтальную проекцию l_1 стрелки l_1 . Последовательно поворачивая рукояткой 7 ведущую звездочку на определенный угол $\varphi = 15^\circ$, фиксируют горизонтальные проекции l_2, l_3 и т. д. стрелки l_1 . Когда зуб ведущей звездочки 5 займет вертикальное положение, поступательная скорость $V_{ц}$ цепи 4 будет равна окружной скорости V_0 ведущей звездочки 5, а стрелка l_1 займет горизонтальное положение. При дальнейшем последовательном повороте ведущей звездочки 5 горизонтальная проекция стрелки l_1 будет фиксироваться верхним 13 участком двухстороннего отвеса. Полученные значения вносятся в таблицу 11.2.

Таблица 11.2 – Расчетные данные

Величина угла φ , град	-45	-30	-15	0	15	30	45
Длины горизонтальных проекций стрелки l_1 , мм							
Скорость цепи $V_{ц}$, м/с							
Ускорение цепи $a_{ц}$, м ² /с							

5 Для определения поступательной скорости $V_{ц}$ цепи 4 горизонтальные проекции l_1, l_2, l_3 и т. д. стрелки l_1 умножают на масштаб μ и данные вносят в таблицу 11.2.

6 Определяют ускорение цепи по формуле

$$\alpha_{ц} = -\frac{2V_o^2}{D} \sin \varphi .$$

Полученные данные вносят в таблицу 11.2.

7 Строят зависимость изменения поступательной скорости V_1 цепи и ускорение $\alpha_{ц}$ от угла поворота φ ведущей звездочки 5.

Таким образом, учебный прибор позволяет демонстрировать изменение поступательной скорости движения цепи в цепных транспортерах в зависимости от угла поворота ведущей звездочки 5.

Контрольные вопросы

- 1 Почему в цепи возникают динамические нагрузки?
- 2 Как определяется окружная скорость звездочки?
- 3 Как определяется диаметр звездочки?
- 4 Как определяется скорость цепи при огибании ею звездочки?
- 5 Как определяется ускорение цепи?

Практическое занятие № 11

Расчет пластинчатого конвейера

Определение ширины настила

Расчет пластинчатого конвейера начинают с определения ширины настила B .

С учетом формулы производительности Π_m , ширина настила без бортов $B_{п}$ определяется по формуле, м,

$$B_{п} = \sqrt{\frac{\Pi_m}{648k_{\beta}v\gamma \operatorname{tg} \varphi}}, \quad (11.1)$$

где Π_m – производительность, т/ч;

v – скорость движения настила, м/с (таблица 11.2);

γ – насыпная плотность груза, т/м³.

k_{β} – коэффициент, учитывающий наклон транспортера (таблица 11.1).

Таблица 11.1 – Значения коэффициента k_{β}

Угол наклона конвейера, град	Тип настила	
	без бортов	с бортами
До 10	1,0	1,0
10 – 20	0,9	0,95
Более 20	0,85	0,9

Ширину настила согласуют со стандартными значениями (таблица 11.2).

Таблица 11.2 – Рекомендуемая скорость движения полотна пластинчатых конвейеров

Ширина настила, мм	Скорость движения полотна, м/с
400; 500	0,125 – 0,4
650; 800	0,125 – 0,5
1000; 1200	0,2 – 0,63
1400; 1600	0,25 – 0,63

При несовпадении значений уточняют скорость движения настила по формуле

$$V_y = V \frac{B_{\text{п}}^2}{B_{\text{пст}}^2},$$

где $B_{\text{п}}$ – расчетная ширина настила;
 $B_{\text{пст}}$ – стандартная ширина настила.

Ширина настила с бортами (расстояние между бортами) (м) при транспортировании насыпных грузов

$$B = \sqrt{\frac{Q}{900v\gamma k_{\beta} \text{tg}(0,4\varphi)} + \left(\frac{2h\psi}{k_{\beta} \text{tg}(0,4\varphi)}\right)^2} - \frac{2h\psi}{k_{\beta} \text{tg}(0,4\varphi)}, \quad (11.2)$$

где h – высота борта (таблица 11.3, с учетом данных таблицы 11.4), м;
 ψ – коэффициент, характеризующий степень использования высоты борта ($\psi = 0,65-0,8$);
 φ – угол естественного откоса груза в состоянии покоя (таблица 11.5).

Таблица 11.3 – Рекомендуемая высота бортов при транспортировании кусковых грузов

Наибольший размер типичного куска груза, мм	Наименьшая высота бортов, мм
160	100
200	125
250	160
350	200
450	250
550	320

Таблица 11.4 – Рекомендуемая высота бортов пластинчатого конвейера

При номинальной ширине настила, мм							
400	500	650	800	1000	1200	1400	1600
100	100	100	100	100	100	100	100
125	125	125	125	125	125	125	125
160	160	160	160	160	160	160	160
200	200	200	200	200	200	200	200
	250	250	250	250	250	250	250
		320	320	320	320	320	320

Пр и м е ч а н и е – Предпочтительны размеры, помещенные между линиями.

Таблица 11.5 – Угол естественного откоса груза

Материал	Угол естественного откоса, град		Материал	Угол естественного откоса, град	
	покой $\varphi_{\text{п}}$	движение $\varphi_{\text{д}}$		покой $\varphi_{\text{п}}$	движение $\varphi_{\text{д}}$
Антрацит	45	27	Рожь, пшеница	35	25
Гравий	45	30	Свекла	30–45	15
Зола	50	40	Картофель	25–35	15
Земля, песок	45	30	Овес	35	28
Кукуруза (зерно)	35	28	Соль каменная	50	35
Мука	55	45	Торф фрезерный	45	35

Определение погонных нагрузок

Погонные нагрузки:
от веса груза, Н/м,

$$q_{гр} = \frac{\Pi_m}{0,36V_y}, \quad (11.3)$$

где Π_m – производительность, т/ч;
 V_y – скорость цепи, м/с;

от веса цепей с настилом, Н/м,

$$q_0 = 600B + A, \quad (11.4)$$

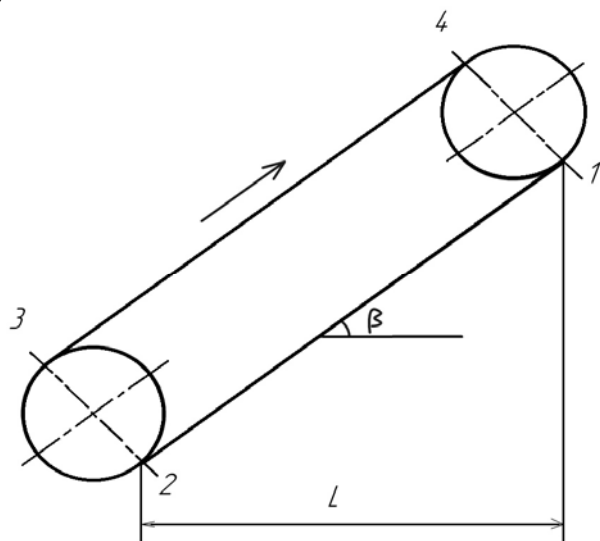
где B – ширина настила, м;
 A – параметр (таблица 11.6).

Таблица 11.6 – Значения параметра A

Характеристика груза по плотности (γ , т/м ³)	Ширина настила без бортов, м			Ширина настила с бортами, м		
	0,4; 0,5	0,65; 0,8	1,0 и более	0,4; 0,5	0,65; 0,8	1,0 и более
Легкий, $\gamma p < 1$	350	450	600	400	500	700
Средний, $\gamma p = 1-2$	500	600	900	600	700	1000
Тяжелый, $\gamma > 2$	700	1000	1300	800	1100	1500

Определение точки с минимальным натяжением цепи

Для определения точки, в которой будет минимальное натяжение цепи, необходимо определить сопротивление передвижению холостой ветви на наклонном участке W_{1-2} (рисунок 11.1).



1 – точка сбегания цепи с приводной звездочки; 2 – точка набегания цепи на натяжную звездочку; 3 – точка сбегания цепи с натяжной звездочки; 4 – точка набегания цепи на приводную звездочку

Рисунок 11.1 – Расчетная схема транспортера

$$W_{1-2} = W^{\Gamma}_{1-2} - W^{\text{B}}_{1-2} = q_0 L \omega - q_0 L \operatorname{tg} \beta, \quad (11.5)$$

где ω – коэффициент сопротивления движению (таблица 11.7).

Таблица 11.7 – Значения коэффициента сопротивления движению для пластинчатых конвейеров

Тип цепи конвейера по ГОСТ 588-81	Обозначение цепи	Диаметр валика цепи, мм	Условия работы конвейера**		
			хорошие	средние	тяжелые
Втулочная	1		0,2 – 0,25*	0,3 – 0,35*	0,4 – 0,45*
Роликовая	2		0,2 – 0,25*	0,3 – 0,35*	0,4 – 0,45*
Катковая с гладкими катками	3	до 20	0,07	0,09	0,11
		более 20	0,06	0,08	0,10
Катковая с ребрами на катках	4	до 20	0,08	0,10	0,13
		более 20	0,07	0,09	0,12

* Большие значения принимаются при путях с центрирующими устройствами, предохраняющими цепь от сдвига.
 ** При работе в зимних условиях в неотапливаемом помещении или на открытом воздухе приведенные значения увеличиваются в 1,5 раза.

Минимальное натяжение цепи F_{\min} будет в точке 1: $F_{\min} = F_1$, если $W_{1-2} \geq 0$.

Минимальное натяжение цепи F_{\min} будет в точке 2: $F_{\min} = F_2$, если $W_{1-2} \leq 0$.

F_{\min} принимают равным 1000–3000 Н.

Сопротивление передвиганию грузовой ветви транспортера

$$W_{3-4} = W^{\Gamma}_{3-4} + W^{\text{B}}_{3-4} = (q_{\text{гр}} + q_0) L \omega + (q_{\text{гр}} + q_0) L \operatorname{tg} \beta. \quad (11.6)$$

Сопротивление на звездочках

$$F_3 = K_{\alpha} F_2,$$

где $K_{\alpha} = 1,1$ – коэффициент сопротивления при огибании звездочки.

Тяговая сила

Тяговая сила конвейера, Н,

$$F_0 = F_4 - F_1 + 0,05(F_4 + F_1). \quad (11.7)$$

Мощность на приводном валу конвейера, кВт,

$$P_o = \frac{F_0 V_y}{10^3 \eta_{\text{пв}}}, \quad (11.8)$$

где $\eta_{\text{пв}}$ – КПД приводного вала; $\eta_{\text{пв}} = 0,94 - 0,96$.

Максимальное статическое натяжение тягового органа

$$F_{\max} = 1,05 F_4. \quad (11.9)$$

Динамическая нагрузка на цепи

$$F_{\text{дин}} \approx \frac{60v^2 L}{z^2 t} (q_{\text{гр}} + k_1 q_o), \quad (11.10)$$

где L – длина конвейера, м;

z – число зубьев ведущей звездочки тяговой цепи ($z = 5 - 9$);

t – шаг тяговой цепи, м (таблица 11.9);

k_1 – коэффициент приведения массы (учитывающий, что не все элементы конвейера движутся с максимальным ускорением, а также влияние упругости цепи) (таблица 11.8).

Таблица 11.8 – Значения коэффициента k_1

Длина конвейера, м	k_1
Менее 25	2
24–60	1,5
Более 60	1

Таблица 11.9 – Рекомендуемый шаг цепей пластинчатых конвейеров

Ширина настила, мм	Шаг цепи, мм
400	250
500	320
650	400
800	400
1000	500
1200	500
1400	630
1600	630

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

$$F_{\text{расч}} = F_{\text{max}} + F_{\text{дин}}. \quad (11.11)$$

Если тяговый орган двухцепной, расчетное натяжение одной цепи

$$F_{\text{расч}}^{\text{II}} = 0,6F_{\text{расч}}. \quad (11.12)$$

Для одноцепного тягового органа $F_{\text{расч}}^{\text{II}} = F_{\text{расч}}$.

Разрушающая нагрузка цепи

$$F_{\text{разр}} \geq kF_{\text{расч}}^{\text{II}}, \quad (11.13)$$

где k – коэффициент запаса прочности цепи: для горизонтальных конвейеров $k = 6 - 8$, с наклонными участками – $k = 8 - 10$.

Практическое занятие № 12

Расчет ковшовых элеваторов

В основу расчета положена формула производительности

$$\Pi_{\text{м}} = 3,6 v \gamma \frac{i_0}{t_{\text{к}}} \psi, \quad (12.1)$$

где v – скорость тягового органа, м/с;
 i_0 – емкость ковша, л;
 t_k – шаг расстановки ковшей, м;
 γ – насыпная плотность груза, т/м³;
 ψ – коэффициент заполнения ковша.

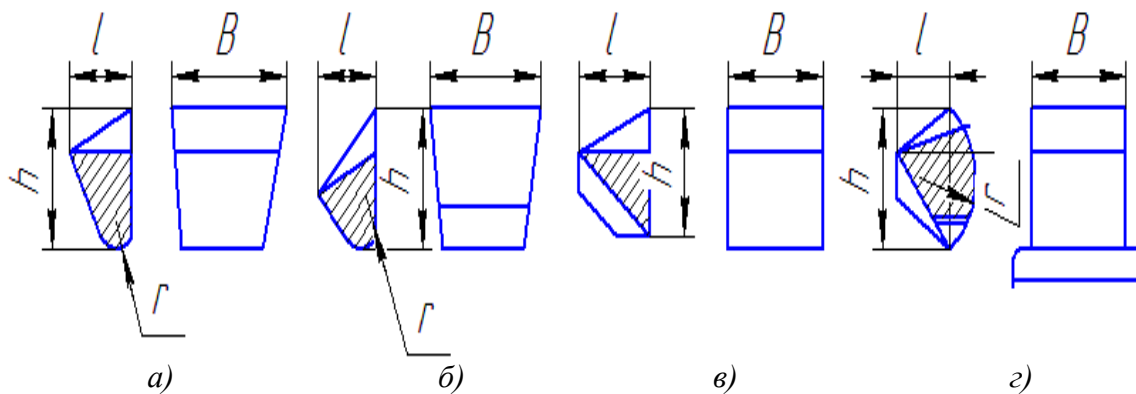
Исходя из данной формулы, погонная вместимость ковша равна:

$$i_{\Pi} = \frac{i_0}{t_k} = \frac{\Pi_M}{3,6v\gamma\psi}. \quad (12.2)$$

Скорость тягового органа v , насыпная плотность груза γ , коэффициент заполнения ковша и тип ковша выбираются по таблице 12.1.

Размеры ковшей приведены в таблице 12.2.

Типы ковшей приведены на рисунке 12.1.



а – глубокий; б – мелкий; в – остроугольный; з – скругленный

Рисунок 12.1 – Типы ковшей

При отклонении расчетного и табличного значений погонных вместимостей ковшей уточняют скорость движения тягового органа:

$$v = \frac{\Pi_M}{3,6i_{\Pi}\gamma\psi}, \quad (12.3)$$

где i_0 – табличное значение погонной вместимости ковша.

Погонные нагрузки:
от веса груза

$$q_{\Gamma} = \frac{\Pi_M}{0,36v}; \quad (12.4)$$

от веса тягового органа и ковшей

$$q_0 = K\Pi_M, \quad (12.5)$$

где K – коэффициент, значения которого принимают в зависимости от используемого тягового органа:

$K = 0,4 - 0,6$ – если в качестве тягового органа принята лента;

$K = 0,6 - 1,0$ – если в качестве тягового органа принята 1 цепь;

$K = 0,8 - 1,2$ – если в качестве тягового органа приняты две цепи. Их принимают при ширине ковша $B \geq 320$ мм.

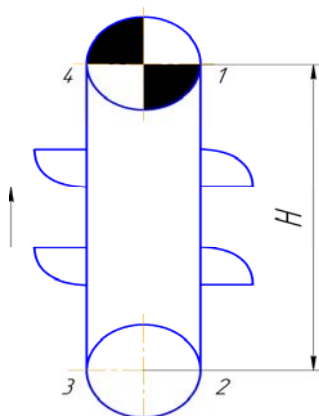
Таблица 12.1 – Рекомендации по выбору типа элеватора, типа и скорости движения ковшей

Характеристика насыпных грузов	Примеры характерных грузов	Рекомендуемый тип элеватора	Тип ковша	Средний коэффициент заполнения ковша	Скорость, м/с		Плотность груза, т/м ³
					ленты	цепи	
1	2	3	4	5	6	7	8
Пылевидные сухие	Цемент, мука фосфорная	Быстроходный, с центробежной разгрузкой	Г	0,8	1,25–2,0	-	1,0-1,3
	Пищевые продукты, помола зерна (мука, комбикорма)	Быстроходный, с центробежно-самотечной разгрузкой	М	0,85	1–1,4	-	0,45-0,6
Пылевидные и зернистые влажные, плохосыпучие	Земля, песок, мел в порошке, химикаты	Быстроходный, с центробежной разгрузкой	М	0,6	1–2	0,8–2,0	1,2
Зернистые и мелкокустовые, малоабразивные	Древесные опилки, щепа, сухая глина в комках; торф фрезерный, зерно	Быстроходный, с центробежной разгрузкой	Г	0,8	1,25–2,0	1,0–1,6	0,16-0,32
	Сода	Тихоходный, со свободной самотечной разгрузкой	Г	0,8 (боковое крепление цепей)	-	0,4–1,0	0,4-1,0
Зернистые и мелкокустовые, абразивные	Гравий, руда, шлаки	Тихоходный, с самотечной направленной разгрузкой	О; С	0,8	0,4–0,8	0,4–0,63	1,6-1,9
	Песок, зола, земля, порода	Быстроходный, с центробежной разгрузкой	Г	0,8	1–2	-	1,4-1,6
Средне- и крупнокустовые ($\alpha > 60$ мм), малоабразивные	Каменный уголь	Тихоходный, с самотечной направленной разгрузкой	О; С	0,6–0,8	-	0,4–0,63	0,65-0,8
	Кусковой торф	Быстроходный, с центробежной разгрузкой	Г	0,6–0,7	-	0,8–1,6	0,35-0,5

Таблица 12.2 – Типы, обозначение и основные размеры ковшей элеватора (ГОСТ 2036-77)

Тип ковшей	Обозначение ковшей	Внутренние размеры ковшей, мм				Вместимость ковша на линии x-x, л ($\pm 2\%$)
		<i>B</i>	<i>t</i>	<i>h</i>	<i>r</i>	
1	2	3	4	5	6	7
Глубокие	Г	100	75	80	25	0,2
		125	90	95	30	0,4
		160	105	110	35	0,6
		200	125	135	40	1,3
		250	140	150	45	2,0
		320	175	190	55	4,0
		400	195	210	60	6,3
		500	235	255	75	12,0
Мелкие	М	100	50	65	25	0,1
		125	65	85	30	0,2
		160	75	100	35	0,35
		200	95	130	40	0,75
		250	120	160	55	1,4
		320	145	190	70	2,7
		400	170	220	85	4,2
		500	195	250	100	6,8
Остроугольные	О	160	105	155	-	0,65
		200	125	195	-	1,3
		250	140	195	-	2,0
		320	165	245	-	4,0
		400	225	310	-	7,8
Скругленные	С	320	165	235	60	6,4
		400	215	305	80	14,0
		500	270	385	100	28,0
		650	340	485	125	60,0
		800	435	615	160	118,0
		1000	435	615	160	148,0

Тяговый расчет элеватора методом обхода по контуру начинают с точки 1 (рисунок 12.2), в которой будет минимальное натяжение тягового органа.



1 – точка сбегания ленты или цепи с приводного барабана или звездочки; 2 – точка набегания ленты или цепи на натяжной барабан или звездочку; 3 – точка сбегания ленты или цепи с натяжного барабана или звездочки; 4 – точка набегания ленты или цепи на приводной барабан или звездочку

Рисунок 12.2 – Расчетная схема ковшового элеватора

По таблице 12.3 в зависимости от погонной вместимости ковша определяется вместимость ковша и шаг их расстановки.

Таблица 12.3 – Вместимость и рекомендуемый шаг ковшей

Тип ковшей								Шаг ковшей, мм
глубокий		мелкий		остроугольный		скругленный		
$i_{п}^*$	$i_{о}^{**}$	$i_{п}$	$i_{о}$	$i_{п}$	$i_{о}$	$i_{п}$	$i_{о}$	
-	-	-	-	4,06	0,65	-	-	160
1	0,2	0,5	0,1	6,5	1,3	-	-	200
-	-	-	-	10	2	-	-	200
-	-	-	-	16	4	25,6	6,4	250
1,3	0,4	0,66	0,2	24,4	7,8	43,7	14	320
2	0,6	1,17	0,35	-	-	-	-	320
3,24	1,3	1,87	0,75	40	16	70	28	400
5	2	3,5	1,4	-	-	-	-	400
8	4	5,4	2,7	-	-	120	60	500
12,6	6,3	8,4	4,2	-	-	-	-	500
19	12	-	-	-	-	187	118	630
-	-	-	-	-	-	235	148	630

* Погонная вместимость ковшей, л/м.
** Вместимость ковша, л.

Если тяговый орган лента, то

$$F_1 = F_{\min}. \quad (12.6)$$

Если тяговый орган цепь, то

$$F_1 \geq 500 \text{ Н}. \quad (12.7)$$

Натяжение в точке 2 равно:

$$F_2 = K_{\alpha} F_1 + F_{\text{зач}}, \quad (12.8)$$

где $K = 1,05-1,07$ – коэффициент увеличения натяжения тягового органа от сопротивления на поворотном участке;

$F_{\text{зач}}$ – сопротивление зачерпыванию груза, Н.

$$F_{\text{зач}} = q_{\Gamma} \cdot K_{\text{зач}}, \quad (12.9)$$

где $K_{\text{зач}}$ – коэффициент зачерпывания (таблица 12.4).

Натяжение в точке 3

$$F_3 = F_2 + (q_{\Gamma} + q_{\circ})H, \quad (12.10)$$

где H – высота подъема груза, м.

Таблица 12.4 – Ориентировочное значение коэффициента $K_{зач}$

Вид груза	Тип конвейера									
	ленточный и одноцепной					двухцепной				
	при скорости движения ковшей, м/с									
	0,5	0,75	1,0	1,25	1,6	0,5	0,75	1,0	1,25	1,6
Пылевидный, порошкообразный, зернистый, мелкозернистый	1,5	2	2	2,5	3	1	1,2	1,3	1,5	2
Средне- и крупнокусковой	2,5	3	3	4	5	1,5	1,7	1,7	2,5	3

Натяжение в точке 4

$$F_4 = F_1 + q_0 H. \quad (12.11)$$

Для ленточного элеватора во избежание скольжения ленты по барабану необходимо, чтобы

$$F_3 \leq F_4 e^{f\alpha}, \quad (12.12)$$

где $e^{f\alpha} - e = 2,71$;

f – коэффициент трения между лентой и шкивом;

α – угол обхвата лентой шкива.

Решив систему

$$\begin{cases} F_3 = K_a F_1 + F_{зач} + (q_\Gamma + q_0) H, \\ F_3 = (F_1 + q_0 H) e^{f\alpha}, \end{cases}$$

определяют F_1 и численные значения сил натяжения тягового органа во всех точках. Расчеты привода, натяжного устройства и проверка тягового органа проводятся так же, как для ленточного и цепного транспортов.

Практическое занятие № 13

Техническое освидетельствование грузоподъемных кранов

Порядок технического освидетельствования

Краны, вводимые в эксплуатацию и находящиеся в работе, должны периодически подвергаться техническому освидетельствованию. Освидетельствование проводится с целью установить, что грузоподъемная машина и ее установка соответствуют Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов и паспортным данным машины, а машина находится в исправном состоянии, обеспечивающем ее безопасную работу.

Различают полное, частичное и внеочередное полное техническое освидетельствование.

Полному техническому освидетельствованию грузоподъемные машины должны подвергаться перед вводом в работу и периодически, не реже одного раза в 3 года. Редко используемые краны, которые поднимают или опускают груз не чаще 1 раза в месяц или краны, обслуживающие машинные залы насосных станций, используемые только при ре-

монте оборудования, должны подвергаться полному периодическому техническому освидетельствованию не реже одного раза в 5 лет.

Частичное техническое освидетельствование проводится не реже одного раза в 12 месяцев.

Внеочередное полное техническое освидетельствование крана должно проводиться в следующих случаях: после монтажа крана на новом месте (кроме стреловых самоходных и быстромонтируемых с помощью собственных механизмов башенных кранов); после реконструкции крана или его капитального ремонта с заменой стрелы, лебедки или крюка; после ремонта металлоконструкций крана с применением сварки.

При полном техническом освидетельствовании кран должен подвергаться осмотру; статическим испытаниям и динамическим испытаниям. При частичном освидетельствовании статические и динамические испытания крана не проводятся.

Осмотр кранов

Осмотру подвергаются: металлоконструкции крана; крановые пути кранов (крановые пути) и пути грузовых тележек (рельсовые пути); механизмы; канаты; грузозахватные устройства; канатно-блочная система; другие узлы механизмов крана.

Кроме перечисленных, подвергаются осмотру электрооборудование, приборы и устройства безопасности, аппараты управления.

Обследование металлоконструкций

К металлоконструкциям относят элементы крана, передающие нагрузку от поднимаемого груза на другие узлы крана или его основание. У мостовых кранов, например, это главные и концевые балки.

Обследование металлических конструкций должно включать следующие этапы:

внешний осмотр несущих элементов металлических конструкций;

проверку элементов металлических конструкций одним (или несколькими) из видов неразрушающего контроля;

оценку степени коррозии элементов металлических конструкций;

проверку качества соединений элементов металлических конструкций (сварных, болтовых, шарнирных и др.);

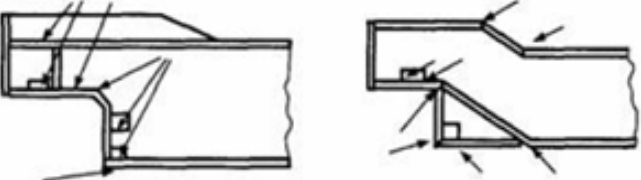
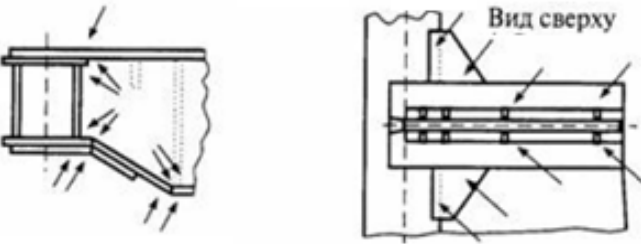
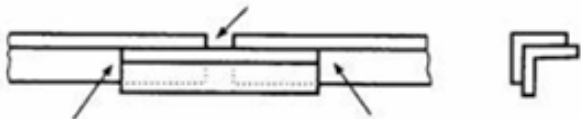
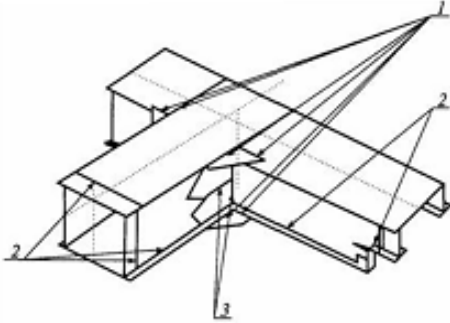
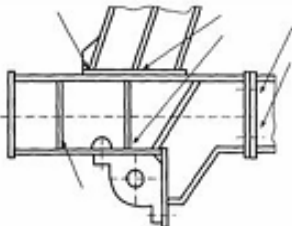
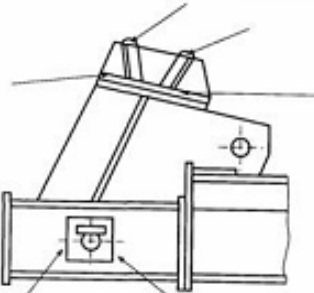
измерение остаточных деформаций балок, ферм и отдельных поврежденных элементов и сравнение их с допустимыми значениями.

Внешнему осмотру подвергают следующие места возможного появления повреждений: участки резкого изменения сечений; места, где при работе возникают значительные напряжения, коррозия или износ; места возможного скопления влаги; места, подвергшиеся повреждениям или ударам во время эксплуатации крана. Примеры мест металлоконструкций, которые должны обязательно подвергаться внешнему осмотру, указаны в таблице 13.1.

Внешний осмотр следует проводить с применением простейших оптических средств (лупы) и переносных источников света. Для визуальной диагностики труднодоступных участков может применяться телевизионное досмотровое устройство ТДК-1.

При осмотре обращают особое внимание на наличие следующих дефектов: трещины и расслоения в основном металле, сварных швах и околошовной зоне, косвенными признаками наличия которых являются шелушение и растрескивание краски, местная коррозия, подтеки ржавчины; повреждения конструкции (вмятины, изгибы, разрывы и т. п.); очаги коррозии; ослабление болтовых и заклепочных соединений; люфты шарниров.

Таблица 13.1 – Места возникновения дефектов в металлоконструкциях кранов мостового типа

Место вероятного расположения дефекта, вид дефекта	Места, подвергаемые внешнему осмотру при проведении обследования металлоконструкции (показаны стрелками)
Места крепления буксовых узлов концевых балок мостовых кранов, трещины в сварных швах и основном металле	
Узел примыкания главной балки к концевой мостовых кранов, трещины в сварных швах и основном металле	
Зона соединения элементов пояса фермы, трещины в сварных швах и основном металле	
Места соединения пролетных и концевых балок: 1 - места приварки косынок; 2 - стыковые, угловые швы пролетных и концевых балок; 3 - швы приварки компенсаторов	
Узел крепления опоры к ходовой тележке козлового крана(кран КДКК-10)	
Узел крепления опоры к ходовой тележке козлового крана(кран ККС-10)	

При обнаружении трещин и расслоения металла с целью определения фактических границ их распространения подозрительные места рекомендуется подвергать проверке одним из видов неразрушающего контроля (таблица 13.2).

Таблица 13.2 – Рекомендуемые методы неразрушающего контроля

Наименование элемента	Цель выполнения неразрушающего контроля	Рекомендуемый способ дефектоскопии	Минимальный объем контроля
Листовые балочные конструкции (пояса, стенки), при выявлении расслоения на доступных для осмотра гранях (например, на торцах свесов)	Определение площади расслоенного металла	Ультразвуковая толщинометрия	Не менее чем в 3 точках, отстоящих от зоны расслоения на 100 мм
Надбуксовые части концевых балок мостовых кранов	Выявление трещин в основном металле и сварных швах	Ультразвуковая или цветная дефектоскопия	Согласно таблице 13.1
Места соединения главных и концевых балок мостовых кранов	Выявление трещин в основном металле и сварных швах	Ультразвуковая или цветная дефектоскопия	Согласно таблице 13.1
Места соединения опор с пролетным строением козловых кранов и опор с ходовыми тележками	Выявление трещин в основном металле и сварных швах	Ультразвуковая или цветная дефектоскопия	Согласно таблице 13.1

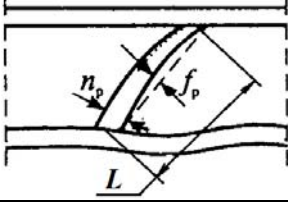
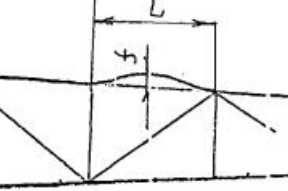
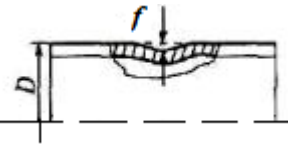
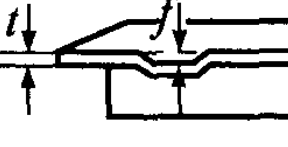
При ультразвуковой дефектоскопии трещин используют дефектоскоп-толщиномер УДС2-РДМ-34Т и ультразвуковой дефектоскоп УД2-12 по ГОСТ 23049-84. При ультразвуковом измерении площади расслоения металла применяют ультразвуковой толщиномер УТ-93П по ГОСТ 25863-83.

Цветная дефектоскопия позволяет использовать капиллярные методы обнаружения трещин с помощью цветоконтрастных индикаторных жидкостей-пенетрантов, содержащих красители, видимые при дневном свете. Сущность капиллярной дефектоскопии заключается в следующем. На очищенную, обеззараженную и высушенную поверхность контролируемого участка изделия наносится слой пенетранта (керосин, уайт-спирит) и выдерживается. После поверхность очищается от остатков жидкости и на нее наносится слой проявляющего состава (каолин, коллодий). Проявляющий состав вытягивает из трещин пенетрант и образуются хорошо видимые индикаторные следы, повторяющие конфигурацию трещины.

При обнаружении трещин и расслоения материала дальнейшая эксплуатация крана не допускается.

При обнаружении местных механических повреждений металлических конструкций (вмятин, изгибов) замеряются их размеры (стрелу местного прогиба или глубину вмятины). Выясняют вид напряженного состояния поврежденного элемента в металлоконструкции – работает он на сжатие или растяжение. Определяют роль поврежденного элемента в металлоконструкции – является он теоретически нагруженным или нагрузки не передает и служит поддерживающим элементом. Затем размеры повреждения сравнивают с предельными размерами подобного дефекта, приведенного в таблице 13.3. Если значения остаточной местной деформации не превышают нижней граничной величины – эксплуатация крана возможна до следующего освидетельствования.

Таблица 13.3 – Предельные значения местных повреждений

Элемент, характер деформации и параметр	Схема	Напряженное состояние		
		сжатие	растяжение	не нагружен
Стержень фермы, прогиб f_p		$f_{п}/L = 0,005$ и $\leq 0,25n_p$	$f_{п}/L = 0,01$ и $\leq 0,5n_p$	$f_{п}/L = 0,02$ и $\leq 0,75n_p$
Пояс фермы, отклонение от прямолинейности		$f/L = 0,0015$	$f/L = 0,0015$	-
Труба, вмятины f		$f/D = 15$	$f/D = 10$	$f/D = 7,5$
Уголок, швеллер, двутавр; вмятины f		$5t$	$6t$	$7,5t$

Металлические конструкции кранов, работающие на открытом воздухе, в неотапливаемых и сырых помещениях, подвергаются воздействию коррозии. В результате прочность металлоконструкций уменьшается.

Возможными местами появления коррозии являются: замкнутые пространства (коробки) ходовых рам, концевых балок, пояса и стойки порталов; зазоры и щели, образующиеся вследствие неплотного прилегания элементов; сварные соединения, выполненные прерывистым швом.

В таблице 13.4 показаны фрагменты узлов, которые могут подвергаться воздействию коррозии и должны проверяться при осмотре.

Для измерения степени коррозии применяют ультразвуковой толщиномер УТ-93П. При визуальном обследовании наличия коррозии в труднодоступных местах применяют телевизионное досмотровое устройство ТДК-1.

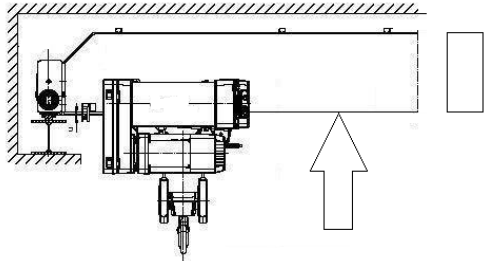
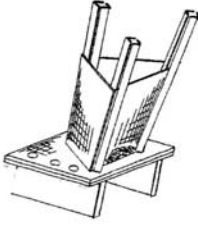
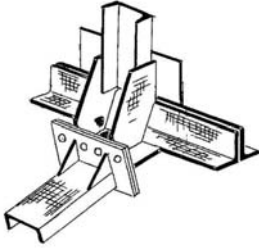
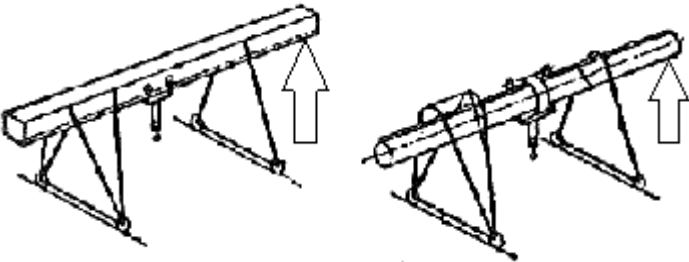
Количество точек замеров выбирают таким образом, чтобы определить реальные границы участков конструкции, поврежденных коррозией.

Уменьшение площади сечения элемента вследствие коррозии допускается не более 10 % по отношению к номинальной величине площади сечения, указанной в стандартах на прокат соответствующего профиля или в документации крана.

При уменьшении площади контролируемого сечения в результате коррозии более 10 % кран к эксплуатации не допускается и прочность элементов металлоконструкции должна быть проверена расчетом. В случае уменьшения площади сечения элемента на 15 % и более в расчете следует дополнительно учитывать фактические изменения моментов инерции и сопротивления сечения.

Металлоконструкции содержат болтовые и заклепочные соединения, соединительные элементы – оси и пальцы.

Таблица 13.4 – Места металлоконструкций кранов для осмотра на коррозионную стойкость

Места вероятного расположения дефектов	Схема осмотра
1 Мостовые краны	
Нижний пояс главной балки коробчатого сечения	
2 Козловые краны	
Узел соединения стоек опор с рамами ходовых тележек	
Узел соединения стоек жестких опор с пролетным строением	
Нижний пояс главной балки коробчатого и трубчатого сечений	
<p>Примечание – Поверхности, подвергающиеся коррозии, выделены штриховкой или указаны стрелками.</p>	

У всех болтовых соединений при визуальном контроле следует установить соответствие фактического количества болтов в соединении проектному, а также наличие явных дефектов (трещины, смятия, отрывы головки и т. п.).

Болтовые соединения, наиболее подвергнутые коррозии, подвергаются контрольному развинчиванию и проверке на наличие признаков среза и смятия.

При сильной коррозии болтового (заклепочного) соединения или при обнаружении лопнувшего болта (заклепки), не менее 25 % количества оставшихся болтов (заклепок) в данном соединении подвергают ультразвуковой дефектоскопии по РД 10-197-98.

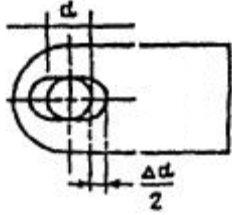
Контроль состояния заклепочных и болтовых соединений следует осуществлять остукиванием молотком. Ослабление заклепки (болта) можно определить по более глухому звуку удара и по характеру отскока молотка. Проверку ослабления заклепки можно выполнять двумя молотками: одним выполняют удар по внешней головке, а другой держат

прижатом к противоположной головке заклепки. Если заклепка ослаблена, то при ударе первым молотком по головке происходит резкий отскок второго молотка.

При контроле соединительных элементов металлической конструкции (осей, пальцев и т. д.) проверяют комплектность и исправность фиксирующих и стопорных элементов, предохраняющих соединение от саморазборки. При контроле шарнирных соединений оценивается также состояние проушин (таблица 13.5).

Все выявленные дефекты должны быть устранены до ввода крана в эксплуатацию.

Таблица 13.5 – Предельные значения износа проушин

Элемент, характер деформации и параметр	Эскиз	Предельная выработка, мм
Проушины под палец с диаметром d , износ, выработка отверстия Δd		$\Delta d = 2$ мм при $d \leq 50$ мм $\Delta d = 3$ мм при $50 < d \leq 100$ мм $\Delta d = 4$ мм при $d > 100$ мм

В процессе эксплуатации кранов их несущие элементы (пролетные балки и фермы) постоянно деформируются в вертикальной плоскости под действием веса поднимаемого груза, собственного веса металлоконструкций и грузовой тележки. Вследствие забегания тележек кранов относительно друг друга несущие элементы испытывают деформации и в горизонтальной плоскости. В результате, в течение эксплуатации металлоконструкции кранов, мосты и консоли приобретают постоянно увеличивающиеся отрицательные остаточные прогибы, изогнутость несущих элементов, скручивание главных балок и изменение размеров поперечного сечения ферменных балок (разность диагоналей коробчатого сечения).

Величину остаточного прогиба определяют путем проведения замеров высотного положения верхнего пояса пролетной балки относительно выбранных опорных линий, принимаемых за линии отсчета.

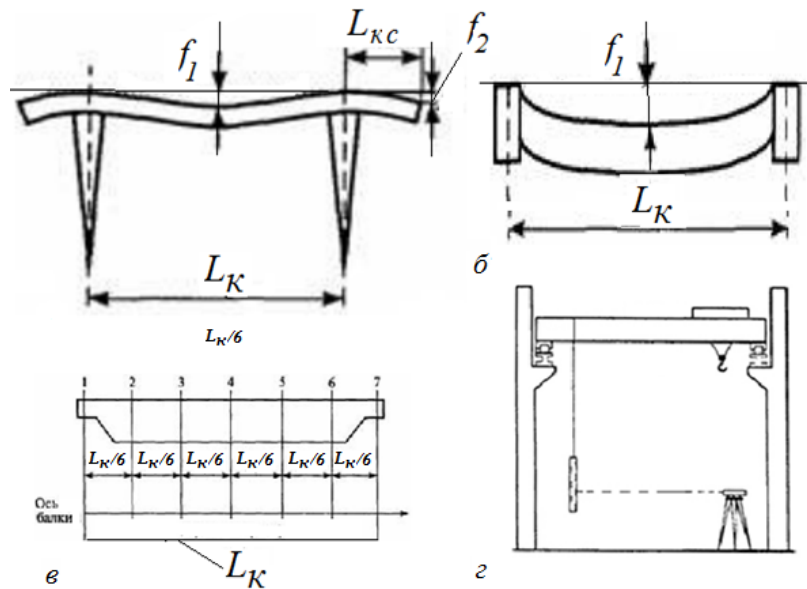
Для определения высотного положения точек применяют геометрическое нивелирование.

При нивелировании (рисунок 13.1) нивелир для обеспечения безопасности работ устанавливается на полу. Измерение высотного положения точек верхнего пояса пролетных балок кранов производят по подвешиваемой в сечениях 1–7 линейке. Грузовая тележка крана при проведении замеров находится у мостового крана в крайнем положении у тупикового упора, у козлового – над опорой, у консольного – у колонны.

По результатам нивелирования определяется максимальные значения остаточного прогиба главных балок и ферм f_1 и остаточного прогиба консолей f_2 .

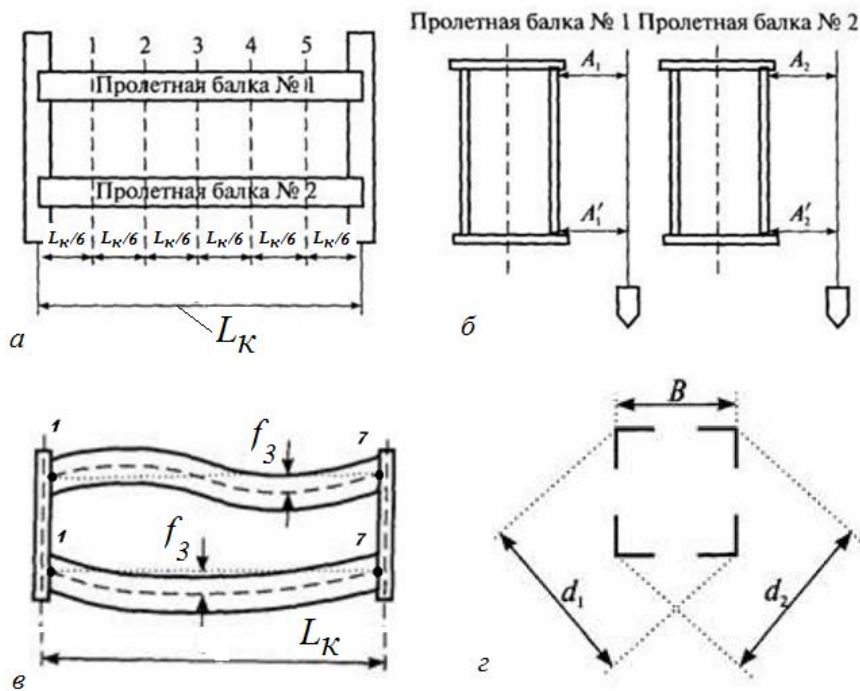
Эксплуатация крана должна быть прекращена, а его металлоконструкция подвергнута реконструкции при $f_1 > 0,0035L_K$ и $f_2 > 0,0035 L_{KC}$, где L_K и L_{KC} -соответственно величина пролета моста и вылета консоли.

При $0,0022L_K < f_1 \leq 0,0035L_K$ и $0,0022L_{KC} < f_2 \leq 0,0035L_{KC}$ эксплуатация крана допускается на срок не более 1 года или до достижения металлоконструкцией прогиба предельной величины, при условии выполнения контрольных замеров f_1 и f_2 не реже 1 раза в 4 месяца. Величина изогнутости главных балок в горизонтальной плоскости определяют путем проведения замеров для каждой балки расстояний точек оси балки относительно прямой линии отсчета, соединяющей первую и последнюю точки оси. Измерения расстояний производят в сечениях 1–7 (рисунок 13.2, а, в). По результатам нивелирования определяются максимальные значения изогнутости главных балок и ферм f_3 .



a, б – предельные прогибы балок козлового и мостового кранов; *в* – схема замеров; *г* – геометрическое нивелирование

Рисунок 13.1 – Проведения замеров высотного положения пролетных балок



a – схема замеров; *б* – измерение скручивания; *в* – предельная изогнутость балок; *г* – измерение перекоса поперечного сечения

Рисунок 13.2 – Определение изогнутости главных балок в плане

При $f_3 \leq 0,002L_K$ эксплуатация крана допускается до следующего освидетельствования.

Скручивание балок и пространственных ферм моста и консоли измеряется в соответствии со схемой измерений, представленной на рисунке 13.2, б. Измерения проводят в пяти сечениях. В каждом сечении измеряют расстояния $A_{1(2)}$ от точки кромки верхнего пояса и расстояния $A'_{1(2)}$ от точки кромки нижнего пояса вертикальной линии отсчета.

Степень скручивания балок оценивается параметром $f_{СК} = |A_{1(2)} - A'_{1(2)}|$.

Эксплуатация однобалочного крана, у которого грузовая тележка или таль перемещается по верхнему поясу главной балки, допускается при $f_{CK} \leq 0,001L_K$.

Измерение перекоса поперечного сечения ферменных балок проводят в пяти сечениях согласно рисунку 13.2, з. Измеряют диагонали поперечного сечения d_1 и d_2 и находят параметр $f_d = |d_1 - d_2|$ для каждого сечения.

Эксплуатация крана допускается, если деформация фермы в стыке фермы $f_d \leq 0,001B$ и деформация фермы вне стыка $f_d \leq 0,004B$.

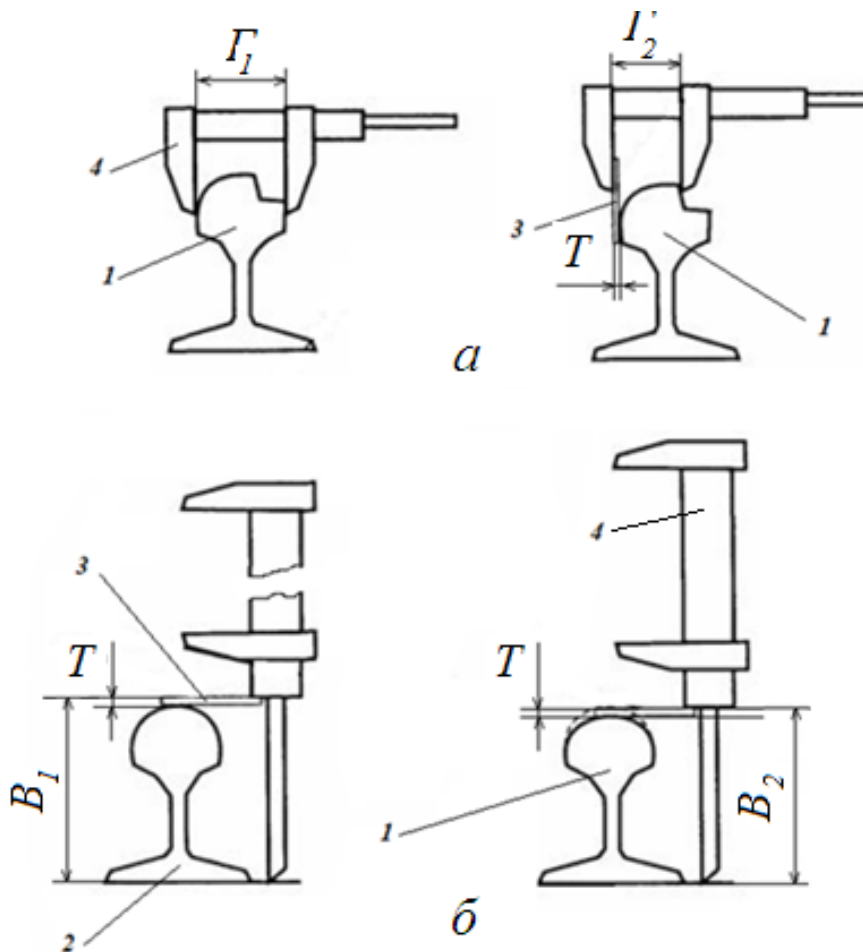
Обследование крановых и рельсовых путей

Для кранов, находящихся в эксплуатации, актуальной является текущая оценка состояния кранового пути крана, подтележечного пути грузовой тележки и монорельсового пути тележки подвесного крана.

В ходе эксплуатации крана пути подвергаются износу. Крановый путь (рельсы) подлежит браковке при наличии следующих дефектов и повреждений: трещин и сколов любых размеров; вертикального и горизонтального износа головки рельса более 15 % от соответствующего размера неизношенного профиля, измеренного у нового рельса или принятого из соответствующего стандарта на рельс.

Схема измерения величин вертикального и горизонтального износа рельсов представлена на рисунке 13.3. Рельс может считаться годным при выполнении следующих условий:

$$\Gamma_1 - \Gamma_2 - T \leq 0,85\Gamma_1 \quad \text{и} \quad B_1 - B_2 \leq 0,85B_1.$$



1 – измеряемый рельс; 2 – новый (неизношенный) рельс; 3 – пластина толщиной T ;
4 – мерительный инструмент

Рисунок 13.3 – Измерение горизонтального (а) и вертикального (б) износа рельсов

Монорельсовый путь подвесных электрических талей и тележек (рисунок 13.4) подлежит браковке при наличии следующих дефектов и повреждений:

наличии трещин и выколов любых размеров; уменьшение ширины пояса рельса в результате износа $\Delta B \geq 0,05B$, где B – первоначальная ширина пояса; уменьшение толщины полки рельса вследствие износа $\Delta \delta \geq 2\delta$ при одновременном изгибе полок $f_1 > 0,1\delta$, где δ – первоначальная толщина полки на расстоянии от края $(B - t)/4$ при толщине стенки t .

Первоначальная толщина полки в измеряемом сечении может быть измерена у нового рельса или определена по стандарту на двутавры, например, ГОСТ 8239-89 или ГОСТ 19425-74.

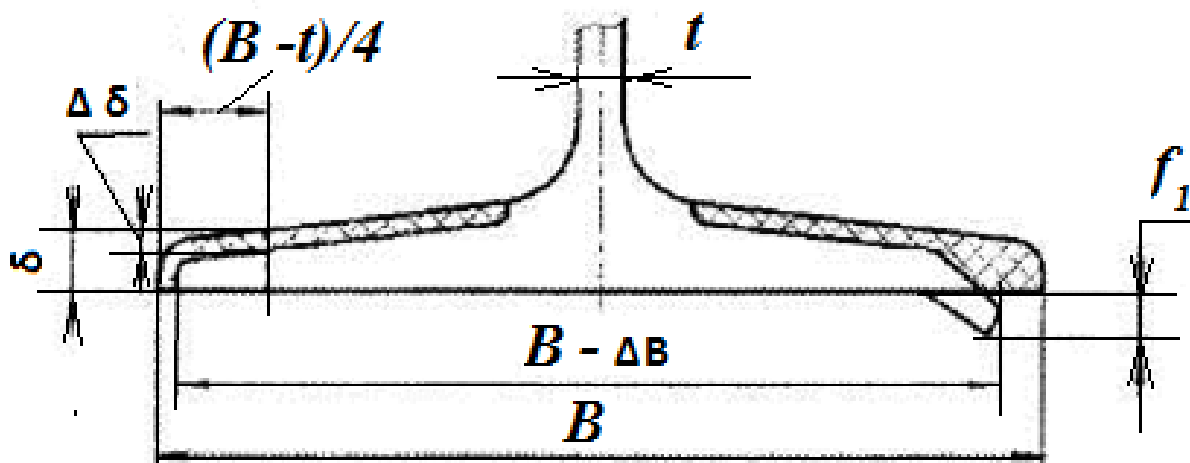


Рисунок 13.4 – Измерение износа рельса монорельсового пути подвесного крана

Для козловых кранов, работающих на открытом воздухе, особое внимание обращается на состояние основания наземного кранового пути.

Не допускается эксплуатация козловых кранов в случаях: в железобетонных шпалах имеются сколы бетона до обнажения арматуры, а также иные сколы бетона на участке длиной более 250 мм; в железобетонных шпалах имеются сплошные опоясывающие или продольные трещины длиной более 100 мм с раскрытием более 0,3 мм; в деревянных полшпалах присутствуют изломы, поперечные трещины глубиной более 50 мм и длиной свыше 200 мм, имеется поверхностная гниль размерами более 20 мм под накладками и более 60 мм на остальных поверхностях.

Обследование канатов

Канаты, работающие с чугунными и стальными блоками, допускаются к дальнейшей эксплуатации, если количество обрывов проволок в них не превышает предельной величины (таблица 13.5). При наличии у каната поверхностного износа или коррозии число обрывов как признак браковки должно быть уменьшено в соответствии с данными таблицы 13.6.

Число обрывов подсчитывается визуально на участке каната L длиной $6d$ или $30d$ в месте каната диаметром d , где обнаружены обрывы (рисунок 13.5). Осмотру подвергается весь канат. Особое внимание при всех видах осмотра следует обращать на следующие участки каната: проходящие через подвижные, неподвижные и уравнильные блоки (особенно на тот отрезок, который попадает на подвижный блок в нагруженном состоянии); у заделки концов каната; в месте крепления на барабане и в других местах крепления; подверженные истиранию от соприкосновения с выступающими частями подъемной установки.

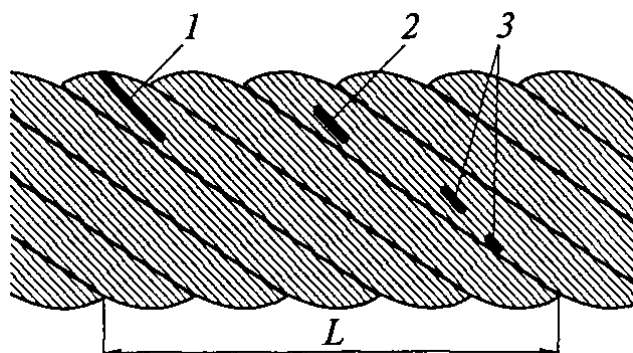
Таблица 13.5 – Число обрывов проволок для браковки канатов

Число несущих проволок в наружных прядях	Конструкция канатов по ИСО и государственным стандартам	Тип свивки	ГОСТ на канат	Группа классификации (режима)							
				М1, М2, М3, М4				М5, М6, М7, М8			
				крестовая свивка		односторонняя свивка		крестовая свивка		односторонняя свивка	
				на участке длиной							
$6d$		$30d$		$6d$		$30d$		$6d$		$30d$	
$n \leq 50$	$6 \times 7(6/1)$			2	4	1	2	4	8	2	4
	$6 \times 7 (1+6) + 1 \times 7 (1+6)$	ЛК-0	3066-80								
	$6 \times 7 (1+6) + 1 \text{ о.с.}$	ЛК-0	3069-80								
	$8 \times 6 (0+6) + 9 \text{ о.с.}$	ЛК-0	3067-80								
$51 \leq n \leq 75$	$6 \times 19 (9/9/1)$			3	6	2	3	6	12	3	6
	$6 \times 19 (1+9+9)+10 \text{ о.с.}$	ЛК-0	3077-80								
	$6 \times 19 (1+9+9)+7 \times 7 (1+6)$	ЛК-0	3081-80								
$76 \leq n \leq 100$	$18 \times 7 (1+6)+1 \text{ о.с.}$	ЛК-0	7681-80	4	8	2	3	8	16	4	8
$101 \leq n \leq 120$	$8 \times 19 (9/9/1)$			5	10	2	5	10	19	5	10
	$6 \times 19 (12/6/1)$										
	$6 \times 19 (12/6+6F/1)$										
	$6 \times 25FS (12/12/1)$										
	$6 \times 19 (1+6+6/6)+7 \times 7 (1+6)$	ЛК-Р	14954+80								
	$6 \times 19 (1+6+6/6)+1 \text{ о.с.}$	ЛК-Р	2688-80								
	$6 \times 25 (1+6; 6+12)+1 \text{ о.с.}$	ЛК-3	7665-80								
	$6 \times 25 (1+6; 6+12) + 7 \times 7 (1+6)$	ЛК-3	7667-80								
$121 \leq n \leq 140$	$8 \times 16 (0+5+11)+9 \text{ о.с.}$	ТК	3097-80	6	11	3	6	11	22	6	11
$201 \leq n \leq 220$	$6 \times 41 (16/8+8/8/1)$			9	18	4	9	18	38	9	18
$241 \leq n \leq 260$				10	21	5	10	21	42	10	21

Примечание – n – число несущих проволок в наружных прядях каната, d – диаметр каната, мм.

Таблица 13.6 – Зависимость норм браковки каната от его состояния

Уменьшение диаметра проволок в результате поверхностного износа или коррозии, %	Количество обрывов проволок, % от норм, указанных в таблице 13.5
10	85
15	75
20	70
25	60
30 и более	50



1 – на участке контроля у оборванной проволоки обнаружен только один конец, другой конец оборванной проволоки не виден. Данный дефект соответствует одному обрыву; 2 – на участке контроля у оборванной проволоки видны два конца. Данный дефект соответствует одному обрыву; 3 – на участке контроля одна из проволок имеет двукратное нарушение целостности. Поскольку нарушена целостность только одной проволоки, данный дефект соответствует одному обрыву

Рисунок 13.5 – Пример определения числа обрывов

Степень уменьшения диаметра проволок (%) в результате поверхностного износа может оцениваться по ширине и длине лыски изношенной проволоки, измеренной согласно схеме, изображенной на рисунке 13.6.

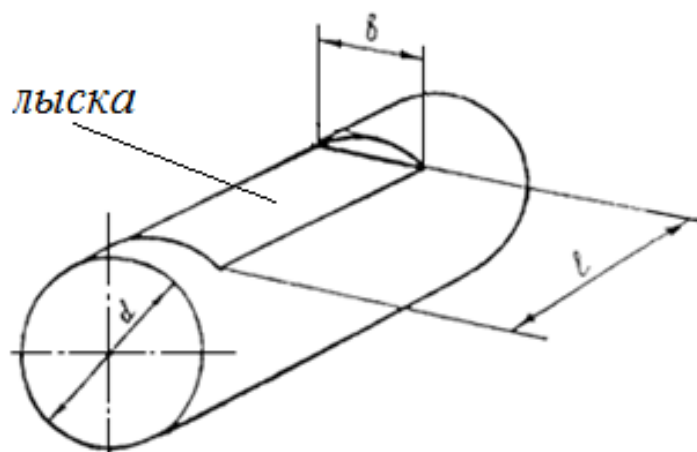


Рисунок 13.6 – Схема для определения износа наружных проволок

В таблице 13.7 показано соотношение измеряемых параметров (ширины b и длины лыски l) в зависимости от степени износа наружной проволоки.

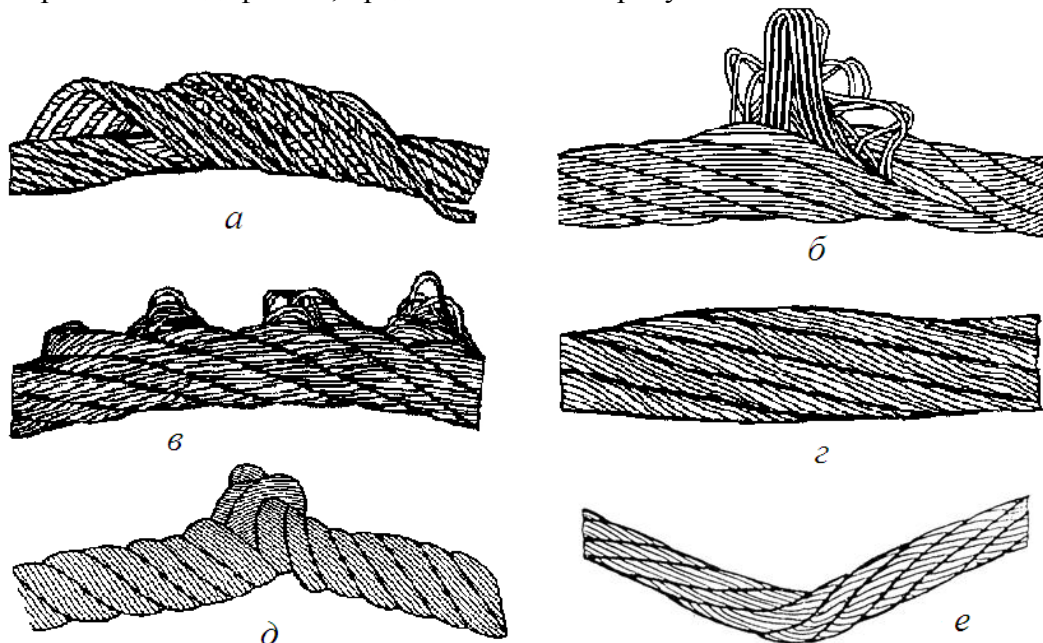
Таблица 13.7 – Определение износа проволоки по размерам лыски

Ширина лыски, отнесенная к диаметру проволоки, d/b	Длина лыски, отнесенная к диаметру проволоки, l/b	Уменьшение диаметра проволок в результате износа, %
0	0	0
0,6	4,92	10
0,71	5,82	15
0,8	6,56	20
0,86	7,05	25
0,93	7,63	30
0,98	8	40

Определение степени уменьшения проволоки в результате коррозии проводят непосредственным измерением диаметра изношенной проволоки и соотношением его с диаметром проволоки без коррозии.

Вне зависимости от количества оборванных проволок канат не допускается к дальнейшей эксплуатации:

- при уменьшении диаметра проволок в результате износа или коррозии на 40 %;
- при уменьшении диаметра каната в результате поверхностного износа или поверхностной коррозии на 7 % и более;
- при уменьшении диаметра каната в результате внутренних дефектов и внутренней коррозии на 3 % у нераскручивающихся и на 10 % у остальных канатов;
- при обнаружении оборванных прядей;
- при наличии дефектов, представленных на рисунке 13.7.



a – корзинообразная деформация; *б* – выдавливание сердечника; *в* – выдавливание прядей; *г* – местное изменение диаметра; *д* – перекручивание; *е* – залом и перегиб

Рисунок 13.7 – Дефекты канатов

Наличие волнистости каната приводит к неравномерному распределению нагрузки в его элементах (прядях) во время эксплуатации и ведет к снижению запаса прочности, следовательно, и к снижению срока службы каната.

Волнистость – вид деформации каната, при которой его продольная ось принимает форму спирали с шагом H_B и диаметром d_B (рисунок 13.8).

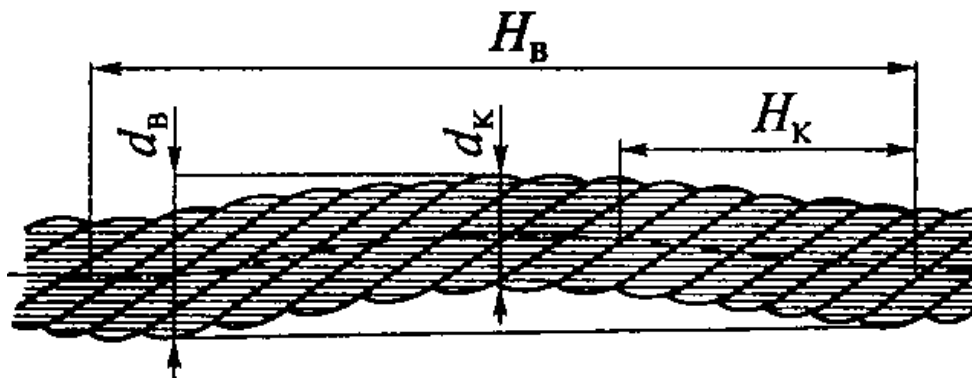
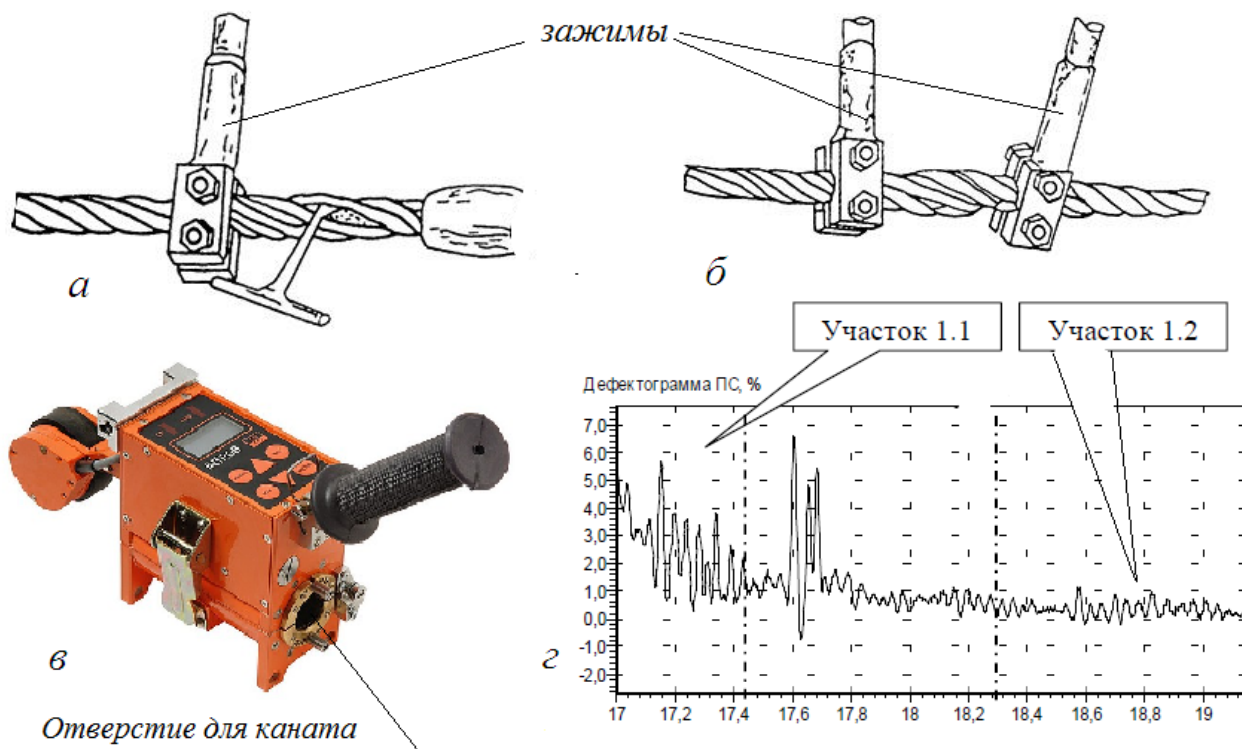


Рисунок 13.8 – Параметры волнистости каната

При совпадении направлений спирали волнистости и свивки каната и равенстве шагов спирали волнистости H_B и свивки каната H_K канат не допускается к эксплуатации при $d_B \geq 1,08d_K$, где d_B – диаметр спирали волнистости и d_K – номинальный диаметр каната. При несовпадении направлений спирали волнистости и свивки каната и неравенстве шагов спирали волнистости и свивки каната или совпадении одного из параметров канат не допускается к эксплуатации при $d_B \geq 1,33d_K$. Измерение параметров волнистости проводят на отрезке каната не более $25d_K$.

Контроль состояния внутренних проволок и сердечника каната проводят в два этапа.

На первом этапе дают общую оценку состояния внутреннего сечения – наличие обрывов и коррозии. При внутреннем контроле на ненагруженном канате закрепляются два зажима (рисунок 13.9, *а* и *б*) на расстоянии 0,2–0,4 м, фиксируя положение одного зажима, второй вращают в направлении, противоположном направлению свивки каната, при этом наружные пряди раскрываются и отходят от сердечника. Проскальзывание зажимов по канату и деформирование прядей каната при его раскручивании не допускается. При внутреннем контроле необходимо обращать внимание на состояние смазки внутренних проволок каната и сердечника, степень коррозии и смятие внутренних проволок от действия контактных нагрузок, обрывы проволок. После внутреннего контроля необходимо ввести защитную смазку в раскрытую часть каната и с небольшим усилием произвести обратный поворот вторым зажимом. После снятия зажимов наружную часть каната следует смазать канатной смазкой.



а и *б* – оценки внутреннего сечения в месте заделки и вне заделки; *в* – дефектоскоп; *г* – дефектограмма (участок 1.1 – потери сечения металла проволок до 6,5 %, имеются внутренние дефекты; участок 1.2 – дефекты отсутствуют)

Рисунок 13.9 – Контроль потерь внутреннего сечения каната

При обнаружении внутренних дефектов определяют потерю сечения металла проволок магнитным методом неразрушающего контроля согласно ГОСТ 18353-79. Метод используют как для измерения потери площади сечения каната, так и для обнаружения локальных дефектов. Магнитный поток вдоль продольной оси участка контролируемого каната создают

постоянными магнитами или электромагнитами постоянного тока. Общий магнитный поток измеряют датчиками Холла либо другими датчиками, пригодными для измерения абсолютного значения магнитного потока или изменений этого потока. Сигнал датчиков зависит от магнитного потока через участок контролируемого каната и, следовательно, от площади металлического сечения этого участка. При дефектовке прибор перемещается вдоль каната или канат перемещается относительно прибора (рисунок 13.9, в и з). В результате после обработки данных получают значение потери сечения металла в %. Если потери сечения достигнут или превысят 17,5 %, то канат бракуется и не допускается к дальнейшей работе.

Для дефектовки каната согласно ГОСТ 18353-79 может быть применен дефектоскоп ИНТРОС (рисунок 13.9, в), предназначенный для неразрушающего контроля канатов любой конструкции. Дефектоскоп одновременно измеряет относительную потерю сечения металла проволок (ПС) и выявляет наружные и внутренние локальные дефекты (ЛД), например, обрывы проволок и прядей, пятна коррозии, места сварки проволок. ИНТРОС может работать в двух режимах – оперативном и режиме запоминания данных. В оперативном режиме текущие данные о состоянии каната отображаются на символьном дисплее и его пороговом индикаторе, а также в виде дефектограмм (рисунок 13.9, з) на дисплее подключенного компьютера в реальном масштабе времени.

Проверка состояния грузозахватных устройств, канатно-блочной системы и других узлов

Работы по проверке состояния грузозахватных устройств, канатно-блочных систем и других узлов должны включать внешний осмотр с целью анализа общего состояния, работоспособности и необходимости проведения более глубоких исследований и измерений.

Внешний осмотр следует проводить с применением простейших оптических средств (10-кратной лупы) и переносных источников света. При этом особое внимание должно уделяться следующим местам возможного появления повреждений: участкам резкого изменения сечений; участкам, прорезанным шпоночными или шлицевыми канавками, а также имеющим нарезанную резьбу; местам, подвергшимся повреждениям или ударам в процессе эксплуатации; местам, где при работе возникают значительные напряжения, коррозия или износ; участкам, имеющим ремонтные сварные швы и местам механизмов, нагрев которых свидетельствует о неполадках в работе. Безусловной разборке для осмотра подлежат механизмы, при работе которых наблюдаются посторонний шум, вибрация, излишнее выделение тепла.

Параметры элементов сборочных единиц крана, подвергаемые контролю при проведении работ по обследованию кранов мостового типа, приведены в таблице 13.8. Там же указаны рекомендуемые виды контроля, необходимые средства для его выполнения, а также браковочные дефекты, при которых дальнейшая эксплуатация элемента не допускается.

Таблица 13.8 – Параметры узлов крана, контролируемые при осмотре

Узел и контролируемый параметр	Вид дефекта, при котором эксплуатация не допускается	Вид контроля, средства для выполнения контроля
1	2	3
1 Подвеска крюковая и полиспафт		
1.1 Крюк, износ зева	Более 10 % первоначальной высоты вертикального сечения зева	Измерение, штангенциркуль
1.2 Крюк, целостность	Наличие трещин, волосовин, закатов	Внешний осмотр, лупа
1.3 Крюк, вращение в траверсе	Заедание	Поворот от руки

Продолжение таблицы 13.8

1	2	3
1.4 Крюк, состояние предохранительного замка	Невозврат замка в исходное положение	Отвод замка рукой
1.4 Крюк, стопорение гайки	Отсутствие стопорной планки или ослабление ее крепления	Внешний осмотр, ключи необходимых размеров
1.4 Блоки, состояние профиля и реборд	Износ (И) ручья блока более 40 % от первоначального радиуса ручья – $r_{ИБ}$: $И = \frac{100\%(r_{ИБ} - r_{ИБ})}{r_{ИБ}} \geq [40\%],$ где $r_{ИБ}$ – радиус дна ручья изношенного блока	Измерение радиуса дна ручья – $r_{ИБ}$, шаблон
	Трещины желоба и реборд. Наружные сколы реборд на длине более 50 % от диаметра каната	Внешний осмотр, лупа
1.5 Блоки, состояние опор	Затруднение вращения. Признаки проскальзывания каната относительно блока	Внешний осмотр
1.5 Ограждения блоков	Зазор более 20 % диаметра каната	Измерение, линейка
1.6 Траверса, щеки и серьги, состояние элементов	Трещины	Внешний осмотр
1.7 Оси траверсы и блоков, осевая фиксация	Отсутствие стопорных планок или ослабление их крепления	Внешний осмотр, ключи необходимых размеров
2 Барабан грузовой		
2.1 Профиль нарезки, состояние профиля	Наличие износа ручья барабана по профилю более 2 мм	Шаблон профиля по ГОСТ
	Уменьшение высоты выступов более 50 % первоначальной Наличие выбоин и трещин	Шаблон профиля по ГОСТ, штангенциркуль Внешний осмотр, лупа
2.2 Крепление каната	Отсутствие накладок или ослабление их креплений	Внешний осмотр, ключи необходимых размеров
3 Тормоза		
3.1 Накладки тормозные	Износ накладок более 50 % первоначальной толщины. Наличие трещин	Линейка
3.1 Шкив тормозной	Выбоины, царапины и смазка на поверхности. Поверхностный износ шкива более 25 % от первоначальной толщины	Внешний осмотр, замеры, штангенциркуль

Окончание таблицы 13.8

1	2	3
3.1 Посадка шкива и крепление на валу	Ослабление посадки, отсутствие отдельных крепежных изделий или ослабление их затяжки	Внешний осмотр и ключи необходимых размеров
3.2 Пружины	Поломка пружин	Внешний осмотр
4 Механизм перемещения крана и тележки		
4.1 Ходовые колеса	Наличие вмятин, трещин, выбоин Уменьшение диаметра вследствие износа более чем на 2 % от первоначального (или 0,5 % для кранов с центральным приводом) Износ реборд более 50 % от их первоначальной толщины	Внешний осмотр, лупа Внешний осмотр и замеры. Штангенциркуль, измерительная линейка Внешний осмотр и замеры. Штангенциркуль, измерительная линейка
4.2 Опоры ходовых колес	Отсутствие отдельных крепежных изделий или ослабление их затяжки. Большой радиальный зазор, шум, нагрев при работе	Внешний осмотр и ключи необходимых размеров; Внешний осмотр
5 Привод		
5.1 Уровень масла в редукторах	Уровень масла не находится между контрольными рисками маслоуказателя	Внешний осмотр
5.1 Отсутствие течи масла через разъемы редуктора	Нарушение герметичности разъема корпуса и наличие течи масла	Внешний осмотр
5.2 Зубчатые передачи в редукторах	Площадь, занимаемая мелкими углублениями и (или) порами более 20 % поверхности зуба. Износ зубьев колес для редукторов подъема более 15 % и редукторов передвижения – 20 % первоначальной толщины	Внешний осмотр, лупа Штангензубомер
5.3 Подшипники качения редукторов	Большой радиальный зазор, шум, нагрев	Внешний осмотр

Статические испытания кранов

Статическое испытание грузоподъемной машины проводится испытательной нагрузкой, превышающей на 25 % ее номинальную (паспортную) грузоподъемность P , с целью проверки прочности металлоконструкций крана и исправности механизмов подъема.

Критерием прочности крана является отсутствие остаточной деформации металлоконструкции и трещин в ее элементах после приложения испытательной нагрузки. Для козловых кранов дополнительным критерием служит отсутствие остаточной просадки кранового пути под испытательной нагрузкой.

Об исправности механизмов подъема свидетельствует способность механизмов подъема поднимать испытательный груз и удерживать его на весу в течение срока испытаний.

Статические испытания машин производятся на месте их применения и в положениях, выбранных таким образом, чтобы усилия на испытываемые узлы были наибольшими.

При статических испытаниях краны устанавливаются в следующее положение:

мостовой и подвесной краны – над опорами крановых путей, а его тележка в положение, отвечающее наибольшему прогибу моста (в центре пролета);

консольный кран (передвижной) – над опорами крановых путей, а его тележка – в положение, отвечающее наибольшему прогибу консоли (в крайнем рабочем положении на консоли);

козловые краны испытывают на обкатанных крановых путях. Грузовую тележку при испытаниях размещают в центре пролета и в крайнем рабочем положении на консолях. Каждая консоль испытывается отдельно.

Испытательная нагрузка на испытываемый кран создается испытательным грузом, который должен иметь владделец крана. Согласно ГОСТ Р 54768-2011 этот груз может иметь вид монолитного блока или состоять из нескольких составляющих. Составляющие груза для создания соответствующей испытательной нагрузки могут быть представлены: отдельными элементами в форме стальных и/или других (например, бетонных) блоков; контейнерами, наполненными водой, песком или другим сыпучим материалом с равномерной плотностью. На грузе или его составляющих должна быть указана их фактическая масса. Предельная ошибка определения массы груза (кг) не должна превышать 1 % (ГОСТ 29266-91). Для измерения массы испытательного груза можно применять весы обычного класса точности, в том числе автомобильные.

В технической документации испытываемого крана с крюковой подвеской грузоподъемность $Q_{ном}$, как правило, указана с учетом массы съемных грузозахватных устройств (грузоподъемность нетто). Поэтому для статических испытаний применяют груз $1,25Q_{ном}$.

Статические испытания кранов проводят в следующей последовательности.

1 Перед испытанием предварительно выполняют проверку внешнего состояния металлоконструкции, механизмов и грузозахватных органов на отсутствие трещин, видимых остаточных деформаций и других подобных дефектов.

2 Грузовую тележку устанавливают в середине пролета. При статических испытаниях консольного крана или при испытаниях козловых кранов дополнительно грузовую тележку устанавливают в крайнем рабочем положении на консоли.

3 В середине моста мостового крана прикрепляют стальную струну с грузиком, который обеспечивает ее натяжение. У консольных кранов и у козловых кранов стальную струну с грузиком крепят в крайней точке консоли.

4 Для отсчета вертикального перемещения грузика и тем самым величины деформации металлоконструкции на полу здания (или на земле) рядом с ним в вертикальном направлении закрепляют измерительную линейку таким образом, чтобы перемещения подвешенного грузика можно было отсчитывать по ее шкале. При проведении испытаний согласно требованиям ГОСТ 25251-82 должна использоваться линейка, соответствующая ГОСТ 427-75.

5 Отсчитывают по шкале линейки и фиксируют начальное положение (без нагрузки на кран) подвешенного грузика. Измерения должны выполняться с точностью не менее 10 % от номинального расчетного значения прогиба (ГОСТ 25251-82). При проведении статических испытаний для регистрации прогибов моста допускается использовать другие приборы и приспособления, обеспечивающие указанную точность измерения, например, лазерных дальномеров с точностью измерений $\pm 1,0$ мм.

6 Испытательный груз, равный $1,25 Q_{ном}$, поднимают на 100–200 мм от поверхности пола (земли) и выдерживают в таком положении в течение 10 мин.

7 Контролируют положение грузика относительно линейки в течение срока приложения нагрузки и тем самым деформацию металлоконструкции.

Если грузик в результате деформации металлоконструкции займет новое положение и его вертикальное перемещение прекратится, т. е. деформация будет иметь конечное значение, то испытания продолжают. Если же после подъема испытательного груза будет зафиксировано постепенное или внезапное нарастание деформации и она не будет иметь конечного значения, испытательный груз немедленно опускают, а испытания прекращают до выяснения причин обнаруженного явления.

8 По истечении срока приложения нагрузки испытательный груз опускают и контролируют положение грузика относительно линейки после снятия нагрузки, то есть остаточную деформацию металлоконструкции крана (остаточный прогиб).

9 Осматривают металлоконструкцию и механизмы крана на предмет наличия трещин в металлоконструкции и повреждения механизмов.

Кран считается выдержавшим испытание, если в течение 30 мин поднятый груз не опустится на землю. Результаты статических испытаний будут удовлетворительными, если не было обнаружено нарастание прогиба после подъема или наличие остаточного прогиба после опускания испытательного груза. Кран считается выдержавшим испытание, если не будут обнаружены трещины и другие повреждения металлоконструкций и механизмов.

Динамические испытания кранов

Динамические испытания проводят в целях проверки работоспособности механизмов крана и действия тормозов при повышенных нагрузках, которые на 10 % превышают его грузоподъемность.

Критериями работоспособности являются отсутствие повреждений элементов крана, ослабления соединений, перегрева механизмов. О работоспособности тормозных механизмов свидетельствует их способность удерживать испытательный груз на весу в различных его положениях и останавливать кран на протяжении всего цикла подъемов и опусканий.

Динамические испытания крана следует проводить в местах их применения при совместной работе механизмов, разрешенных паспортом крана, которые создают максимальные испытательные нагрузки.

Испытательная нагрузка на испытываемый кран создается испытательным грузом. Как правило, на практике применяют одну составляющую составного груза массой $1,1Q_{ном}$, применяемого в собранном виде при статических испытаниях.

При динамических испытаниях крана от 5 до 8 раз выполняют следующие действия:
повторяющиеся подъемы и опускания груза с остановкой на разных высотах;
повторное передвижение грузовой тележки с грузом с остановкой в разных точках пролета;

повторные передвижения крана в разных направлениях на разное расстояние (кроме неподвижных кранов);

повторяющиеся подъемы и опускания груза с одновременным перемещением грузовой тележки.

По окончании проведения испытаний проводится внешний осмотр всех механизмов крана на предмет повреждений и ослабления соединений и наличия признаков перегрева (повышенной температуры узлов, появления постороннего запаха или дыма). При наличии признаков перегрева выполняется замер температуры обмоток электродвигателей и (или) тормозных обкладок. При наличии доступа измерение температуры выполняется с помощью контактного термометра. Температуру обмоток электродвигателей можно измерять косвенным методом через изменение их сопротивления в результате нагрева с использованием измерительного моста постоянного тока.

Кран считается выдержавшим динамические испытания, если в период испытаний при повышенной нагрузке он успешно выполнит все действия по подъему, перемещению груза и передвижению самого крана, предусмотренные программой испытаний. При этом не должно быть обнаружено трещин, остаточных деформаций и других повреждений ме-

таллоконструкций и механизмов. Работа крана в период испытаний не должна сопровождаться посторонними шумами, нагревом электродвигателей, тормозных механизмов и опор выше допустимой предельной температуры, указанной в документации крана или в ГОСТ 183-74 для электродвигателей и опор с подшипниками качения и ГОСТ 1198-93 для тормозных лент. Для большинства типов опор с подшипниками качения и ленточных тормозов предельная температура не должна быть выше 95 °С и 180 °С соответственно.

Тестовые задания по модулю 2

Общие положения

1 По характеру приложения движущей силы транспортирующие машины разделяют на машины:

- а) с тяговым элементом;
- б) без тягового элемента;
- в) с комбинированным приложением движущей силы;
- г) без приложения движущей силы.

2 По направлению и трассе перемещения грузов транспортирующие машины разделяют на:

- а) горизонтально замкнутые;
- б) вертикально замкнутые;
- в) пространственные;
- г) фигурные;
- д) ниспадающие.

3 По способу установки транспортирующие машины бывают:

- а) стационарные;
- б) передвижные;
- в) комбинированные;
- г) переносные;
- д) встроенные в сложные машины.

4 Насыпные грузы подразделяют на:

- а) рядовые;
- б) калиброванные;
- в) сортированные;
- г) необработанные.

5 У сортированных грузов:

а) $\frac{a_{\max}}{a_{\min}} \leq 1,5$;

б) $\frac{a_{\max}}{a_{\min}} \leq 2,5$;

в) $\frac{a_{\max}}{a_{\min}} \leq 3$,

где a_{\max} и a_{\min} – размеры максимальных и минимальных кусков.

6 У рядовых грузов:

а) $\frac{a_{\max}}{a_{\min}} > 1,5$;

б) $\frac{a_{\max}}{a_{\min}} > 2,5$;

в) $\frac{a_{\max}}{a_{\min}} > 3$,

где a_{\max} и a_{\min} – размеры максимальных и минимальных кусков.

7 Различают производительности транспортирующих машин:

- а) объемную;
- в) штучную;
- г) комбинированную;
- д) количественную.

8 Массовая производительность транспортирующей машины определяется по формуле:

- а) $\Pi_m = q_m \cdot v$;
- б) $\Pi_m = A \cdot L \cdot v \cdot \gamma$;
- в) $\Pi_m = B \cdot L \cdot v \cdot \gamma$,

где q_m – масса груза на одном метре транспортера;

v – скорость транспортирования;

A – площадь поперечного сечения груза;

L – длина транспортера;

B – ширина основания груза;

γ – насыпная плотность груза.

9 Объемная производительность определяется по формуле:

- а) $\Pi_v = A \cdot L \cdot v$;
- б) $\Pi_v = q_v \cdot v$;
- в) $\Pi_v = q_v \cdot L \cdot v$,

где q_v – объем груза на одном метре длины;

L – длина конвейера;

v – скорость транспортирования;

A – площадь поперечного сечения груза.

10 Производительность транспортирующей машины – это:

- а) количество груза, перемещаемое в единицу времени;
- б) количество груза на заданном расстоянии в единицу времени;
- в) количество груза, перемещаемое в единицу времени, умноженное на путь перемещения.

Скребокковый транспортер

1 В качестве тягового органа в скребокковом транспортере применяется:

- а) лента;
- б) цепь пластинчатая;
- в) цепь сварная;
- г) втулочно-роликовая цепь;
- д) канат.

2 По форме поперечного сечения желоб скребоккового транспортера бывает:

- а) круглый;
- б) квадратный;
- в) прямоугольный;
- г) эллипсоидный;
- д) фасонный.

3 Скребки скребкового транспортера бывают:

- а) круглые;
- б) прямоугольные;
- в) фасонные;
- г) квадратные;
- д) эллипсовидные;
- е) контурные.

4 По характеру движения скребковые транспортеры бывают с движением скребков:

- а) непрерывно-поступательным;
- б) возвратно-поступательным;
- в) вращательно-поступательным;
- г) наклонно-поступательным.

5 Скребокковые транспортеры применяются для перемещения груза по:

- а) горизонтали;
- б) вертикали;
- в) наклонному участку;
- г) круговому участку.

6 Формула, по которой определяются погонные нагрузки, в зависимости от веса цепи со скребками:

- а) $q_0 = \frac{\Pi_m}{L}$;
- б) $q_0 = k_x \cdot q_T$;
- в) $q_0 = \frac{\Pi_m \cdot \omega}{L}$,

где Π_m – производительность транспортера;

L – длина транспортера;

ω – коэффициент сопротивления движению;

q_T – погонная нагрузка от веса груза;

k_x – эмпирический коэффициент.

7 Формула, по которой определяется рабочая высота желоба:

- а) $h_{ж} = \sqrt{\frac{\Pi_m}{K_{ж} \gamma v K_{\beta} \psi}}$;
- б) $h_{ж} = \sqrt{\frac{\Pi_m}{3600 v \gamma \alpha \psi}}$
- в) $h_{ж} = \sqrt{\frac{\Pi_m}{3600 K_{ж} \gamma v K_{\beta} \psi}}$,

где Π_m – производительность транспортера;

γ – насыпная плотность груза;

v – скорость транспортирования;

α – угол наклона транспортера;

ψ – коэффициент заполнения желоба;

K_{β} – коэффициент учитывающий угол наклона транспортера;

$K_{ж}$ – отношение ширины к высоте желоба.

8 Тяговая цепь выбирается в зависимости от:

- а) максимальной нагрузки;
- б) режима работы;
- в) шага цепи;
- г) разрушающей нагрузки;
- д) динамической нагрузки.

9 Натяжение цепи скребкового транспортера проверяют на:

- а) отсутствие провисания;
- б) разрыв;
- в) устойчивость скребка;
- г) динамическую нагрузку.

10 В скребковых транспортерах две тяговые цепи применяют при ширине скребка более:

- а) 200 мм;
- б) 300 мм;
- в) 400 мм;
- г) 500 мм.

Пластинчатый транспортер

1 В пластинчатом транспортере две тяговые цепи применяются при ширине настила более:

- а) 200 мм;
- б) 300 мм;
- в) 400 мм;
- г) 500 мм.

2 В пластинчатом транспортере безбортовые настилы бывают:

- а) плоский разомкнутый;
- б) плоский сомкнутый;
- в) плоский накладной;
- г) волнистый;
- д) ковшовый;
- е) коробчатый.

3 Настил в пластинчатых транспортерах бывает следующих типов:

- а) особо легкий;
- б) легкий;
- в) средний;
- г) тяжелый;
- д) весьма тяжелый.

4 Сопротивление передвижению рабочей горизонтальной ветви пластинчатого транспортера определяется по выражению:

- а) $W_p = (q_0 + q_{гр})L\omega$;
- б) $W_p = (q_0 + q_{гр} + q_{ц})L\omega$;
- в) $W_p = (q_0 + q_{гр} + q_{ц})Lf$,

где q_0 – погонная нагрузка от веса настила и цепи;
 $q_{гр}$ – погонная нагрузка от веса груза;
 L – длина участка;
 ω – коэффициент сопротивления движению;
 f – коэффициент трения;
 $q_{ц}$ – погонная нагрузка от веса цепи.

5 Сопротивление передвижению холостой горизонтальной ветви пластинчатого транспортера определяется по выражению:

а) $W_x = (q_0 + q_{ц})L\omega$;

б) $W_x = q_0L\omega$;

в) $W_x = q_0Lf$;

г) $W_x = (q_{гр} + q_{ц})L\omega$,

где q_0 – погонная нагрузка от веса настила и цепи;
 $q_{гр}$ – погонная нагрузка от веса груза;
 L – длина участка;
 ω – коэффициент сопротивления движению;
 f – коэффициент трения;
 $q_{ц}$ – погонная нагрузка от веса цепи.

6 Сопротивление передвижению рабочей наклонной ветви пластинчатого транспортера определяется по выражению:

а) $W_p = (q_0 + q_{гр} + q_{ц})L \cdot \omega \pm (q_0 + q_{гр})L \cdot \operatorname{tg}\beta$;

б) $W_p = (q_0 + q_{гр})L \cdot \omega \pm (q_0 + q_{гр})L\omega \cdot \operatorname{tg}\beta$;

в) $W_p = (q_0 + q_{гр})L \cdot \omega \pm (q_0 + q_{гр})L \cdot \operatorname{tg}\beta$,

где q_0 – погонная нагрузка от веса настила и цепи;
 $q_{гр}$ – погонная нагрузка от веса груза;
 L – горизонтальная проекция длины транспортера;
 ω – коэффициент сопротивления движению;
 β – угол наклона транспортера;
 $q_{ц}$ – погонная нагрузка от веса цепи.

7 Сопротивление передвижению холостой наклонной ветви пластинчатого транспортера определяется по выражению:

а) $W_x = (q_0 + q_{гр})L \cdot \omega \pm q_0L \cdot \operatorname{tg}\beta$;

б) $W_x = q_0L \cdot \omega \pm q_0L\operatorname{tg}\beta$;

в) $W_x = (q_0 + q_{ц})L \cdot \omega \pm (q_0 + q_{ц})L\operatorname{tg}\beta$,

где q_0 – погонная нагрузка от веса настила и цепи;
 $q_{гр}$ – погонная нагрузка от веса груза;
 L – горизонтальная проекция длины транспортера;
 ω – коэффициент сопротивления движению;
 β – угол наклона транспортера;
 $q_{ц}$ – погонная нагрузка от веса цепи.

8 Ширина настила пластинчатого транспортера определяется по формуле:

$$а) B = \sqrt{\frac{\Pi_m}{648\kappa\gamma v t g\varphi}};$$

$$б) B = \sqrt[3]{\frac{\Pi_m}{500\gamma v \cos\varphi}};$$

$$в) B = \sqrt{\frac{\Pi_m}{450\kappa\gamma v \sin\varphi}},$$

где Π_m – производительность;

γ – объемная масса;

v – скорость движения цепи;

φ – угол естественного откоса груза;

κ – коэффициент, учитывающий угол наклона транспортера.

9 Ход натяжного устройства пластинчатого транспортера принимается равным:

$$а) X = 320 \div 1000 \text{ мм};$$

$$б) X = 0,05L;$$

$$в) X = (1,6 \div 2)t_c,$$

где L – длина транспортера;

t – шаг цепи.

10 Погонные нагрузки от веса настила и цепи пластинчатого транспортера определяются по выражению:

$$а) q_0 = \kappa \cdot \Pi_m;$$

$$б) q_0 = 600B + A;$$

$$в) q_0 = 100A + B,$$

где Π_m – производительность;

κ – долевого коэффициент;

B – ширина настила;

A – табличный коэффициент.

Винтовой транспортер

1 Винты винтовых конвейеров бывают:

а) со сплошной винтовой поверхностью;

б) ленточные;

в) волнистые;

г) лопастные;

д) фасонные;

е) разрезные.

2 Винты конвейера выполняют с направлением спирали:

а) правым;

б) левым;

в) комбинированным;

г) односторонним.

3 Винты конвейера по числу заходов бывают:

- а) однозаходные;
- б) двухзаходные;
- в) трехзаходные;
- г) четырехзаходные.

4 Производительность винтового конвейера определяют по формуле:

- а) $\Pi_m = V \cdot \gamma$;
- б) $\Pi_m = 60 \frac{\pi D^2}{4} t n \psi \gamma K_\beta$;
- в) $\Pi_m = 47 D^3 K_d \psi n \gamma K_\beta$,

где V – производительность, м³/ч;

γ – плотность груза;

K_β – коэффициент, учитывающий угол наклона конвейера;

D – диаметр винта;

t – шаг винта;

n – частота вращения винта;

ψ – коэффициент наполнения;

K_d – отношение шага винта к его диаметру.

5 Скорость транспортирования груза в винтовом конвейере определяют по формуле:

- а) $v = 0,5 \omega D$;
- б) $v = \frac{t n}{60}$;
- в) $v = 0,5 \omega t$,

где D – диаметр винта, м;

ω – угловая скорость, сек⁻¹;

t – шаг винта, м;

n – частота вращения винта, мин⁻¹.

6 Частоту вращения винта выбирают в зависимости от:

- а) рода перемещаемого груза;
- б) диаметра винта;
- в) угла наклона конвейера;
- г) шага винта.

7 Общее сопротивление движению груза в винтовом конвейере складывается из:

- а) сил трения груза о желоб и поверхность винта;
- б) сил трения в подшипниках;
- в) сил трения в загрузочном и разгрузочном устройствах;
- г) сопротивлений на подъем груза.

8 Мощность для привода винтового конвейера определяется по формуле:

- а) $P = \frac{\Pi_m}{360} (H + L \omega)$;
- б) $P = F_t \frac{v}{\eta}$;
- в) $P = 0,5 F_t \omega n$,

где P_m – производительность;

F_t – окружная сила;

H – высота транспортирования;

L – длина конвейера;

ω – общий коэффициент;

n – частота вращения;

η – КПД механизма.

9 В горизонтальных и наклонных винтовых конвейерах ограничивают:

- а) наполняемость поперечного сечения;
- б) наибольшую частоту вращения винта;
- в) диаметр винта;
- г) длину конвейера;
- д) наименьшую частоту вращения винта.

10 В вертикальных винтовых конвейерах ограничивают:

- а) наибольшую частоту вращения винта;
- б) наименьшую частоту вращения винта;
- в) диаметр винта;
- г) угол наклона винтовой линии.

11. Продольная сила, действующая на винт, определяется по формуле:

а) $Fa = \frac{2T}{D \sin(\alpha + \varphi)}$;

б) $Fa = \frac{2T}{K D \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}$;

в) $Fa = \frac{2T}{K D \cos(\alpha + \varphi)}$,

где T – крутящий момент на валу винта;

D – диаметр винта;

α – угол подъема винтовой линии;

φ – угол трения груза о винт;

K – коэффициент, учитывающий наклон витков.

Ленточный транспортер

I-й блок

1 Тяговым органом ленточного конвейера является:

- а) пластинчатая тяговая цепь;
- б) цепь типа ПР (приводная роликовая);
- в) гибкая бесконечная лента;
- г) канат.

2 В ленточных конвейерах применяются следующие барабаны:

- а) отклоняющие;
- б) удерживающие;
- в) натяжные;
- г) обводные;
- д) приводные.

3 Назначение отклоняющих барабанов:

- а) изменить направление движения ленты на обратное;
- б) увеличить угол обхвата лентой приводного барабана;
- в) натяжные;
- г) обводные;
- д) приводные.

4 Футеровка (покрытие) поверхности приводного барабана служит для:

- а) увеличения срока служба;
- б) увеличения диаметра;
- в) увеличения коэффициента трения;
- г) уменьшения силы трения между лентой и стенкой барабана

5 Диаметр барабана зависит от:

- а) типа прокладок и назначения барабана;
- б) числа прокладок ленты;
- в) вида перемещаемого груза;
- г) скорости перемещения груза.

6 Роликоопоры предназначены для:

- а) перемещения транспортера;
- б) перемещения ленты с грузом;
- в) поддержания ленты на рабочей и холостой ветвях конвейера;
- г) уменьшения провисания ленты на участках между барабанами.

7 Диаметр роликов выбирается в зависимости от:

- а) толщины ленты;
- б) ширины ленты;
- в) скорости движения ленты;
- г) насыпной плотности транспортируемого груза.

8 Натяжное устройство ленточного конвейера предназначено для:

- а) предотвращения буксования ленты на приводном барабане;
- б) ограничения провисания ленты между опорами;
- в) компенсации вытяжки ленты в процессе работы.

9 Ширина ленты определяется по формуле:

а) $B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi_v}{cvk\gamma}} + 2,05 \right);$

б) $B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi_v}{cvk}} + 0,05 \right);$

в) $B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi_m}{cvk\gamma}} + 0,05 \right),$

где Π_v и Π_m – объемная и массовая производительность соответственно;

c – коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения груза на ленте;

v – скорость транспортирования груза;

k – коэффициент, учитывающий уменьшения производительности конвейера при его наклоне к горизонту;

γ – насыпная плотность груза.

II-ой блок

10 Погонная нагрузка от веса ленты определяется по формуле:

а) $q_{л} = m_{л}g$;

б) $q_{л} = \frac{G_{л}}{L}g$;

в) $q_{л} = 0,011(1,25Z + \delta_1 + \delta_2)B$,

где $m_{л}$ – погонная масса ленты;

g – ускорение свободного падения;

$G_{л}$ – вес ленты;

L – длина транспортера;

Z – число прокладок ленты;

δ_1 – толщина обкладки с рабочей стороны;

δ_2 – толщина обкладки с нерабочей стороны;

B – ширина ленты.

11 Погонные нагрузки от роликоопор определяются по формуле:

а) $q_{pp} = m_{pp}g$;

б) $q_{px} = G_p / L$;

в) $q_{pp} = \frac{m_{px}g}{l_{px}}$;

г) $q_{pp} = \frac{m_{pp}g}{l_{pp}}$,

где m_{pp} – масса рабочей роликоопоры;

g – ускорение свободного падения;

G_{px} – вес всех роликоопор холостой ветви;

L – длина транспортера;

m_{px} – масса роликоопоры холостой ветви;

l_{pp} , l_{px} – расстояние между роликоопорами на рабочей и холостой ветвях соответственно.

12 Погонная нагрузка от веса насыпного груза определяется по формуле:

а) $q_{г} = \frac{m_{г}g}{l_{г}}$;

б) $q_{г} = \frac{G_{г}}{L}$;

в) $q_{г} = \frac{\Pi_m}{0,36v}$,

где $m_{г}$ – масса штучного груза;

g – ускорение свободного падения;

$G_{г}$ – вес груза на транспортере;

L – длина транспортирования;

Π_m – массовая производительность;

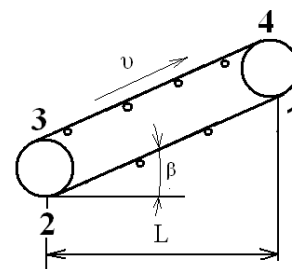
v – скорость транспортирования.

13 Сопротивление движению ленты на холостой ветви наклонного конвейера определяется по формуле:

а) $W_x = q_{px} L \omega_x + g_l \cdot \cos \beta \cdot L$;

б) $W_x = (q_l + q_{px}) L \omega_x + (q_l + q_{px}) L \cdot \operatorname{tg} \beta$;

в) $W_x = (q_l + q_{px}) L \omega_x - q_l L \cdot \operatorname{tg} \beta$,



где q_l, q_{px} – погонная нагрузка от веса ленты и роликоопор на холостой ветви ;

ω_x – коэффициент сопротивления движению ленты на холостой ветви.

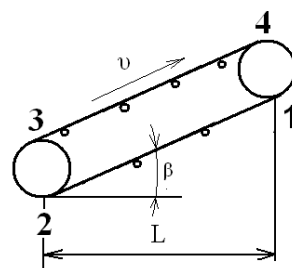
14 Сопротивление движению ленты на рабочей ветви конвейера определяется по формуле:

а) $W_p = (q_r + q_{pp} + q_l) L \omega_p + (q_r + q_{pp} + q_l) L \cdot \cos \beta$;

б) $W_p = (q_r + q_{pp} + q_l) L \omega_p + (q_r + q_l) L \cdot \operatorname{tg} \beta$;

в) $W_p = (q_r + q_{pp} + q_l) - (q_r + q_l) L \cdot \sin \beta$;

г) $W_p = (q_r + q_{pp} + q_l) L \omega_p - (q_r + q_l) L \cdot \operatorname{tg} \beta$,



где q_r, q_l, q_{pp} – погонные нагрузки от веса груза, ленты, роликоопор на рабочей ветви,

ω_p – коэффициент сопротивления движению ленты на рабочей ветви.

15 Если нам известно натяжение ленты в точках 1, 2, 4, то силу натяжения ленты в точке 3 можно определить по формуле:

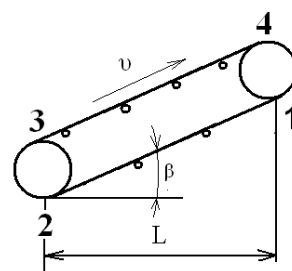
а) $F_3 = F_2 \cdot k$;

б) $F_3 = F_2 / k$;

в) $F_3 = F_4 - W_{3-4}$;

г) $F_3 = F_4 - (q_r + q_{pp} + q_l) L \omega_p - (q_r + q_l) L \cdot \operatorname{tg} \beta$;

д) $F_3 = F_4 - (q_r + q_{pp} + q_l) L \omega_p + q_l L \cdot \sin \beta$,



где k – коэффициент сопротивления при огибании;

q_r, q_l, q_{pp} – погонные нагрузки от веса груза, ленты, роликоопор на рабочей ветви,

ω_p – коэффициент сопротивления движению рабочей ветви;

W_{3-4} – сопротивление на участке 3-4.

16 Тяговая способность приводного барабана определяется зависимостью (уравнение Эйлера):

$$а) F_{сб} \geq \frac{F_{нб}}{e^{f\alpha}};$$

$$б) F_{нб} \leq \frac{F_{сб}}{e^{f\alpha}};$$

$$в) F_{нб} \leq F_{сб} e^{f\alpha};$$

$$г) F_{сб} \geq F_{нб} e^{f\alpha},$$

где $F_{сб}$ и $F_{нб}$ – натяжение ленты в сбегавшей и набегавшей ветвях ведущего барабана;

e – основание натуральных логарифмов;

f – коэффициент трения между лентой и барабаном;

α – угол обхвата лентой ведущего барабана.

17 Минимальное натяжение ленты на рабочей ветви ленточного конвейера определяется по формуле:

$$а) F_{\min p} \leq (5 \div 10)(q_{г} + q_{pp} + q_{л})l_{pp} \cdot \operatorname{tg}\beta;$$

$$б) F_{\min p} \geq (5 \div 10)(q_{г} + q_{л})l_{pp} \cdot \cos\beta;$$

$$в) F_{\min p} \geq (q_{г} + q_{л})l_{pp} \cdot \operatorname{tg}\beta;$$

$$г) F_{\min p} \leq (q_{г} + q_{pp} + q_{л})l_{pp} \cdot \cos\beta,$$

где $q_{г}$, $q_{л}$, q_{pp} – погонные нагрузки от веса груза, ленты, роlikоопор;

l_{pp} – расстояние между роlikоопорами рабочей ветви;

β – угол наклона конвейера к горизонту.

18 Мощность двигателя для привода ленточного конвейера определяется по формуле:

$$а) P_{дв} = \frac{F_{пр} \cdot V}{\eta_{пр}};$$

$$б) P_{дв} = \frac{F_{пр} \cdot V}{1000};$$

$$в) P_{дв} = 1,1 \frac{F_{пр} \cdot V}{1000\eta_{пр}},$$

где V – скорость груза;

$F_{пр}$ – окружное усилие на приводном барабане;

$\eta_{пр}$ – КПД привода.

19 Окружное усилие на приводном барабане определяется по формуле:

$$а) F_{пр} = F_{нб} - F_{сб};$$

$$б) F_{пр} = F_{нб} + F_{сб} + F_{доп};$$

$$в) F_{пр} = F_{нб} - F_{сб} + F_{доп};$$

$$г) F_{пр} = F_{нб} - F_{сб} - F_{доп},$$

где $F_{нб}$, $F_{сб}$ – силы натяжения ленты в точках набегания и сбегания на приводном барабане;

$F_{доп}$ – дополнительная сила для преодоления потерь от сил трения в опорах и жесткости ленты.

20 Диаметр резьбы винта натяжного устройства ленточного транспортера определяется по формуле:

$$а) d_1 \leq \sqrt{\frac{4F_B}{\pi[\sigma_p]}};$$

$$б) d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_B}{\pi[\sigma_p]}};$$

$$в) d_1 \geq 0,12 \sqrt[4]{F_B L_{нат}^2};$$

$$г) d_1 \leq 1,2 \sqrt[4]{F_B L_{нат}};$$

где F_B – расчетное усилие на винт;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала винта;

$L_{нат}$ – длина винта.

Ковшовые элеваторы

1 Ковшовые элеваторы предназначены для перемещения материала в направлениях:

- а) горизонтальном;
- б) наклонном;
- в) круто наклонном;
- г) вертикальном.

2 Тяговым элементом ковшового элеватора является:

- а) канат;
- б) цепь тяговая;
- в) две тяговые цепи;
- г) цепь грузовая;
- д) лента

3 Полюсное расстояние характеризует:

- а) вид разгрузки ковшей;
- б) производительность элеватора;
- в) способ загрузки ковшей.

4 Погонная емкость ковша определяется по формуле:

$$а) \frac{t_o}{t_k} = \frac{3,6\Pi}{\gamma\psi v};$$

$$б) \frac{t_o}{t_k} = \frac{\Pi}{\gamma\psi v};$$

$$в) \frac{t_o}{t_k} = \frac{\Pi}{3,6\gamma\psi v};$$

где Π – производительность элеватора;

γ – плотность груза;

ψ – коэффициент заполнения ковша;

v – скорость транспортирования;

t_k – шаг расстановки ковшей.

5 Основным рабочим органом элеватора является:

- а) скребок;
- б) ковш;
- в) площадка-люлька;
- г) полка;
- д) пассажирская кабинка.

6 Емкость ковша определяется по формуле:

- а) $t_o = \frac{3,6\Pi}{\gamma\psi\nu}$;
- б) $t_o = \frac{\Pi}{3,6\gamma\psi\nu}$;
- в) $t_o = \frac{\Pi \cdot t_k}{3,6\gamma\psi\nu}$,

где Π – производительность элеватора;

γ – плотность груза;

ψ – коэффициент заполнения ковша;

ν – скорость транспортирования;

t_k – шаг расстановки ковшей.

7 Соппротивление движению рабочей ветви элеватора определяется по формуле:

- а) $W_p = (q + q_T)H\nu$;
- б) $W_p = (q + q_T)H$;
- в) $W_p = \frac{H}{(q + q_T)}$,

где H – высота транспортирования груза;

ν – скорость транспортирования;

q – погонная нагрузка груза;

q_T – погонная нагрузка ленты с ковшами.

8 Соппротивление движению холостой ветви элеватора определяется по формуле:

- а) $W_x = q_T H$;
- б) $W_x = (q_T + q) H$;
- в) $W_x = q H$,

где H – высота транспортирования груза;

q – погонная нагрузка груза;

q_T – погонная нагрузка ленты с ковшами.

9 Соппротивление при загрузке ковшового элеватора определяется по формуле:

- а) $W_0 = q\nu^2 K_{\text{зар}}$;
- б) $W_0 = q\nu^2 K_{\text{зар}}$;

$$в) W_0 = qvK_{\text{зар}},$$

где $K_{\text{зар}}$ – коэффициент, учитывающий способ загрузки;

v – скорость транспортирования;

q – погонная нагрузка груза.

10 Окружное усилие на приводном барабане ковшового элеватора определяется по формуле:

$$а) F_t = (F_{\text{наб}} - F_{\text{сб}} + F_{\text{доп}})K ;$$

$$б) F_t = (F_{\text{наб}} + F_{\text{сб}})K ;$$

$$в) F_t = (F_{\text{наб}} - F_{\text{сб}})K ,$$

где $F_{\text{наб}}$ – усилие в набегающей ветви приводного вала;

$F_{\text{сб}}$ – усилие в сбегающей ветви привода вала;

$F_{\text{доп}}$ – дополнительные усилия;

K – коэффициент, учитывающий потери в опорах барабана.

11 Как определяется полюсное расстояние:

$$а) h_n = \frac{3600}{n^2} ;$$

$$б) h_n = \frac{900}{r^2} ;$$

$$в) h_n = \frac{895}{n^2} ,$$

где r – расстояние от осевой линии до центра ковша;

n – частота вращения шкива или звездочки.

Привод

1 Частота вращения барабана ленточного транспортера определяется по формуле:

$$а) n = \omega \frac{D}{2} ;$$

$$б) n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} ;$$

$$в) n = \frac{60 \cdot \omega}{\pi \cdot D} ,$$

где ω – угловая скорость, с^{-1} ;

D – диаметр барабана, м;

v – скорость ленты, м/с.

2 Диаметр винта натяжного устройства определяется по формуле:

$$a) d_1 = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi[\sigma]}};$$

$$б) d_1 = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi[\sigma]}};$$

$$в) d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F_B}{\pi[\sigma_p]}};$$

где F_B – усилие действующее на винт;

$[\sigma_p]$, $[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения на растяжение и сжатие соответственно.

3 Мощность двигателя для привода ленточного конвейера определяется по формуле:

$$a) P_{дв} = \frac{F_{пр} \cdot V}{\eta_{пр}};$$

$$б) P_{дв} = \frac{F_{пр} \cdot V}{1000};$$

$$в) P_{дв} = 1,1 \frac{F_{пр} \cdot V}{1000\eta_{пр}};$$

где V – скорость груза;

$F_{пр}$ – окружное усилие на приводном барабане;

$\eta_{пр}$ – КПД привода.

4 Окружное усилие на приводном барабане определяется по формуле:

$$a) F_{пр} = F_{нб} - F_{сб};$$

$$б) F_{пр} = F_{нб} + F_{сб} + F_{доп};$$

$$в) F_{пр} = F_{нб} - F_{сб} + F_{доп};$$

$$г) F_{пр} = F_{нб} - F_{сб} - F_{доп};$$

где $F_{нб}$, $F_{сб}$ – сила натяжения ленты в точках набегания и сбегания на приводном барабане;

$F_{доп}$ – дополнительная сила для преодоления потерь от сил трения в опорах и жесткости ленты.

5 Диаметр резьбы винта натяжного устройства ленточного транспортера определяется по формуле:

$$a) d_1 \geq \sqrt{1,2F_B L_{нат}};$$

$$б) d_1 \geq 0,12^4 \sqrt{F_B L_{нат}^2};$$

$$в) d_1 \leq 1,2^4 \sqrt{F_B L_{нат}};$$

где F_B – расчетное усилие на винт;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала винта;

$L_{нат}$ – длина винта.

6 Передаточное число привода ленточного транспортера определяется по формуле:

$$а) U_{пр} = \frac{v}{v_6};$$

$$б) U_{пр} = \frac{n_d}{n_6};$$

$$в) U_{пр} = \frac{v \cdot D_6}{n_6},$$

где v – скорость ленты;

v_6 – окруженная скорость барабана;

D_6 – диаметр барабана;

n_d и n_6 – частоты вращения двигателя и барабана соответственно.

7 Диаметр звездочки определяется по формуле:

$$а) D = m \cdot z;$$

$$б) D = \frac{t}{m};$$

$$в) D = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}},$$

где m – модуль;

z – число зубьев;

t – шаг цепи.

8 Усилие, действующее на натяжной винт натяжного барабана ленточного транспортера, определяется по формуле:

$$а) F_v = (F_{наб} - F_{сб} + F_{доп}) 0,5;$$

$$б) F_v = (F_{наб} - F_{сб}) F_{доп} \frac{0,5}{\psi};$$

$$в) F_v = (F_{наб} - F_{сб} + F_{доп}) \frac{0,5}{\psi},$$

где $F_{наб}$ и $F_{сб}$ – натяжные ленты в набегающей и сбегающей ветвях;

$F_{доп}$ – дополнительное усилие;

ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между винтами.

9 Крутящий момент на приводном валу скребкового транспортера определяют по формуле:

$$а) T = 9550 \frac{P}{n_d};$$

$$\text{б) } T = 9550 \frac{P_T}{n_d};$$

$$\text{в) } T = 9550 \frac{P}{n_b},$$

где P и P_T – расчетное и табличное значения мощности (кВт);
 n_d и n_b – частоты вращения валов двигателя и транспортера.

10 Соединительные муфты выбирают по:

- а) диаметру валов;
- б) расчетному крутящему моменту;
- в) передаваемой мощности.

Вопросы для контроля результатов изучения модуля 2

- 1 Классификация транспортирующих машин. Производительность массовая, объемная. Вывод формулы производительности.
- 2 Погонные нагрузки ленточного транспортера (от веса груза, ленты, роlikоопор). Их назначение.
- 3 Типы гибких тяговых органов, применяемых в ПТМ, характеристика и их подбор. Выбраковка стальных канатов. Определение усилия в канате, наматываемом на барабан.
- 4 Группы транспортирующих машин. Факторы, определяющие выбор транспортирующей машины. Характеристика транспортируемого груза.
- 5 Какие физико-механические свойства транспортируемого материала учитываются при выборе транспортирующей машины?
- 6 Теория транспортирующих машин (определение производительности, мощности привода, сопротивления перемещению, метод обхода по контуру).
- 7 Типы полиспастов, их назначение и характеристика. Основные параметры. Примеры построения одинарной и сдвоенной подвесок.
- 8 Тяговые и несущие элементы транспортирующих машин, их подбор и проверка на прочность.
- 9 Определение ширины транспортирующей ленты и проверка ее по кусковатости.
- 10 Использование ленточного транспортера. Определение погонных нагрузок при расчете ленточного транспортера.
- 11 Определение усилий в характерных точках транспортера методом обхода по контуру. Цель расчета транспортера методом обхода по контуру.
- 12 Расчет потребной мощности привода ленточного транспортера. Подбор электродвигателя и редуктора привода ленточного транспортера.
- 13 Типы натяжных устройств. Расчет винтового натяжного устройства.
- 14 Типы настилов пластинчатого транспортера. Определение ширины настила и проверка на кусковатость.
- 15 Назначение, конструкция, достоинства и недостатки скребковых транспортеров. Типы скребков, определение параметров скребка и проверка его на кусковатость.
- 16 Определение сопротивления движению, натяжения в точках и потребной мощности привода скребкового транспортера. Проверка скребка на устойчивость.
- 17 Конструкция ковшовых элеваторов. Типы ковшей. Методика подбора типа ковша и его параметров.
- 18 Определение потребной мощности ковшового элеватора, передаточного механизма и усилия натяжного устройства.
- 19 Определение сопротивлений передвижению груза и ленты транспортера.
- 20 Расчет механизма изменения угла наклона транспортера.
- 21 Расчет лебедки изменения угла наклона транспортера.
- 22 Винтовые транспортеры, назначение, устройство, достоинства и недостатки. Определение диаметра винта.
- 23 Конструкции и расчет тяговых органов скребковых транспортеров.
- 24 Расчет привода ленточного транспортера.

Вопросы для подготовки к экзамену

1 Классификация транспортирующих машин. Производительность массовая, объемная. Вывод формулы производительности.

2 Конструкция механизма поворота крана. Определение реакций в опорах и их подбор. Определение общего сопротивления повороту.

3 Характеристика грузоподъемных устройств. Основные режимы их работы по ГОСТ и нормам Гостехнадзора.

4 Погонные нагрузки ленточного транспортера (от веса груза, ленты, роlikоопор). Их назначение.

5 Типы гибких тяговых органов, применяемых в ПТМ, характеристика и их подбор. Выбраковка стальных канатов. Определение усилия в канате, наматываемом на барабан.

6 Группы транспортирующих машин. Факторы, определяющие выбор транспортирующей машины. Характеристика транспортируемого груза.

7 Материал и конструкции блоков и барабанов, определение их основных размеров. Проверка стенки барабана механизма подъема на прочность.

8 Какие физико-механические свойства транспортируемого материала учитываются при выборе транспортирующей машины?

9 Способы крепления концов стального каната на барабане. Расчет крепления каната с помощью прижимной планки и шпильки.

10 Теория транспортирующих машин (определение производительности, мощности, привода, сопротивления перемещению, метод обхода по контуру).

11. Типы полиспастов, их назначение и характеристика. Основные параметры. Примеры построения одинарной и сдвоенной подвесок.

12 Тяговые и несущие элементы транспортирующих машин, их подбор и проверка на прочность.

13 Типы грузозахватных устройств для штучных и сыпучих грузов. Типы и материал крюков. Дать эскиз и указать опасные сечения. Методика подбора крюка.

14 Определение ширины транспортирующей ленты и проверка ее по кусковатости.

15 Типы крюковых подвесок. Конструкция и расчет основных деталей крюковой подвески.

16 В каких случаях используется ленточный транспортер? Определение погонных нагрузок при расчете ленточного транспортера.

17 Назначение, типы и устройство остановов. Расчет храпового останова.

18 Определение усилий в характерных точках транспортера методом обхода по контуру. Цель расчета транспортера методом обхода по контуру.

19 Назначение и конструкция ленточных и колодочных тормозов (привести кинематические схемы). Место установки тормоза в кинематической схеме с электрическим приводом. Регулировки колодочного тормоза.

20 Расчет потребной мощности привода ленточного транспортера. Подбор электродвигателя и редуктора привода ленточного транспортера.

21 Типы ленточных тормозов, их схемы. Определение усилий для замыкания простого ленточного тормоза.

22 Типы натяжных устройств. Расчет винтового натяжного устройства.

23. Расчет колодочного тормоза с электромагнитом.

24 Типы настилов пластинчатого транспортера. Определение ширины настила и проверка на кусковатость.

25 Классификация привода грузоподъемных машин. Расчет механизма подъема груза с ручным приводом.

26 Назначение, конструкция, достоинства и недостатки скребковых транспортеров. Типы скребков, определение параметров скребка и проверка его на кусковатость.

- 27 Расчет потребной мощности привода механизма подъема груза. Подбор кранового электродвигателя и проверка его по пусковому моменту.
- 28 Определение сопротивления движению, натяжения в точках и потребной мощности привода скребкового транспортера. Проверка скребка на устойчивость.
- 29 Способы перемещения крана (тележки). Типы ходовых колес, их подбор. Выбор материала ходовых колес.
- 30 Конструкция ковшовых элеваторов. Типы ковшей. Методика подбора типа ковша и его параметров.
- 31 Определение общего сопротивления перемещению крана (тележки), мощности привода и передаточного механизма.
32. Определение потребной мощности ковшового элеватора, передаточного механизма и усилия натяжного устройства.
33. Механизм поворота свободно стоящего крана: определение реакций опор, подбор подшипников и роликов. Сопротивление повороту крана.
- 34 Определение сопротивлений передвижению груза и ленты транспортера на горизонтальном, наклонном участках и в местах перегиба.
- 35 Определение потребной мощности привода механизма поворота крана. Определение передаточного числа и конструкция механизма поворота. Привести кинематическую схему механизма.
- 36 Расчет механизма изменения угла наклона транспортера.
- 37 Особенности крюковых электродвигателей. Проверка кранового электродвигателя поворотного крана по пусковому моменту.
- 38 Расчет лебедки изменения угла наклона транспортера.
- 39 Грузоподъемные машины, классификация. Основные параметры. Режимы работы.
- 40 Винтовые транспортеры, назначение, устройство, достоинства и недостатки. Определение диаметра винта.
- 41 Расчет деталей крюковой подвески. Конструкции крюковых подвесок.
- 42 Конструкции и расчет тяговых органов скребковых транспортеров.
- 43 Конструкция стальных канатов, их условное обозначение. Порядок подбора и выбраковки.
- 44 Расчет ленточного транспортера методом обхода по контуру.
- 45 Схемы механизмов передвижения, их конструкции, достоинства и недостатки. Выбор ходовых колес.
- 46 Скребковые транспортеры. Типы скребков, определение параметров скребка, проверка скребка на устойчивость.
- 47 Полиспасты, их типы и конструкция. Порядок построения полиспастов. КПД полиспастов.
- 48 Расчет привода ленточного транспортера.
- 49 Вычертить схему, описать работу и регулировки колодочного тормоза с гидротолкателем. Как определить усилие для расчета пружины?
- 50 Виды натяжных устройств ленточного транспортера. Расчет винтового натяжного устройства.

Список литературы

Основная

1 Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., перераб. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.

2 Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины : учебник для машиностроит. спец. вузов / М. П. Александров. – 6-е изд., перераб. – Москва : Высшая школа, 1985. – 520 с.

3 Вайнсон, А. А. Подъемно-транспортные машины : учебник / А. А. Вайнсон. – Москва : Машиностроение, 1989. – 536 с.

4 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – 5-е изд. – Минск : ДИЭКОС, 2012. – 220 с.

5 Спиваковский, А. О. Транспортирующие машины / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – Москва : Машиностроение, 1983. – 487 с.

Дополнительная

6 Казак, С. А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин / С. А. Казак. – Москва : Высшая школа, 1989. – 319 с.

7 Красников, В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве : учебник / В. В. Красников. – Москва : Колос, 1986. – 256 с.

8 Павлов, Н. Г. Примеры расчета кранов / Н. Г. Павлов. – Москва : Машгиз, 1987. – 420 с.

9. Шеффлер, М. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин : пер. с нем. / М. Шеффлер, Т. Пайер, Ф. Курт. – Москва : Машиностроение, 1980. – 256 с.

10 Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск : Вышэйшая школа, 1983. – 350 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А (обязательное)

Таблица А.1 – Механические характеристики некоторых углеродистых сталей

Марка стали	σ_B	σ_T	σ_{-1F}	τ_{-1}
	МПа			
Ст 1	340 – 420	210	—	—
Ст 2	350 – 450	220	—	—
Ст 3	400 – 490	240	170 – 220	100 – 130
Ст 4	440 – 540	260	—	—
Ст 5	520 – 620	300	220 – 300	130 – 180
Ст 6	590	295 – 315		
12А	450 – 600	240	180	—
35	560 – 660	320	230 – 320	140 – 190
40	600 – 720	340	250 – 310	150 – 200
45	640 – 760	360	270 – 350	160 – 220
50	680 – 800	380	290 – 360	170 – 220
35Л	480 – 500	280	375-400	—
40Г	640 – 760	360	—	—
50Г	730 – 850	400	290 – 360	—
40Г2	750 – 870	460	310 – 400	180 – 220
Механические характеристики некоторых легированных сталей				
Марка стали	σ_B	σ_T	σ_{-1F}	τ_{-1}
	МПа			
15Х	750	600	—	—
20Х	800	650	310 – 380	120 – 230
40Х	1000	850	350 – 420	210 – 260
40ХС	1250	1100	—	—
35ХГСА	1650	1400	480 – 700	280 – 400
40ХФА	900	750	380 – 490	—
30ХЮ	950	800	—	—
38ХМЮА	1000	850	—	—
30ХН	900 – 1000	700	420	—
40ХН	1000	850	460 – 600	—
12ХНЗА	1000	850	420 – 640	220 – 300
20ХНЗА	1400	1200	—	—
40ХНВА	1100	950	500	—
40ХНМА	1000	850	500 – 700	270 – 380
15ХР	800	600	—	—

Приложение Б
(справочное)

Таблица Б.1 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636-69, мм

Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры
R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40	
1,0	1,0	1,0 1,05		10	10	10 10,5	10,2 10,8	100	100	100 105	102 108
		1,1			1,1 1,15				11	11 11,5	
1,2	1,2	1,2 1,3	1,25 1,35	12	12	12 13	12,5 13,5	125	125	125 130	135
		1,4			1,4 1,5				14	14 15	
1,6	1,6	1,6 1,7	1,65 1,75	16	16	16 17	16,5 17,5	160	160	160 170	165 175
		1,8			1,8 1,9				18	18 19	
2,0	2,0	2,0 2,1	2,05 2,15	20	20	20 21	20,5 21,5	200	200	200 210	205
		2,2			2,2 2,4				22	22 24	
2,5	2,5	2,5 2,6	2,7	25	25	25 26	27	250	250	250 260	270
		2,8			2,8 3,0				28	28 30	
3,2	3,2	3,2 3,4	3,3 3,5	32	32	32 34	33	320	320	320 340	330 350
		3,6			3,6 3,8				36	36 38	
4,0	4,0	4,0 4,2	4,1 4,4	40	40	40 42	41 44	400	400	400 420	410 440
		4,5			4,5 4,8				45	45 48	
5,0	5,0	5,0 5,3	5,2 5,5	50	50	50 53	52 55	500	500	500 530	515 545
		5,0			5,6 6,0				56	56 60	
6,3	6,3	6,3 6,7	6,5 7,0	63	63	63 67	65 70	630	630	630 670	650 690
		7,1			7,1 7,5				71	71 75	
8,0	8,0	8,0 8,5	8,2 8,8	80	80	80 85	82	800	800	800 850	825 875
		9,0			9,0 9,5				90	90 95	

Примечание – Ряд R_a40 – является предпочтительным.

Приложение В
(справочное)

Таблица В.1 – Электродвигатели серии 4А

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹		
4АА63А6У3	0,18	885	4А71В8У3	0,25	680
4АА63У3	0,25	890	4А80А8У3	0,37	0,75
4А71А6У3	0,37	910	4А80В8У3	0,55	700
4А71В6У3	0,55	900	4А90ЛA8У3	0,75	700
4А80А6У3	0,75	915	4А90ЛВ8У3	1,1	700
4А80В6У3	1,1	920	4А100Л8У3	1,5	700
4А90Л6У3	1,5	935	4А112М8У3	2,2	700
4А100Л6У3	2,2	950	4А11204В9У3	3	700
4А112МА6У3	3	955	4А132S8У3	4	720
4А112МВ6У3	4	950	4А133М8У3	5,5	720
4А132 S6У3	5,5	965	4А160 S8У3	7,5	730
4А132М6У3	7,5	970	4А160М8У3	11	730
4А160 S6У3	11	975	4А180М393	15	730
4А160М6У3	15	975	4А200СИ8У3	18,5	735
4А180М6У3	18,5	975	4А200 L8У3	22	730
4А200М6У3	22	975	4А225М8У3	30	735
4А200 L6У3	30	980	4А250 S8У3	37	735
4А225М6У3	37	980	4А250М8У3	45	740
4А250М6У3	55	985	4А280 S8У3	55	735
4А280 S6У3	75	985	4А280М8У3	75	735
4А280М6У3	90	985	4А315 S8EP	90	740
4А315 S6У3	110	985	4А355М8У3	110	740
4А315М6У3	132	985	4А355 S8У3	132	740
4А355 S6У3	160	985	4А355М8У3	160	740
4А355М6У3	200	985			

Приложение Г
(справочное)

Таблица Г.1 – Редукторы типа КЦ 1

	Межосевое расстояние, мм							
	150	200	250	300	350	400	500	600
	Мощность на тихоходном валу, кВт							
			ПВ 100 %		$n_6 = 750 \text{ мин}^{-1}$			
8	6,5	17,3	34,4	46,7	86	111	208	375
10	5,6	13,6	26,2	45,3	71,5	107	203	362
12,5	4,2	9,9	19,4	33,5	53	79	155	268
16	3,3	7,8	15,2	26,2	41,6	61,6	121	209
20	2,4	5,6	10,9	18,9	30	44,6	87,5	151
25	1,7	3,9	7,7	13,8	21,1	31,4	61,6	107
31,5	1,5	3,5	7	12	19,1	28,4	55,5	96
40	1	2,5	4,8	8,8	13,2	19,6	38,5	66,6
					ПВ 100 % $n_6 = 750 \text{ мин}^{-1}$			
8	9,1	28,1	45,7	60,9	112	143	270	480
10	7,5	17,9	3 9	60,4	95,5	128	240	430
12,5	5,6	13,2	25,8	44,6	70,6	105	208	356
16	4,4	10,3	20,2	34,8	55,1	82,1	162	278
20	3,1	7,4	14,6	25,1	40	59,5	116	201
25	2,2	5,2	10,3	17,7	28,1	41,9	92,1	142
31,5	2	4,7	9,2	16	25,4	37,8	74	128
40	1,4	3,3	6,4	11,1	17,6	26,2	51,8	88,7

Учебное издание

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

Учебно-методический комплекс

Составители:

Романюк Николай Николаевич,
Сашко Константин Владимирович,
Агейчик Валерий Александрович и др.

Ответственный за выпуск *В. Н. Основин*
Редактор *В. М. Воронович*
Корректор *Н. А. Антипович*
Компьютерная верстка *Н. А. Антипович*

Подписано в печать 03.12.2015. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 24,18. Уч.-изд. л. 9,45. Тираж 99 экз. Заказ 527.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99–2, 220023, Минск.