

**Министерство образования Российской Федерации
Московский государственный университет леса**

Е.И. Карасев, А.А. Никитин

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

по курсовому проектированию по дисциплине

ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ

(Для студентов специальности 26.03.05)

Москва - 2001

Одобрено и рекомендовано к изданию в качестве учебного пособия редакционно-издательским советом университета

Кафедра технологии древесных пластиков и плит

Евгений Иванович КАРАСЕВ, Алексей Алексеевич НИКИТИН

Учебное пособие по курсовому проектированию «Оборудование предприятий». Спец. 26.03.05.

Рецензенты:

В. Г. Бондарь, профессор кафедры станков и инструментов МГУЛ
Е.А. Бажанов, зав. лабораторией плитных материалов ЗАО «ВНИИДРЕВ»

Под редакцией проф. Е. И. Карасева

По тематическому плану внутривузовских изданий учебной литературы на 2001 год, поз.65.

© Карасев Е. И., Никитин А. А.

© Московский государственный университет леса, 2001 г.

ЛР № 020718 от 02.02.1998 г.

Подписано к печати __.__.2001
Объем п. л.

Тираж
Заказ №

Издательство Московского государственного университета леса.
141005, Мытищи-5, Московская обл., 1-я Институтская, 1, МГУЛ.
Телефон: 588-57-62, 588-53-48, 588-54-15. Факс: 588-57-09
E-mail: izdat@mgul.ac.ru

Оглавление

ЗАДАНИЕ 1 на учебную практику (раздел «Оборудование предприятий»).....	5
ЗАДАНИЕ 2 на самостоятельную работу по дисциплине «Оборудование предприятий».....	6
ЗАДАНИЕ 3 на курсовой проект по дисциплине «Оборудование предприятий».....	7
Введение.....	8
ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	9
СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	9
1. Наименование и область применения.....	9
2. Основание для разработки.....	10
3. Цели и назначение разработки.....	10
4. Источники разработки.....	10
5. Технические требования.....	14
6. Техничко-экономические показатели (расчеты).....	17
Технологический расчет.....	17
Производительность.....	20
Определение кинематических параметров.....	20
Энергетический расчет.....	22
Определение потребной мощности.....	22
Выбор электродвигателя привода машины.....	25
РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ.....	25
РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РУЧЬЕВОЙ ДИАГРАММЫ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ....	30
МОЩНОСТЬ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА РЕЗАНИЯ И МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ В СТРУЖЕЧНОЙ СТАНКЕ С НОЖЕВЫМ ВАЛОМ (станки ДС - 6 и ДС-8).....	32
Расчет крепления ножа.....	37
Расчет пружины.....	40
МОЩНОСТЬ ПРИВОДА КРЫЛЬЧАТКИ И РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО СТРУЖЕЧНОГО СТАНКА.....	42
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И МОЩНОСТИ ДИСКОВЫХ МЕЛЬНИЦ.....	50
МОЩНОСТЬ ПРИВОДА ДИСКОВЫХ МЕЛЬНИЦ.....	54
МОЩНОСТЬ ПРИВОДА СМЕСИТЕЛЯ.....	56
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА СМЕСИТЕЛЯ.....	59
РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА КОНВЕЙЕРОВ ФОРМИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ.....	61
РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ВИНТОВОГО (ШНЕКОВОГО) ПРЕССА.....	65
Мощность привода винтового пресса.....	66
Определение осевой силы на валу нагнетающего винта.....	68
РАСЧЕТ ПРИВОДОВ КОНВЕЙЕРА ФОРМИРОВАНИЯ КОВРА И ПОДВИЖНОГО ХОЛОДНОГО ПРЕССА.....	69
А. Расчет механизма передвижения подпрессовочного пресса.....	69
Рассмотрение кинематической схемы.....	69
Расчет сопротивления передвижению пресса.....	69
Расчет мощности двигателя.....	70
Б. Расчет мощности привода конвейера формирования ковра.....	72
Приближенный расчет.....	73
Тяговый расчет конвейера.....	74
Поверочный расчет цепи.....	78

РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОНВЕЙЕРА (ЭЛЕВАТОРА).....	80
РАСЧЕТ УСИЛИЯ ПРИВОДА ГИДРОЦИЛИНДРА.....	84
Расчет гидроцилиндра.....	87
РАСЧЕТ ПНЕВМОЦИЛИНДРА.....	90
РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОВШОВОГО КОНВЕЙЕРА (элеватора).....	91
РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРА С ПРИЖИМНОЙ ЛЕНТОЙ.....	95
РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ОТЛИВНОЙ МАШИНЫ.....	96
РАСЧЕТ ПРИВОДА РОЛИКОВОГО КОНВЕЙЕРА.....	100
РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА КОНВЕЙЕРА ДЛЯ СОРТИРОВКИ ДРЕВЕСНОСТРУЖЕЧНЫХ ПЛИТ.....	101
РАСЧЕТ ВАКУУМНЫХ ЗАХВАТОВ.....	104
РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ПОДАЧИ С ФРИКЦИОННОЙ СВЯЗЬЮ.....	109
ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ТОЛКАТЕЛЯ С ГРУЗОМ.....	111
РАСЧЕТ ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ.....	113
РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ.....	117
РАСЧЕТ СИМУЛЬТАННОГО МЕХАНИЗМА.....	120
РАСЧЕТ СОСУДОВ И АППАРАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ.....	122
Плоские, круглые днища и крышки.....	125
Сосуды высокого давления.....	127
РАСЧЕТ ПРЕССОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ.....	129
Мощность привода ленточного пресса.....	129
РАСЧЕТ КАЛАНДРОВОГО ПРЕССА.....	138
МОЩНОСТЬ ПРИВОДА ВАЛЬЦОВОГО ПРЕССА ДЛЯ КАШИРОВАНИЯ.....	146
РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ЛЕНТОЧНО-ВАЛКОВОГО ПРЕССА.....	149
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	154
Основная литература (по всем темам курсовых проектов).....	154
Дополнительная литература по темам стружечных станков, мельниц и других машин для резания и измельчения древесины.....	154
По темам механизмов подач, конвейерам, перегрузочным устройствам.....	155
По темам сушильных устройств.....	155
По темам смесителей и формирующих машин.....	155
По темам прессов и околопрессовой механизации.....	156
По темам облицовывания и ламинирования плит.....	156
Приложение 1. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ.....	157
Приложение 2. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПЕРЕДАЧ В ОДНОЙ СТУПЕНИ.....	161
Приложение 3. НАСЫПНАЯ ПЛОТНОСТЬ ДРЕВЕСНЫХ ЧАСТИЦ.....	162
Приложение 4. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТРЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ.....	163
Приложение 5. ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ (ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ) ЛИНИЯ ОБЛИЦОВЫВАНИЯ С ПРОХОДНЫМ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРЕССОМ.....	165
Приложение 6. ПРИМЕРНАЯ СХЕМА ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ (ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ).....	170

ЗАДАНИЕ 1
на учебную практику
(раздел «Оборудование предприятий»)

Студенту _____ группы _____

Предприятие _____

1. Ознакомиться с работой технологической линии (участка).
2. Изучить и составить:
 - 2.1. Технологическую, кинематическую, гидравлическую схему

 - 2.2. Техническая характеристика.
 - 2.3. Характеристика и размеры поступающих (сырье, полуфабрикаты) и отводимых материалов.
 - 2.4. Перечень технологических операций, выполняемых на изучаемом оборудовании, режимы обработки (давление, скорость, температура, время), диаграммы прессования.
Количество операторов и других рабочих; периодичность, перечень операций и порядок выполнения профилактического осмотра и технического обслуживания; периодичность замены инструмента.
 - 2.5. Требования по охране окружающей среды.
 - 2.6. Системы контроля.
3. Определить:
 - 3.1. Скорость подачи (резания), частоту вращения.
 - 3.2. Мощность электродвигателей (подачи, резания и др.)
 - 3.3. Основное и вспомогательное время цикла обработки или прессования.
 - 3.4. Режимы работы (сменность, число часов работы в сутки).
 - 3.5. Фактическую производительность, коэффициенты использования рабочего времени изучаемого и технологически связанного с ним оборудования.
4. Составить схемы:
 - 4.1. Технологическую (функциональную и принципиальную).
 - 4.2. Кинематическую.
5. Начертить планировку и вид сбоку технологической линии с предыдущим оборудованием, заданным объектом и последующим оборудованием в М 1:100, 1:50 на миллиметровке.

ЗАДАНИЕ 2
на самостоятельную работу по дисциплине
«Оборудование предприятий»

1. Составить аналитический обзор отечественной и иностранной научно-технической и патентной литературы на тему:

Реферат содержит:

1. Краткий исторический обзор технологических особенностей данного оборудования.

2. Характеристику материалов, подлежащих обработке. Технологические схемы и режимы обработки материалов. Кинематические, гидравлические схемы, влияние скоростей подачи (резания) на производительность оборудования.

3. Классификацию оборудования для выполнения заданной технологической операции.

4. Предложения по созданию нового образца или модернизации машины.

5. Список использованной литературы.

ЗАДАНИЕ 3
на курсовой проект по дисциплине
«Оборудование предприятий»

На _____ семестр _____ учебного года
Студенту _____ группы _____

1. Разработать техническое задание на проектирование

2. Составить расчетную схему для определения мощности

3. Составить расчетную схему для определения производительности

4. Исходные данные

4.1. Вид перерабатываемого сырья _____

4.2. Вид материала (продукции) _____

4.3. Дополнительные данные _____

Дата выдачи « . . . » 20 . . . г.

Дата защиты « . . . » 20 . . . г.

Руководитель проекта

Введение

При разработке курсовых проектов закрепляются теоретические знания, систематизируются и расширяются знания студентов на практике. Вырабатываются навыки по использованию теоретических знаний к решению практических задач, приобретается опыт самостоятельной работы по специальности.

Тематика курсовых проектов по технологическому оборудованию направлена на решение следующих основных задач:

- модернизация известных моделей технологического оборудования с использованием как унифицированных, так и оригинальных устройств и механизмов, направленная на повышение эффективности работы оборудования;
- создание новых конструкций технологического оборудования, но отличающихся размерными или технологическими параметрами, а также производительностью от серийно выпускаемых моделей;
- создание новых по принципу действия конструкций машин, основанных на использовании современных достижений науки и техники, изобретений, и рацпредложений;
- разработка устройств для загрузки и разгрузки оборудования, а также транспортирующих систем.

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Цель курсового проектирования — практическое усвоение знаний и умений, приобретенных при изучении дисциплин, а также во время учебной практики на предприятиях, реализация полученных навыков разработки технологических и кинематических схем оборудования для производства плитных материалов и изделий из измельченной древесины, проведение технологических и других расчетов.

Задачи курсового проекта: составление технического задания на проектирование оборудования (станки, машины); разработка технологической компоновки оборудования; технологической и кинематической схем, с необходимыми технологическими расчетами; требования к продукции и режимам обработки, а также самостоятельная работа с отечественной и зарубежной научно-технической литературой.

СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Техническое задание разрабатывают на основе исходных требований заказчика — заявки (задания), результатов научно-исследовательской работы, научного прогнозирования, анализа достижений и технического уровня отечественной и зарубежной техники, перспективных типажей машин, изучения патентной документации.

Пояснительная записка к техническому заданию на проектирование (курсовому проекту), как правило, содержит следующие разделы:

1. Наименование и область применения;
2. Основание для разработки;
3. Цель и назначение разработки;
4. Источники разработки;
5. Технические требования:
 - 5.1. Состав линии и требования к технологической схеме и конструктивному устройству.
 - 5.2. Требования к сырью, исходным и эксплуатационным материалам.
 - 5.3. Условия эксплуатации, режимы работы;
6. Технико-экономические показатели (расчеты);
7. Список использованных источников.

Рассмотрим подробнее содержание каждого раздела.

1. Наименование и область применения. Указывается наименование и условное обозначение станка (линии), краткая характеристика области эксплуатации, общая характеристика предприятий, где объект может использоваться.

2. Основание для разработки. Указывается полное наименование документа (задания), на основании которого разрабатывают станок, машину (линию).

3. Цели и назначение разработки. Цель разработки (разрабатывается впервые или взамен какой машины или станка), назначение разработки (создание базового образца, модификация, проведение модернизации) и задачи, решаемые разработкой (повышение производительности, повышение качества продукции, повышение технического уровня эксплуатации, снижение трудозатрат, улучшение условий труда, влияние на окружающую среду и т. п.).

4. Источники разработки. Основу этого раздела составляют: научное исследование, выполняемое в виде патентно-информационного поиска, и обзор отечественной и зарубежной литературы (согласно заданию № 2) с выводами и рекомендациями; индивидуальное задание № 1 на учебную практику.

Достижение целей, поставленных перед студентом в курсовом проектировании, выполняется на основе глубокого и всестороннего анализа поставленных задач по степени их освещенности и разрешенности в литературе. На начальном этапе работы студент может пользоваться рекомендациями, содержащимися в данном учебном пособии. Впоследствии возникает необходимость изучать дополнительную литературу.

Студент должен найти нужную книгу самостоятельно. Для этого рекомендуется использовать библиотечные систематические и алфавитные каталоги. В библиотеке имеются также систематические предметные и библиографические указатели по различным отраслям знания и отдельным темам.

Руководитель проекта определяет регламент поиска, т. е. формирует предмет поиска, рекомендуя при этом источники. Студент, ознакомившись с источниками информации, систематизирует ее, выбирает патенты-аналоги, оценивает технический уровень предлагаемых решений, выявляет тенденции в развитии объектов-аналогов, оценивает степень новизны разрабатываемого в проекте объекта и необходимость патентной защиты.

Результаты патентного исследования и литературного обзора оформляют в виде отчета. Можно рекомендовать, как наиболее компактную и информационно насыщенную форму-отчет на основе форматок, выполненных на чистой или миллиметровой бумаге, размером 210x297 (A4). Образцы таких форматок приведены на рис. 1 и 2. На рис. 1 показана форматка для источника из научно-технической литературы, а на рис. 2 из патентов или авторских свидетельств.

Следует обратить внимание на нижеследующие вопросы.

При формировании идей и вариантов решения необходимо, чтобы проблема всесторонне анализировалась, надо постараться ответить на следующие вопросы.

Каковы недостатки существующих и предлагаемых ранее решений?

Составьте перечень недостатков, которым, по вашему мнению, обладают известные вам решения.

Как улучшить положение?

Не задумываясь над способом практической реализации, перечислите все возможные улучшения существующей машины.

Что можно приспособить и использовать?

Имеется ли что-нибудь похожее? Что можно заимствовать? Не существует ли что-либо такое, что можно было бы использовать?

Ответы на все вышеперечисленные вопросы должны способствовать увеличению количества рассматриваемых вариантов конструктивных решений и, как следствие этого, выбранный вариант будет иметь наибольшее количество положительных свойств.

Анализируя имеющиеся данные (конструкцию машины или аппарата, технические и технологические параметры, условия эксплуатации т. п.), намечают несколько вариантов конструктивного решения. Оптимальное конструктивное решение определяют и обосновывают с учетом ряда факторов: простоты конструкции; удобства обслуживания и ремонта; металлоемкости и стоимости. При модернизации машины или аппарата в зависимости от конкретных условий учитывают влияние принятых решений на все механизмы, узлы и процессы, так или иначе связанные с новым решением.

При проработке задания надо четко уяснить, какие параметры (производительность, мощность машины, качество продукта) подвергнутся изменениям, какие узлы и детали машины или аппарата потребуют замены или реконструкции.

Как правило, для выполнения задания может быть найдено несколько вариантов решений. При проработке того или иного варианта возникает необходимость в определении скорости или ритма движения рабочих органов, а, следовательно, и кинематического расчета.

При установке в поточную линию новой машины большей производительности учитывают как параметры машин и аппаратов, следующих за ней, для предотвращения завала (перегрузки), так и параметры предыдущих устройств, которые будут обеспечивать новую машину необходимым количеством сырья или полуфабриката.

Ниже приведен пример, как написать выводы:

1. Метод непрерывного облицовывания на базе двухленточных прессов является современным и новым. Такое оборудование начинают разрабатывать и в других странах (Италия, США).

<p align="center"><u>Объект описания</u></p> <p align="center">Формирующая машина с механическим фракционированием частиц</p>	<p align="center"><u>Источник</u></p> <p align="center">«Производство древесностружечных плит»</p>	
<p align="center"><u>Особенность устройства</u></p> <p>Валик 6 разбрасывает древесные частицы, вследствие этого тяжелые (крупные) частицы летят дальше, а легкие (мелкие) ближе. В итоге получается многослойный ковер.</p>	<p align="center"><u>Автор</u></p> <p align="center">И. А. Отлев</p>	
<p align="center"><u>Эскиз устройства</u></p>	<p align="center">Дата публикации 1973 г.</p>	
	<p>1 - распределитель частиц 2,3 - горизонтальный и наклонный конвейеры 4 - разравнивающий валик 5 - сбрасывающий валик 6 - валик для фракционирования 7 - крупные частицы 8 - мелкие частицы 9 - стружечный ковер 10 - формирующий конвейер</p>	
	<p align="center">Группа</p>	<p align="center">№ листа</p>
	<p align="center">Составитель: Фамилия, имя, Отчество</p>	<p align="center">п.л.</p>

Рис.1. Пример оформления данных из литературного источника

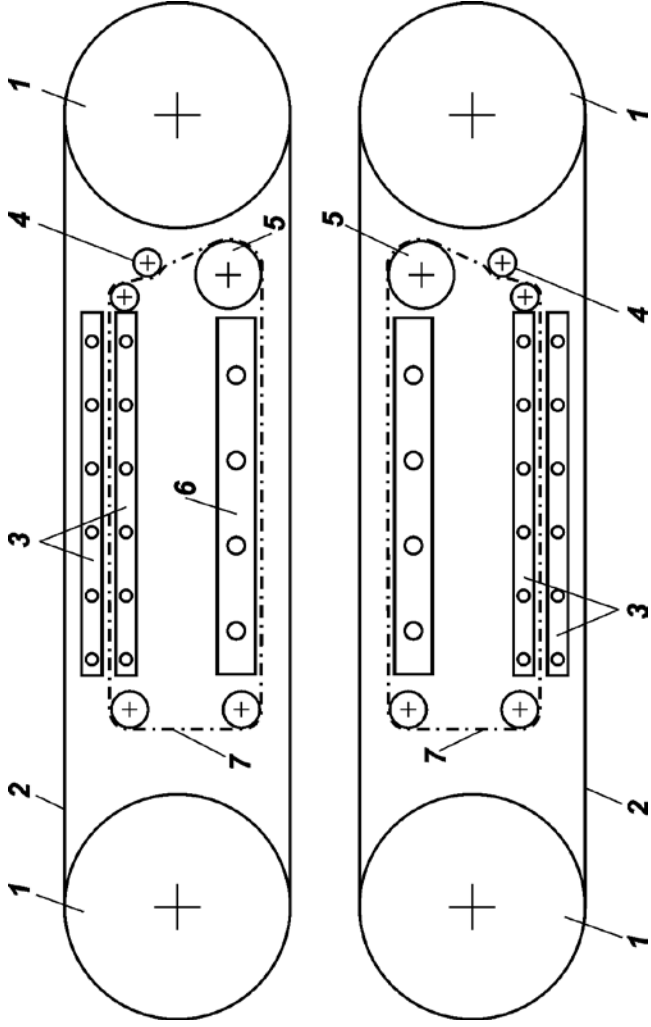
<p align="center"><u>Наименование изобретения</u></p> <p align="center">Способ нагрева прессы непрерывного действия</p>	<p align="center">Номер патента ДЕ 3901366 А1 В 27 № 3/26</p>						
<p align="center"><u>Суть изобретения</u></p> <p>Роликовые цепи предварительно нагреваются в горизонтальном канале на 15% больше, чем плиты прессы.</p>	<p align="center"><u>Автор</u></p> <p align="center">Diffenbacher ФРГ</p>						
<p align="center"><u>Эскиз устройства</u></p>	<p align="center">18.01.1989</p>						
	<p>1 - барабаны 2 - лента 5 - обогревательные каналы 4 - натяжной ролик 5 - звездочка 6 - плита прессы 7 - роликовая цепь</p> <table border="1"> <tr> <td align="center">Группа</td> <td align="center">№ листа</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Составитель: Фамилия, имя, Отчество</td> </tr> <tr> <td></td> <td align="center">п.л.</td> </tr> </table>	Группа	№ листа	Составитель: Фамилия, имя, Отчество			п.л.
Группа	№ листа						
Составитель: Фамилия, имя, Отчество							
	п.л.						

Рис. 2. Пример оформления данных из патента

2. При разработке отечественных двухленточных прессов следует учесть, что в настоящее время существуют действующие зарубежные патенты и заявки на этот вид оборудования.

3. На основе аналитического обзора литературы предлагается сохранение валкового и плоского принципа передачи давления и температуры через контакт с лентой и инфракрасный обогрев ленты. Для обеспечения предварительного нагрева пленки и клеевого слоя предлагается прижим ленты к планке и плите равномерно распределенными роликами.

4. Взамен трех барабанов, в связи с применением лент, можно использовать только один или два барабана.

5. Технические требования.

5.1. Состав линии и требования к технологической схеме и конструктивному устройству.

5.1.1. Состав линии.

Состав линии определяется технологическими схемами: функциональной и принципиальной, а также планировкой оборудования.

Предприятия плитной промышленности представляют собой производство, оснащенное оборудованием, выстроенным в поточные технологические линии с различной степенью механизации и автоматизации. При проектировании линий или участков целесообразно разрабатывать технологическую схему производства. В этом случае функциональная технологическая схема представляет собой графическое изображение процессов, протекающих при производстве определенного продукта. Схема дает информацию об основных параметрах процессов (влажности, кислотности, температуре, концентрации, продолжительности процесса, и т. п.), протекающих в машинах и аппаратах (рис. 3, а).

Машины на таких схемах изображают прямоугольниками (возможно изображение упрощенными внешними очертаниями) в порядке последовательности выполнения технологических операций.

Технологические параметры указывают внутри прямоугольников или рядом с ними, причем цифровая нумерация машин не должна зрительно сливаться с технологическими данными.

В качестве примера на рис. 3, а приведена технологическая функциональная схема участка поточной линии производства древесных частиц.

Технологическая схема дает представление о способах инженерного решения технологической задачи.

При изучении или проектировании технологических линий составляют как технологические схемы, так и принципиальные, представляющие собой графическое изображение машин и аппаратов линии или ее участка, отображающее структуру и их взаимосвязь (рис. 3б).

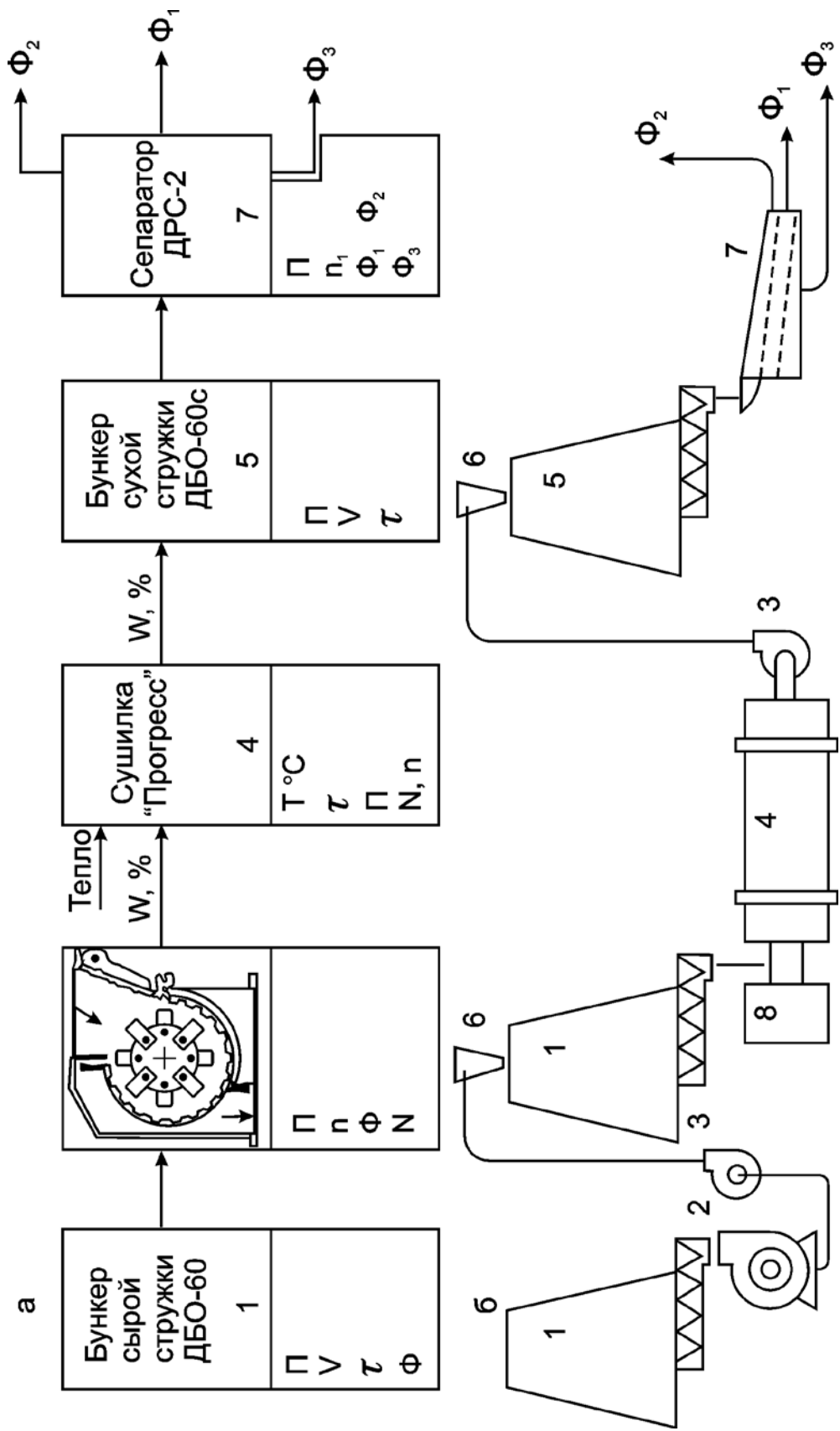


Рис. 3. Технологические схемы: а — функциональная; б — принципиальная.
 Π — производительность; V — объем бункера; τ — продолжительность процесса; N — мощность;
 W — влажность; T — температура; Φ — фракционный состав; n — частота вращения; $\Phi_1... \Phi_3$ — фракции

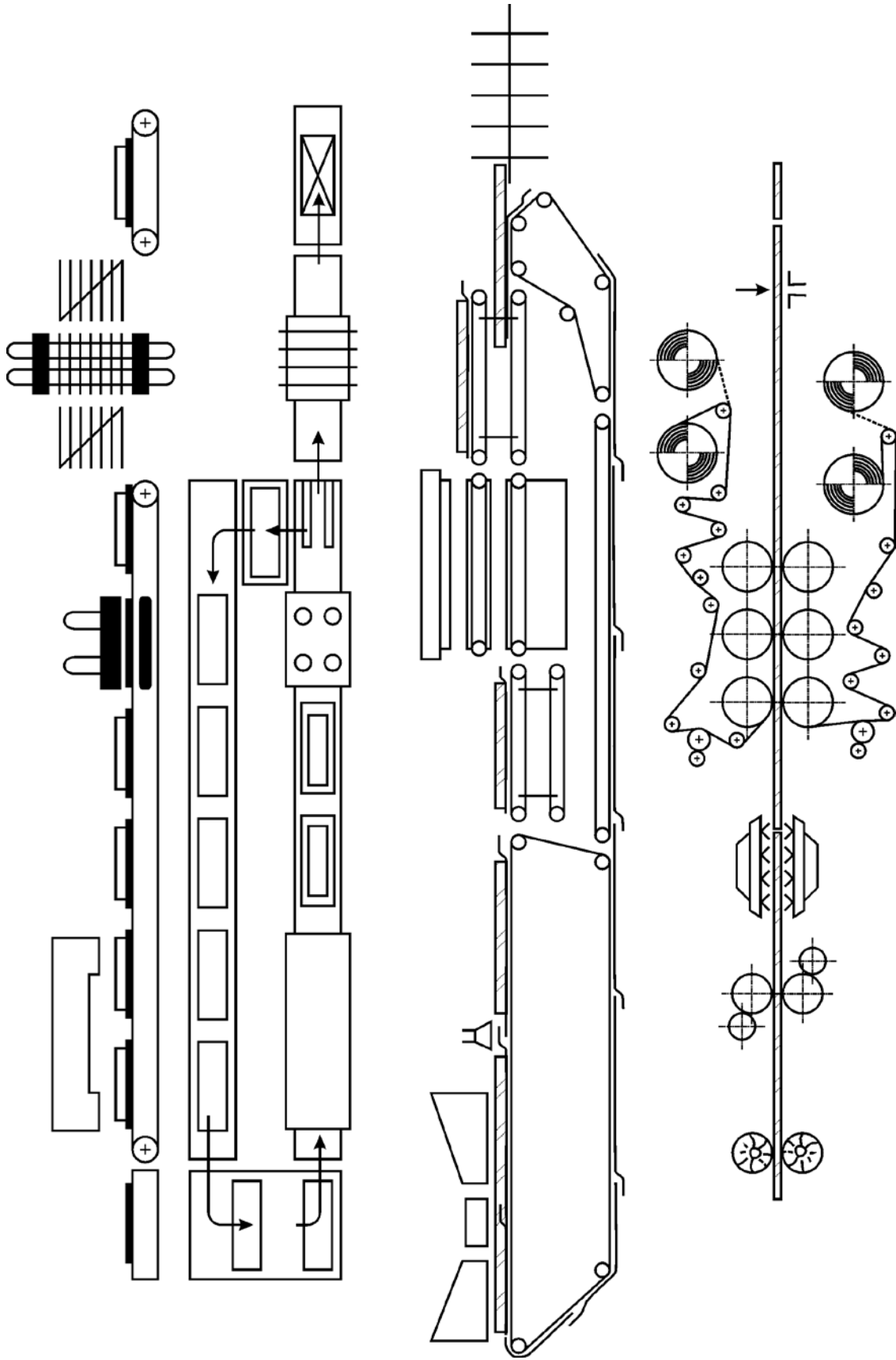


Рис.4. Примеры принципиальных технологических схем

Эту схему вычерчивают с целью получения информации о типах машин и аппаратов, входящих в технологическую линию. Один и тот же технологический процесс в зависимости от оснащенности предприятия может происходить в различных по конструкции машинах, которые изображают упрощенными внешними очертаниями (контурами) в порядке последовательности технологических и вспомогательных операций. Для большей информативности можно изображать рабочие органы машин. Примеры выполнения технологических схем приведены на рис. 4, 5. Масштаб изображения можно принимать приближенный.

Оборудование, входящее в линию, можно располагать в несколько рядов с взаимным пересечением.

Графически состав линии, ее размеры, взаимоположение машин и устройств определяется в виде планировки оборудования, выполненной в масштабе 1:100 или 1:50 (рис. 6), по указанию руководителя проекта.

В пояснительной записке указывается перечень составных частей линии и их количество. Далее следует краткое описание назначения машины, входящей в линию, и технологической операции, которая на этой машине осуществляется, описывается также характер перемещений материала, сырья или полуфабрикатов по линии.

5.1.2. Общие требования к линии. Примерное содержание подраздела можно принять для других линий по приложению № 5.

5.1.3. Требования к основным частям линии. Описывается, каким образом каждый станок (машина), входящий в линию, обеспечивает выполнение каждой технологической операции, а также описание устройств, обеспечивающих переместительные (транспортные) операции.

5.2. Требования к сырью, исходным и эксплуатационным материалам.

Поступающие и отводимые материалы: поступающие материалы (сырье, полуфабрикаты — вид и характеристика); отводимый материал (вид и характеристика, физико-механические и другие свойства, качество, требования к геометрическим размерам и т. п.).

5.3. Условия эксплуатации, режимы работы.

Подраздел излагается аналогично приложению, но с соответствующими коррективами под проектируемую линию.

6. Техничко-экономические показатели (расчеты).

Под **технологическим расчетом** проектируемого объекта обычно понимают совокупность расчетов, связанных непосредственно с параметрами, видом и особенностями технологического процесса, осуществляемого этим объектом.

Основной целью технологического расчета является определение исходных параметров, необходимых при выполнении конструкторской проработки проектируемого объекта, а также для проведения последующих

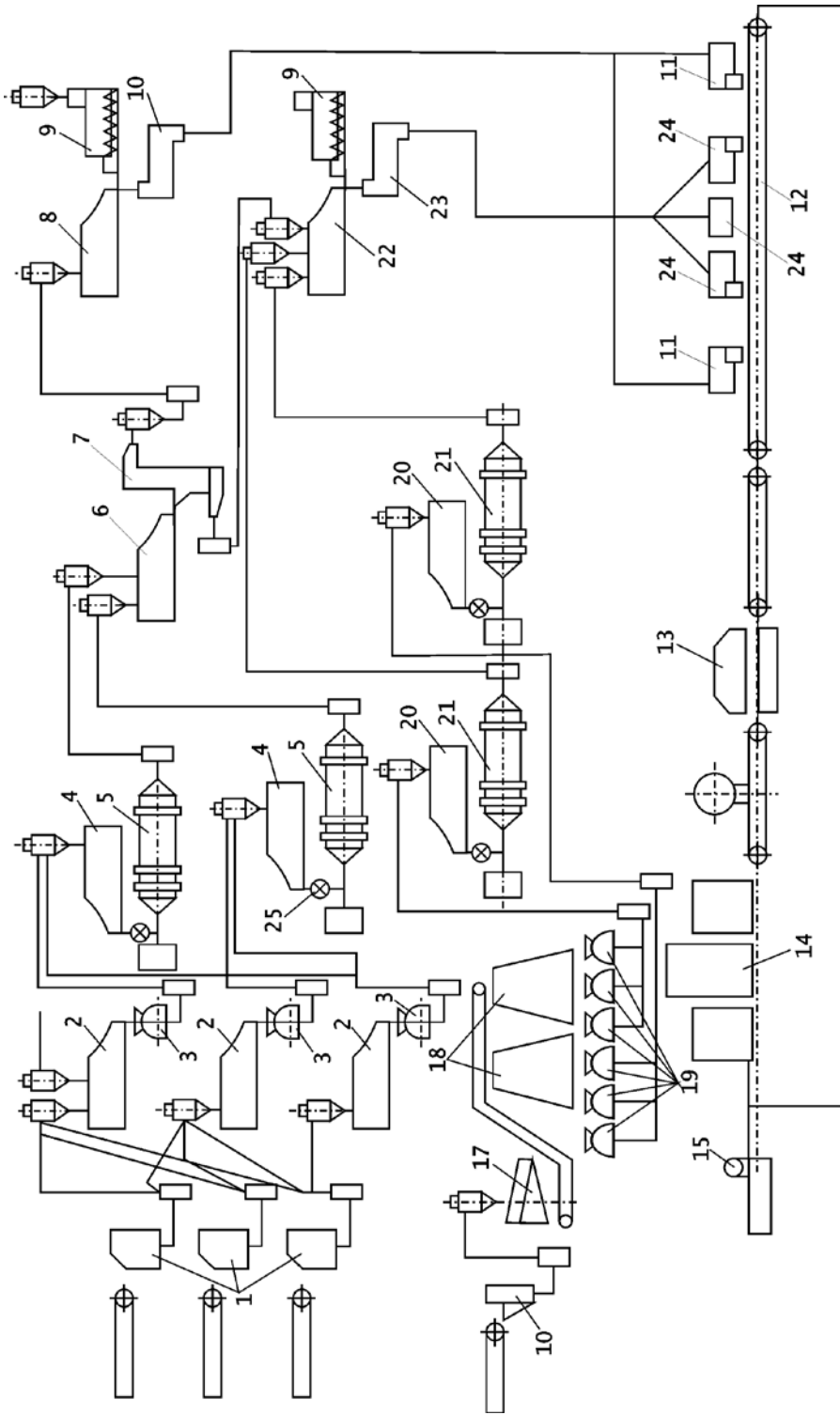


Рис.5. Принципиальная технологическая схема производства древесностружечных плит (вариант I):

1 — стружечный станок; 2 — бункер сырой стружки; 3 — молотковая мельница; 4 — бункер микростружки; 5, 21 — сушильный барабан; 6, 20 — промежуточный бункер. 7 — каскадный сепаратор; 8, 22 — промежуточный бункер; 9 — бункер пыли; 10, 23 — скоростной смеситель; 11 — машина, формирующая наружный слой; 12 — формирующий транспортер; 13 — подпрессовочный пресс; 14 — пресс для горячего прессования; 15 — форматно-обрезной станок; 16 — рубительная машина; 17 — сортировка щепы; 18 — бункер щепы; 19 — стружечный станок; 24 — машина, формирующая внутренний слой; 25 — шлюзовой затвор

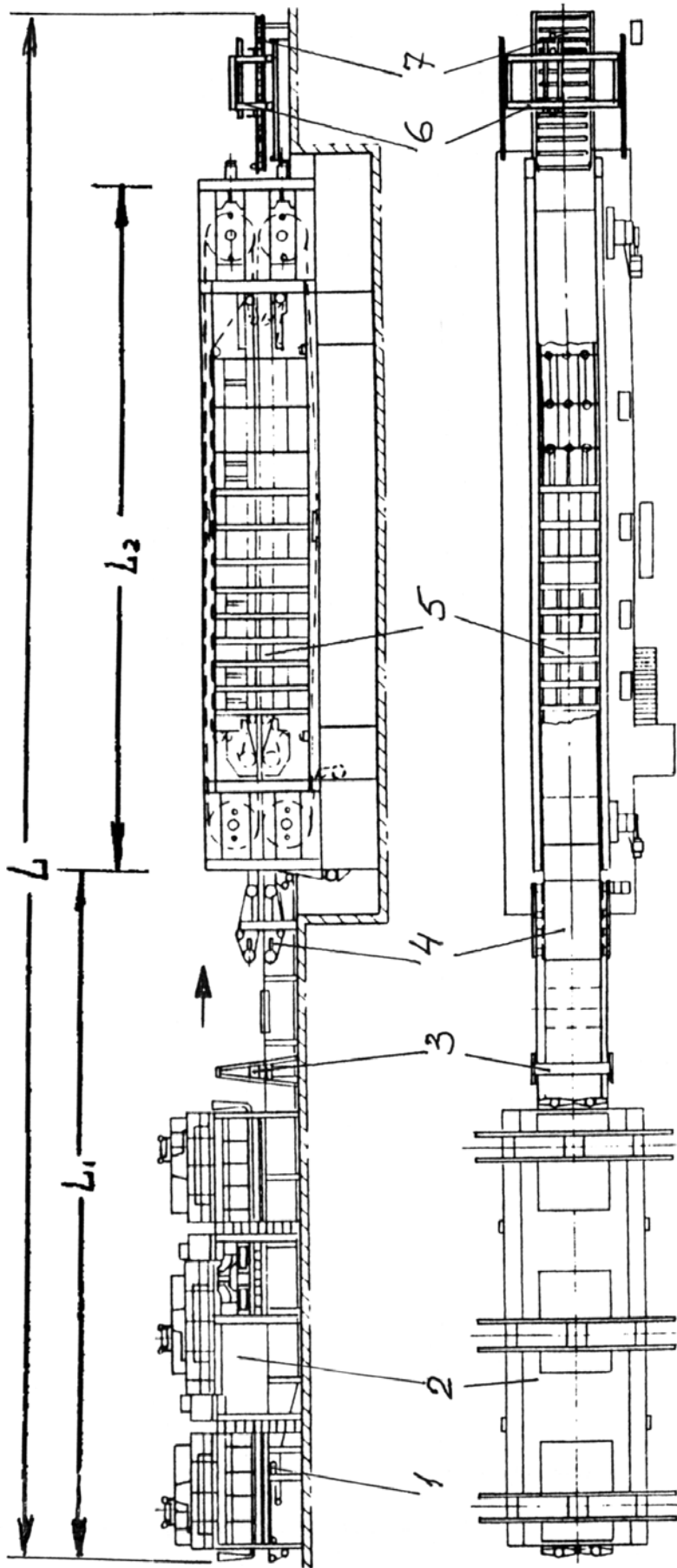


Рис. 6. Пример планировки оборудования прессового отделения;
 1 — конвейер; 2 — формирующая станция; 3 — металлоискатель; 4 — пресс-подпрессовщик; 5 — горячий пресс; 6 — пила; 7 — роликовый конвейер

специальных расчетов его отдельных элементов (кинематического, расчета на прочность и т. д.).

Производительность. Основной характеристикой работы поточной линии, агрегата, машины или устройства является их производительность, под которой понимают количество (массовое, объемное, штучное) продукции, полученное в единицу времени.

Следует очень тщательно рассмотреть технологический процесс, реализуемый проектируемым объектом, и определить возможные потери продукции (отходы, брак и т. д.), а также потери времени, которые в реальном производстве неизбежны из-за простоев оборудования во время осмотра, чистки, ремонта и т. д., перебоев в подаче сырья, полуфабрикатов, организационных простоев или других причин. В этом студенту большую помощь окажет практика, во время которой обычно изучают производство, связанное с темой проекта. Поэтому потери продукции и времени студент должен установить непосредственно на производстве по соответствующим документам, фотографии рабочего дня и т. д.

Полученная производительность является исходной для расчета всех остальных необходимых параметров проектируемого объекта. Она определяет как размеры самого объекта, так и отдельных его частей, рабочих объемов, накопительных или активных емкостей, габариты, форму и режим работы рабочих органов и деталей их привода и многое другое. Кроме того, от величины производительности зависят кинематические и силовые, характеристики приводных механизмов, а также величины потребляемой энергии.

Производительность определяют в $\text{м}^3/\text{ч}$, $\text{м}^3/\text{сутки}$, $\text{м}^3/\text{год}$, $\text{кг}/\text{ч}$, $\text{т}/\text{сутки}$, $\text{т}/\text{год}$, $\text{м}^2/\text{ч}$, $\text{м}^2/\text{сутки}$, $\text{м}^2/\text{год}$ в зависимости от вида продукции. Для этого необходимо предварительно определить режим работы оборудования. Коэффициенты использования рабочего времени машины определяют по данным предприятий во время практики и на основе литературных данных. Для определения фактического коэффициента использования рабочего времени в течение трех смен последовательно фиксируют продолжительность всех видов работ и перерывов с точностью до 1 мин.

Производительность определяют также по известным формулам, взятым из учебника, справочников и т. п. (см. список рекомендуемой литературы). Для более точного учета всех технологических, кинематических и конструкторских параметров составляют расчетную схему для определения производительности (рис. 7).

Определение кинематических параметров. Для проведения кинематического расчета необходима кинематическая схема машины, на которой в соответствии с ГОСТ изображены все элементы привода, начиная

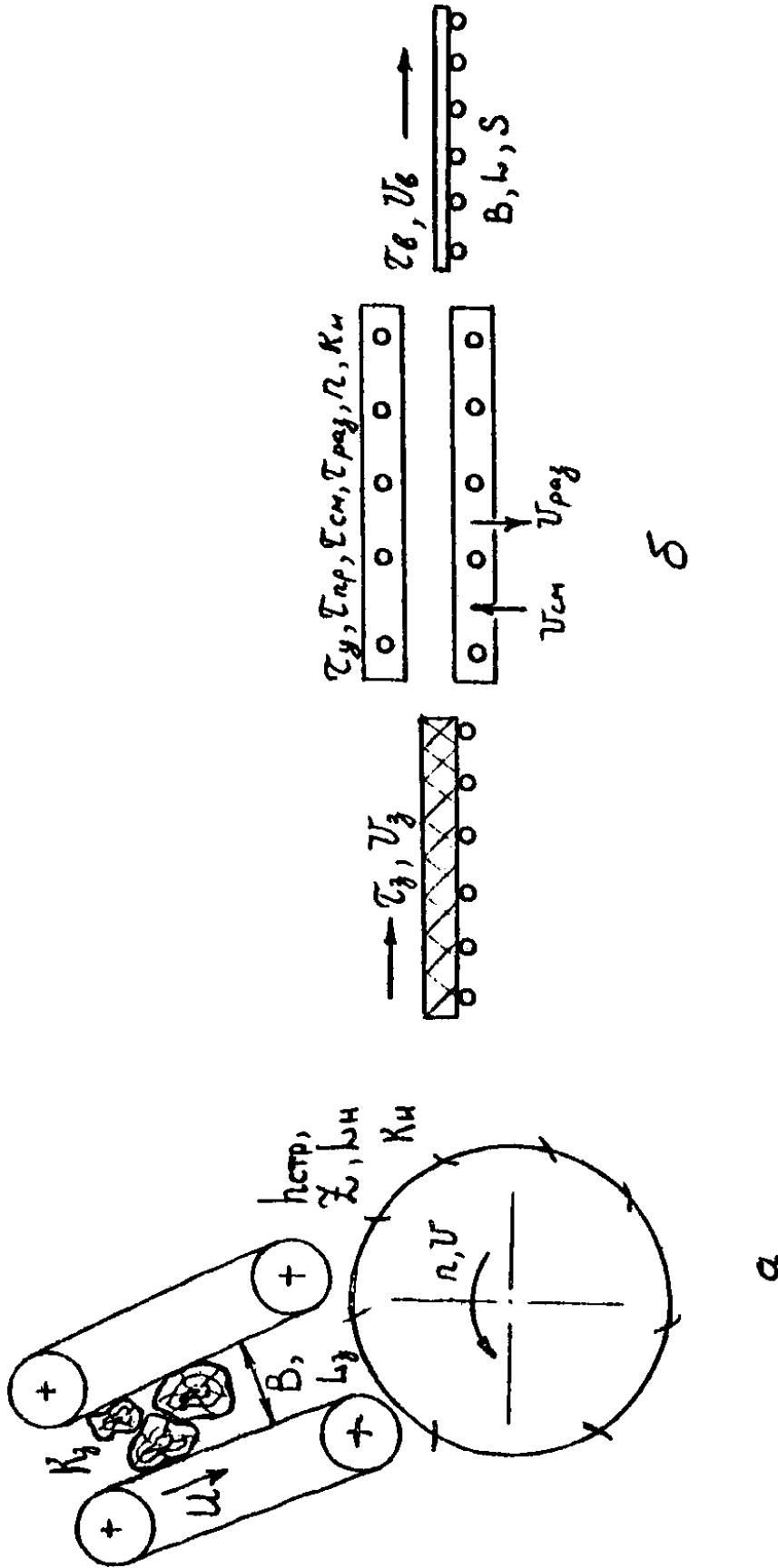


Рис. 7. Расчетные схемы к определению производительности:

а — стружечного станка, б — прессы;

K_3 — коэффициент заполнения; u — скорость подачи; B — ширина подачи; L_3 — расстояние между упорами питателя; $h_{стр}$ — толщина стружки; Z — число ножей; L_n — длина ножа; $K_{и}$ — коэффициент использования; n, V — скорость рабочего органа; $\tau_3, \tau_y, \tau_{пр}, \tau_{см}, \tau_{раз}, \tau_6$ — продолжительность операций; n — число этапов прессы; $v_3, v_{см}, v_p, v_6$ — скорости; B, L, S — размеры плиты

от электродвигателя до рабочих органов, их соединение и взаимоположение, направленное на осуществление, управление, регулирование и контроль заданных законов движения (рис. 8). Пример обозначения основных элементов привода представлен в приложении 1.

При этом следует обратить внимание на взаимодействие отдельных рабочих органов между собой, направленное на выполнение определенных технологических операций. На кинематической схеме это взаимодействие должно быть отражено. В отдельных случаях желательно схему сочетать с контурами, как самих рабочих органов, так и с контурами отдельных частей и самой машины. Аксонометрическое изображение элементов схемы допускается в виде исключения по согласованию с руководителем проекта в случаях, когда это необходимо по причине невозможности показа всех элементов в плоскостном изображении.

Элементы схемы изображают без соблюдения масштабов. Однако желательно соблюдать взаимоположение и соотношение между их размерами.

Кинематический расчет привода машины предполагает определение всех основных кинематических параметров ее привода. Эти данные обычно должны быть указаны затем на кинематической схеме и, кроме того, они необходимы для расчета элементов привода на прочность.

Энергетический расчет предполагает определение основных силовых параметров проектируемого объекта, т. е. определение нагрузок на рабочие органы конструкции, находящиеся в соприкосновении с продуктом и обрабатывающие его, а также влияние внешних сил, давлений, сопротивлений, сил тяжести и сил инерции на отдельные элементы или детали. Поэтому в каждом отдельном случае, пользуясь знаниями, полученными при изучении общетехнических и специальных дисциплин, следует уметь произвести анализ механизмов, выделить в них звенья, наиболее подверженные нагрузкам, и определить действующие на них силы.

Для определения наибольшей суммарной нагрузки можно воспользоваться принципом Д'Аламбера, сущность которого состоит в том, что к определенному звену механизма прикладывают все внешние силы (статические и динамические) с учетом их величины и направления, составляют для полученной системы сил уравнения равновесия, решая которые, находят величину равнодействующей силы в данный момент (рис. 9).

Определение потребной мощности. Перечисленные выше параметры: производительность, конструктивные размеры основных рабочих органов проектируемого объекта, действующие на них силы, а также кинематические характеристики в совокупности — определяют потребное количество энергии для его привода.

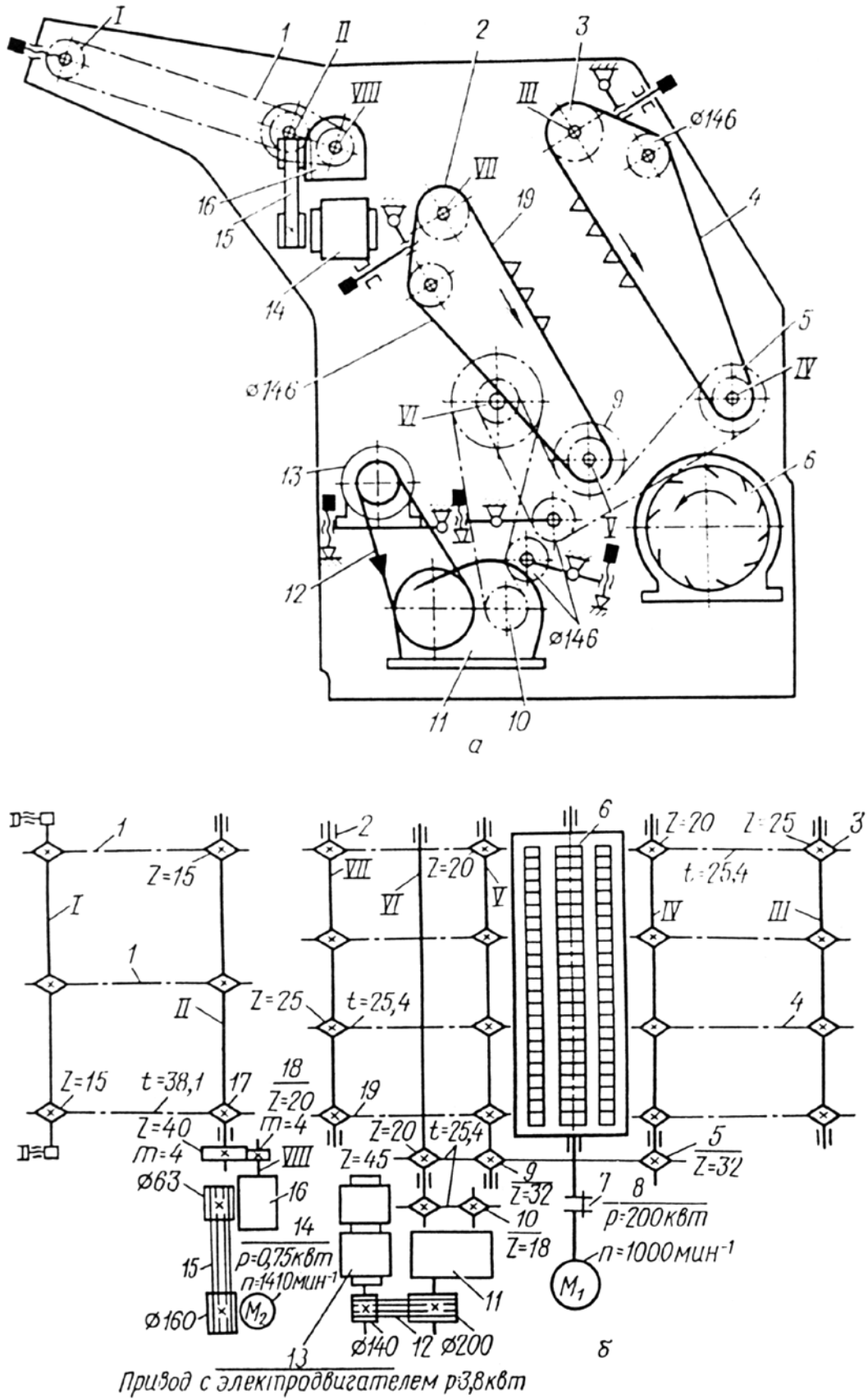
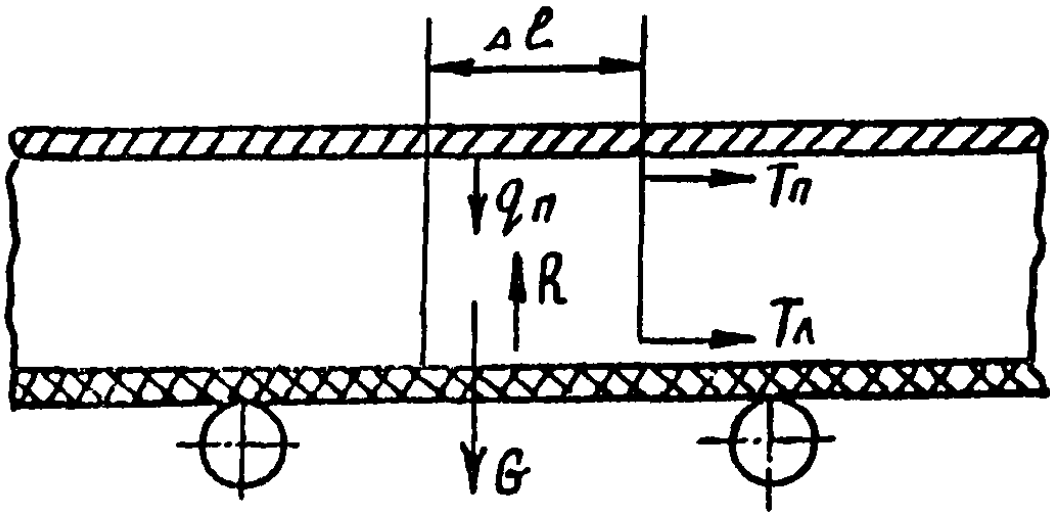


Рис. 8 Кинематическая схема стружечного станка



a

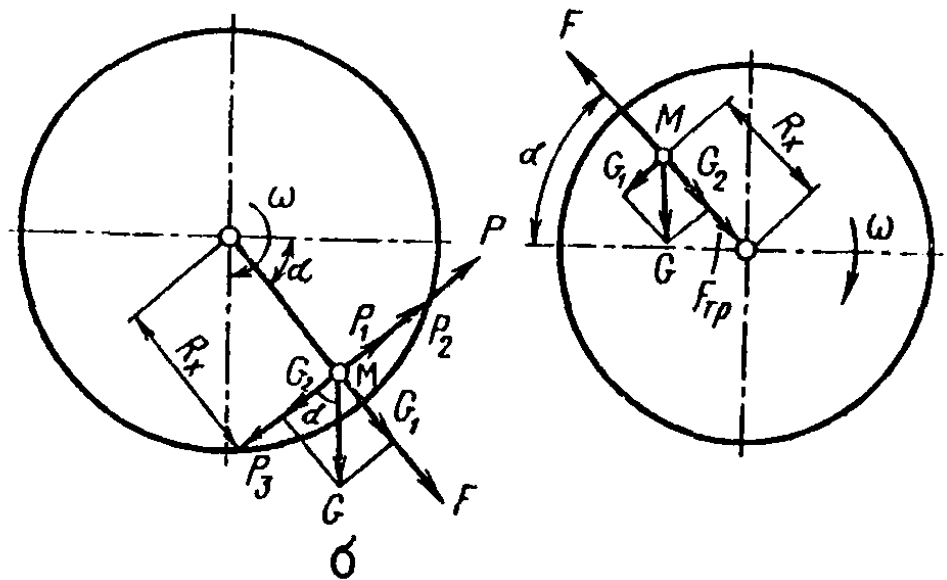


Рис. 9. Расчетная схема сопротивления при:
 а — движении тела между лентами
 б — смешивании

В основе всех методик расчета мощности (Вт) привода машин лежит общее положение, исходящее из самого понятия мощности: при равномерном движении потребная мощность для его осуществления равна работе A , совершенной в единицу времени, и рассчитывается как произведение силы и скорости.

Наиболее сложным является определение сил технологических сопротивлений, так как они зависят от большого числа факторов: физико-химических свойств обрабатываемого сырья, продукта, реологических и адгезионных характеристик, режима обработки (скорости, давления, температуры) и т. д. Основные из этих сведений можно найти в учебниках и справочной литературе. Лишь в крайних случаях можно принять мощность по известным прототипам отдельных рабочих органов или машин.

Выбор электродвигателя привода машины. Электродвигатели привода машины подбирают в зависимости от мощности, потребной для вращения ведущего вала, и его частоты вращения, условий эксплуатации и желаемого конструктивного выполнения двигателя.

РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

В качестве примера рассмотрим кинематический расчет для условного привода, схема которого представлена на рис. 10. В состав этого привода входят: электродвигатель 1, клиноременная 2, зубчатая цилиндрическая 3, зубчатая коническая 4, червячная 5, цепная 6, винтовая 7, реечно-шестеренчатая 8 передачи и кривошипно-шатунный механизм 9.

Применительно к схеме привода определим: передаточные отношения передач, числа оборотов валов, общее передаточное отношение всего привода.

Ременная передача 2 служит для передачи вращения от вала I к валу II. Окружная скорость ремня в передаче

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{1000} = \frac{\pi d_2 n_2}{1000} \text{ м/мин.}$$

Отсюда передаточное отношение

$$i_1 = \frac{d_1}{d_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

а число оборотов вала II

$$n_2 = n_1 \frac{d_1}{d_2} \text{ об/мин.}$$

Если учесть скольжение ремня через коэффициент ε , то

$$i_1 = \frac{d_1}{d_2} \varepsilon = \frac{n_1}{n_2} \varepsilon ; \quad n_2 = n_1 \frac{d_1}{d_2} \varepsilon .$$

Зубчатая цилиндрическая передача 3 служит для передачи вращения от вала II к валу III. Передаточное отношение

$$i_2 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_3}{n_2} .$$

Число оборотов вала III

$$n_3 = n_2 \frac{Z_1}{Z_2} = n_1 \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \text{ об/мин.}$$

Зубчатая коническая передача 4 служит для передачи вращательного движения от вала III к валу IV с изменением направления. Передаточное отношение

$$i_3 = \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{n_4}{n_3} .$$

Число оборотов вала IV

$$n_4 = \frac{Z_3}{Z_4} n_3 = n_1 \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \text{ об/мин.}$$

Червячная передача 5 служит для передачи вращательного движения от вала IV к валу V с изменением направления. Обозначив a_1 число заходов червяка (ведущий элемент), Z_5 число зубьев червячного колеса, передаточное отношение получим в виде

$$i_4 = \frac{a_1}{Z_5} = \frac{n_5}{n_4} .$$

Число оборотов вала V

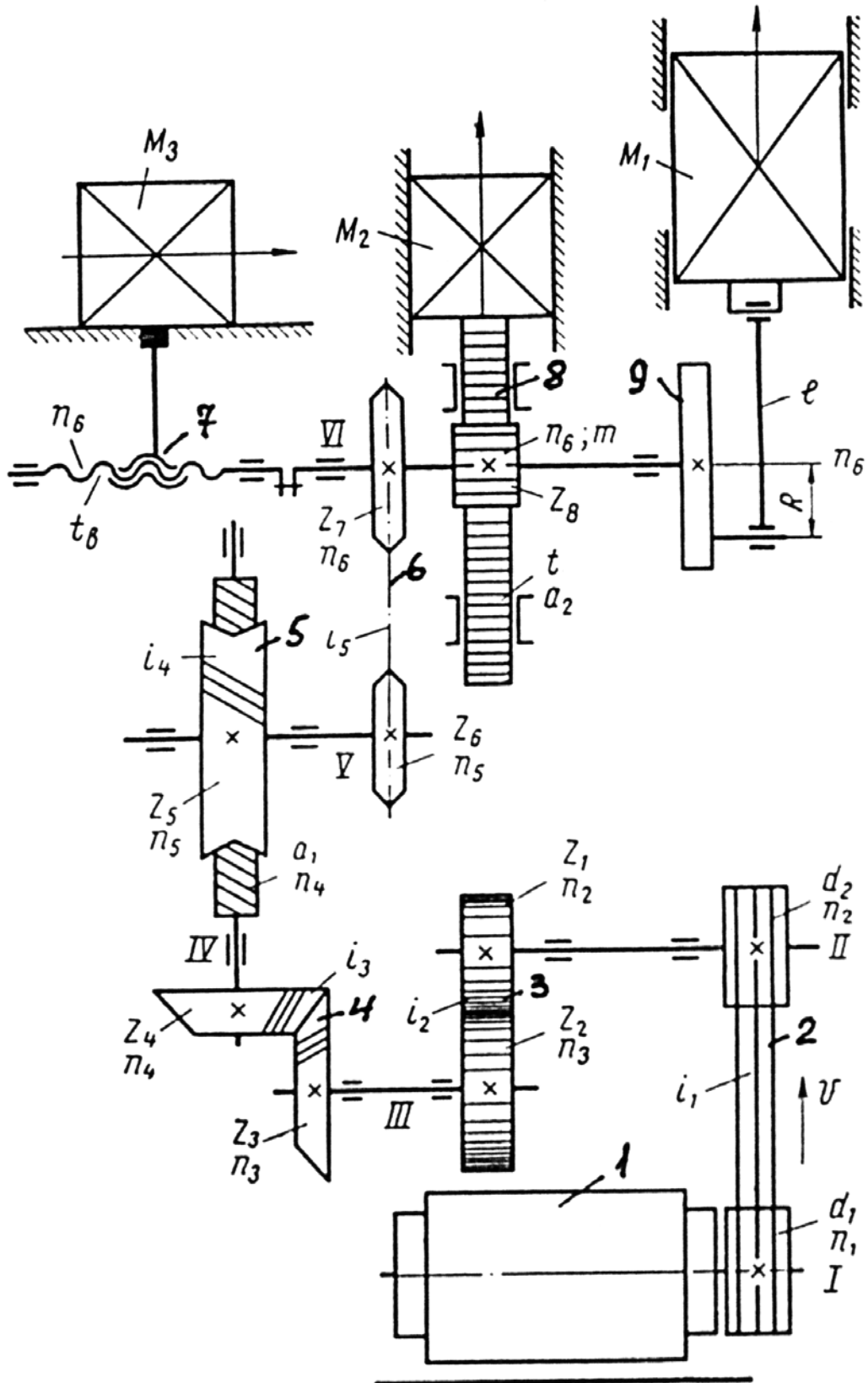


Рис. 10. Схема условного привода станка

$$n_5 = n_4 \frac{a_1}{Z_5} = n_1 \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{a_1}{Z_5} \text{ об/мин.}$$

Цепная передача 6 служит для передачи вращательного движения от вала V к валу VI. Передаточное отношение

$$i_5 = \frac{Z_6}{Z_7} = \frac{n_6}{n_5}.$$

Число оборотов вала VI

$$n_6 = n_5 \frac{Z_6}{Z_7} = n_1 \frac{d_1 Z_1 Z_3 a_1 Z_6}{d_2 Z_2 Z_4 Z_5 Z_7} \text{ об/мин.}$$

Винтовая передача 7 служит для преобразования вращательного движения винта в прямолинейное движение гайки и связанного с ней элемента механизма M_3 . Перемещение гайки при вращении винта

$$S_B = n_6 t_B \text{ мм/мин,}$$

где n_6 — число оборотов винта, т. е. шестого вала привода в минуту;
 t_B — шаг винта, мм.

Перемещение исполнительного органа M_3 , следовательно, равно

$$S_B = n_6 t_B = n_1 \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{a_1}{Z_5} \cdot \frac{Z_6}{Z_7} t_B \text{ мм/мин.}$$

Реечная передача 8 применяется для преобразования вращательного движения вала VI в прямолинейное (может быть и наоборот) движение рейки и связанного с ней элемента M_2 . Если передача производится червяком и рейкой, то она может только преобразовывать вращательное движение червяка в поступательное движение рейки и связанного с ней элемента M_2 . Длина прямолинейного перемещения рейки:

для рейки и зубчатого колеса

$$S'_p = t_p Z_8 n_6 \text{ мм/мин,}$$

для рейки и червяка

$$S_p'' = t_p a_2 n_6 = \pi t a_2 n_6 \quad \text{мм/мин},$$

где t_p — шаг зуба рейки, мм;
 Z_8 — число зубьев колеса;
 n_6 — число оборотов колеса или червяка в минуту;
 t — модуль зубьев колеса, мм;
 a_2 — число заходов червяка.

Перемещение исполнительного органа M_2 , следовательно, будет равно

$$S_p' = t_p Z_8 n_1 \frac{d_1 Z_1 Z_3 a_1 Z_6}{d_2 Z_2 Z_4 Z_5 Z_7} \quad \text{мм/мин}$$

— для рейки и зубчатого колеса,

$$S_p'' = \pi t a_2 n_1 \frac{d_1 Z_1 Z_3 a_1 Z_6}{d_2 Z_6 Z_4 Z_5 Z_7} \quad \text{мм/мин}$$

— для рейки и червяка.

Кривошипно-шатунный механизм 9 служит для преобразования вращательного движения вала VI в возвратно-поступательное исполнительного органа M_1 . Перемещение исполнительного органа центрального кривошипно-шатунного механизма

$$S = R \left(1 - \cos \alpha \pm \frac{R}{2l} \sin^2 \alpha \right) \text{ м},$$

где R — радиус кривошипа, м;
 l — длина шатуна, м
 α — угол поворота кривошипа.

Знак минус берется, когда отсчет производится с нижнего положения кривошипа, а плюс — с верхнего. Когда отношение радиуса кривошипа к длине шатуна мало, для расчета перемещения ползуна M_1 можно пользоваться зависимостью

$$S = R (1 - \cos \alpha) \text{ м}.$$

Скорость движения исполнительного органа M_1

$$v_M = \frac{dS}{dt} = R (\sin \alpha) \frac{d\alpha}{dt} = \omega_6 R \sin \alpha = v_0 \sin \alpha \quad \text{м/сек},$$

где ω_6 — угловая скорость вращения кривошипа;
 v_o — окружная скорость движения пальца кривошипа.

Учитывая, что $\omega_6 = \frac{\pi n_6}{30}$, а $\alpha = \omega_6 t$ (t — текущее время), получим

$$v_M = \frac{\pi n_6}{30} R \sin \frac{\pi n_6}{30} t = \frac{\pi R n_1}{30} i_o \sin \frac{\pi n_1}{30} i_o t \text{ м/сек},$$

где $i_o = i_1 i_2 i_3 i_4 i_5$ — общее передаточное отношение кинематической цепи привода (ветви к кривошипно-шатунному механизму согласно рис. 10).

Максимальное абсолютное значение скорости движения исполнительного органа M_I

$$v_{M(\max)} = \pm \frac{\pi n_1 R}{30} i_o.$$

Минимальное значение скорости $v_{M(\min)} = 0$. Знаки + и — указывают на переменность направления движения массы M_I .

РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РУЧЬЕВОЙ ДИАГРАММЫ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ

Расчет ведут в такой последовательности:

- 1) определяют мощность на рабочем органе (ножевом валу, барабане, приводном валу и т. п.), совершающем полезную работу N ;
- 2) рассчитывают потери мощности на первой, второй и т. д. кинематических парах. Определяют нарастающие мощности привода — $N_I; N_2; \dots; N_n$.

Рассмотрим расчет и построение ручьевой диаграммы потерь мощности для привода ленточного конвейера (рис. 11). Лента конвейера 2 приводится в движение от барабана I. Мощность на барабане $N_{\text{бар}}$ определена путем соответствующего расчета. Далее движение передается через вал с подшипниками (первая кинематическая пара - I), цепную передачу (пара — II) редуктор (пара — III), муфту (пара — IV) и к приводу 3.

Мощность в первой кинематической паре

$$N_I = N(1 - \eta_{\text{подш}}) \text{ и } N_1 = N_I - N_{\text{бар}}$$

во второй $N_{II} = N_1(1 - \eta_{\text{ц}}) \text{ и } N_2 = N_{II} + N_1;$

в третьей $N_{III} = N_2(1 - \eta_{ред})$ и $N_3 = N_{III} + N_2$;
 в четвертой $N_{IV} = N_3(1 - \eta_m)$ и $N_4 = N_{дв} = N_{III} + N_3$

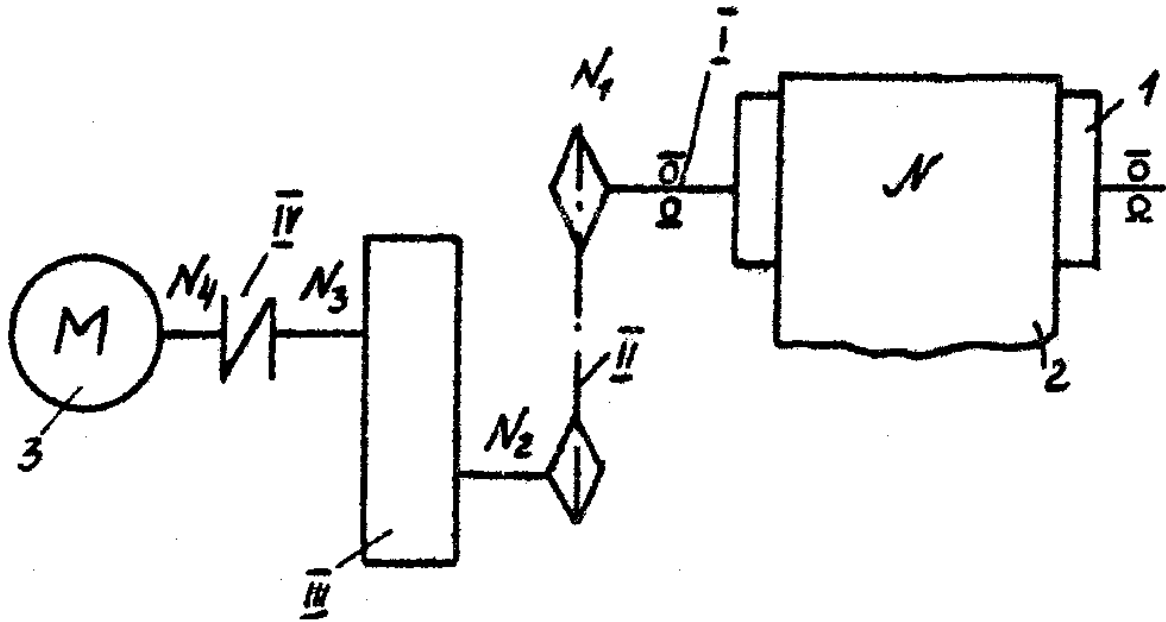


Рис 11. Кинематическая схема привода ленточного конвейера

Получаем мощность привода $N_{дв}$. Построение ручьевой диаграммы ясно из рис.12.

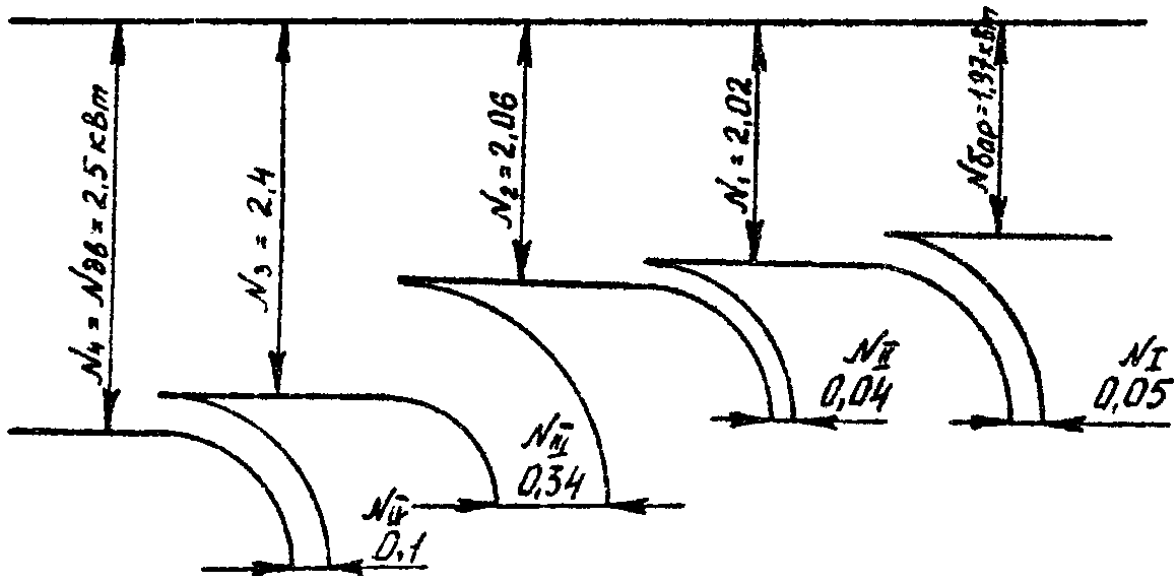


Рис. 12. Построение ручьева диаграммы

**МОЩНОСТЬ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА РЕЗАНИЯ И МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ В СТРУЖЕЧНОМ СТАНКЕ С НОЖЕВЫМ ВАЛОМ
(станки ДС - 6 и ДС-8)**

Для определения мощности приводов механизма резания и механизма подачи рассмотрим кинематическую схему стружечного станка (рис. 8). Привод механизма резания (ножевой вал 6) осуществляется от электродвигателя 8 через муфту 7. Механизм подачи (цепной питатель с верхней 4 и нижней 19 цепями) приходит в движение от привода 13, способного изменять скорость вращения вала в определенных пределах. Далее движение через клиноременную передачу 12 передается на редуктор 11, цепную передачу 10, вал VI. Натяжение цепной передачи происходит от натяжной звездочки диаметром 146 мм. С вала VI на валы V и IV передают движение нижние звездочки цепной передачи (звездочка 9 нижнего питателя и звездочка 5 верхнего питателя). Цепные питатели 4, 19 имеют верхние валы VII и III со звездочками 2 и 3. Натяжение цепей цепного питателя происходит от натяжных звездочек диаметром 146 мм.

Цепной питатель I с приводом 14, ременной передачей 15, редуктором 16 предназначен для подачи сырья к цепному питателю 4, 19. Рассмотрим условие резания древесины в стружечном станке с ножевым валом на примере рис. 13 и рис. 14.

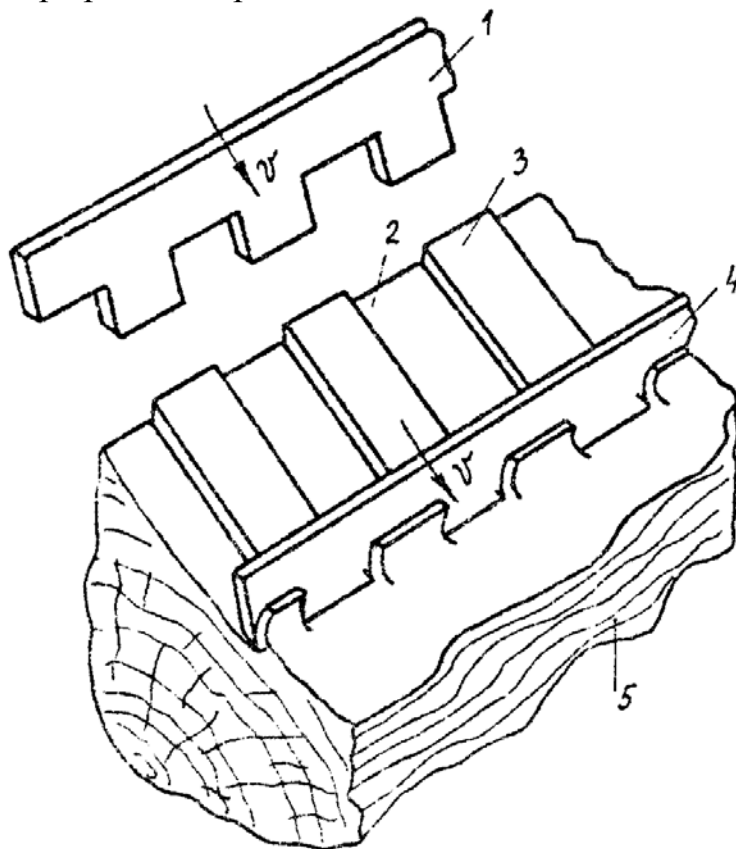


Рис. 13. Схема резания древесины ножевым валом

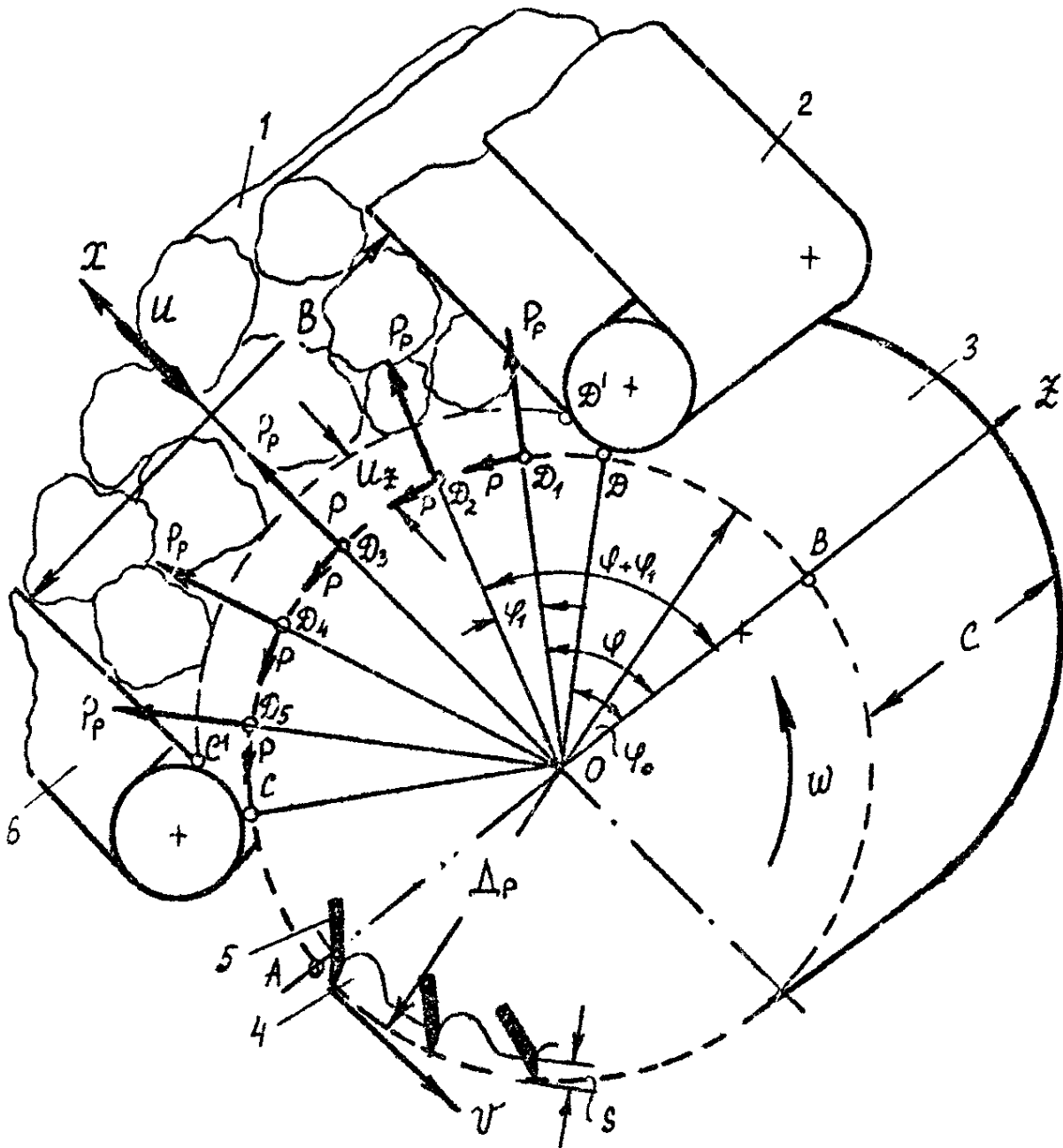


Рис. 14. Схема резания в станке ДС-6

На рис. 13 представлена схема резания древесины на станке с ножевым валом. Ножи 1 и 4 для резания древесины на стружки имеют гребенчатую форму, потому что в этом случае отпадает необходимость в устройстве подрезателей. Таким образом, каждый гребень ножа срезает стружку определенной длины. Нож 4, двигаясь по дуге окружности со скоростью V , срезает стружку заданной толщины и определенной длины, оставляя в древесине 5 впадину 2. Нож 1, двигаясь вместе с ножевым валом вслед за ножом 4, срежет слой древесины (выступ 3) той же толщины и той же длины, что и нож 4.

Рассмотрим условия резания древесины согласно схеме, представленной на рис. 14. Ножевой вал, вращаясь от плоскости АВ, поворачивается на угол φ_0 и входит в зону ДОС резания древесины. Дальнейшее рассмотрение условий резания связано с определением величины φ_0 . Если ширина резания древесины $B=440$ мм, а диаметр резания D_p равен 566 мм, то $\cos\varphi_0=B/D_p=440/566=0,778$, $\varphi_0=40^\circ$. Следовательно, зона резания ДОС равна примерно 100° . Дальнейшее рассмотрение условий резания связано с определением числа K ножей, находящихся в данный момент в зоне резания на участке дуги ДС. Обозначив общее число ножевых пазух (число ножей), находящихся на поверхности ножевого вала, через Z , получим

$$m = (0,5 - \varphi_0 / 180)Z + 1.$$

Из технической характеристики ножевого вала данного станка можно определить Z ; исходя из конструктивных размеров вала, а также из условий его безопасной работы, можно принять число ножевых пазух равным $Z = 20$, тогда

$$m = (0,5 - \varphi_0 / 180)Z + 1 = (0,5 - 40 / 180)20 + 1 = 5,93.$$

Таким образом, если нож, находящийся в точке Д, начал срезать стружку, то в зоне резания древесины находится 5 ножей, а именно в точках D_1, D_2, D_3, D_4 , и D_5 , а шестой нож вышел из зоны резания древесины, тогда $m = K+a = 5 + 0,93$.

Для данных условий работы ножевого вала мощность (кВт) его привода можно определить по эквивалентному крутящему моменту. После преобразований известной формулы получим

$$M_{p,з} = PD_p / 2\sqrt{[ak^2 + (1-a)(k-1)^2]}\alpha,$$

где α — коэффициент заполнения питателя пакетом древесины.

Подаваемая на ножевой вал древесина не заполняет полностью объема механизма подачи, а следовательно, и зону резания. Таким образом, возникает коэффициент заполнения питателя $\alpha =$ объем древесины / объем питателя. Этот коэффициент зависит от формы подаваемого сырья и качества его укладки обслуживающим персоналом. Коэффициент заполнения $\alpha=0,4\dots0,5$ соответствует хорошему заполнению и бывает достижим только в случае подачи цилиндрического сырья. При кривых мерных чураках и плохой укладке он может снизиться до $\alpha = 0,2\dots0,3$.

Касательную силу резания $P(H)$ определяем для условий резания древесины сосны затупившимися ножами, тогда

$$P = 9,8 (0,18 + 0,28/h_{cp})C_1$$

где h_{cp} — средняя толщина стружки, мм;

C_1 — длина режущей кромки ножа с учетом формы кромки (сплошная, гребенчатая), мм. При гребенчатой форме ножа определяется как $C/2$.

Для перехода на резание другой породы древесины или смеси пород при расчете необходимо ввести коэффициент перехода на другую породу

$$K_6 = \rho_n / \rho_c,$$

где ρ_n — плотность древесины, подаваемой на резание, кг/м³;

ρ_c — плотность древесины сосны, кг/м³.

Толщина стружки h изменяется по длине дуги резания. При изменении текущего угла φ , как показано на рис. 15 толщина меняется следующим образом: $h_\alpha = u_z \sin \varphi$. Минимальная толщина стружки $h_{\min} = u_z \sin \varphi = u_z \sin 40^\circ = 0,64u_z$. Максимальная толщина стружки $h_{\max} = u_z \sin \varphi = u_z \sin 90^\circ = u_z$.

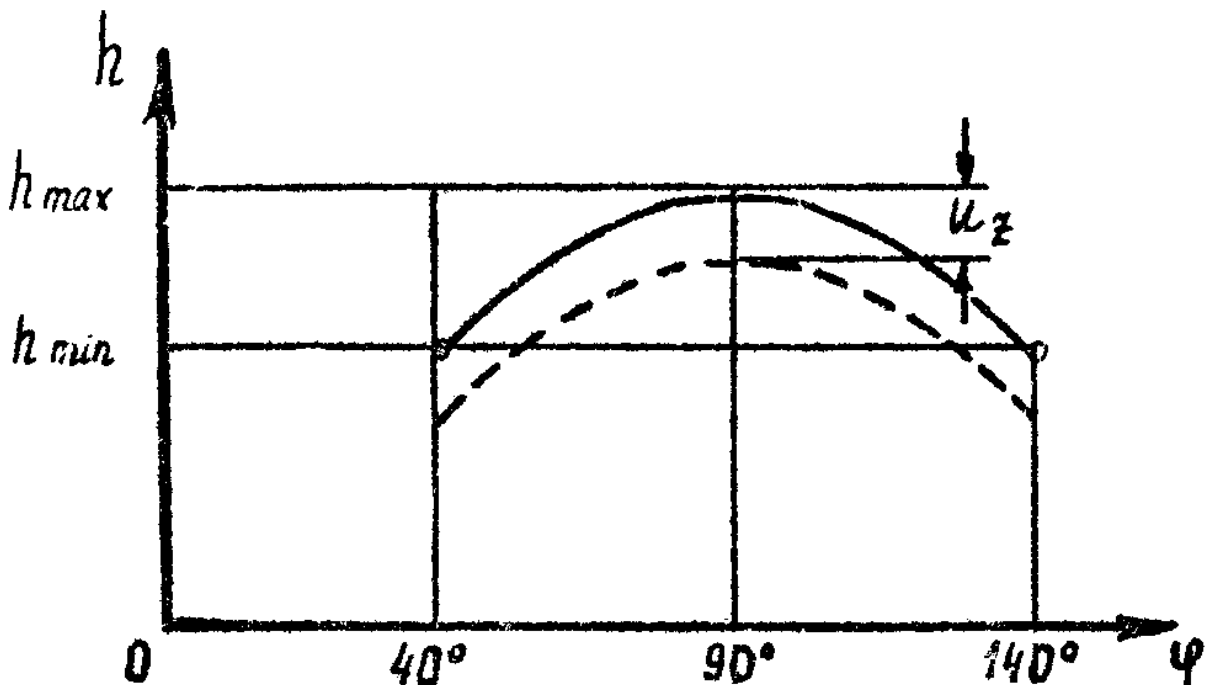


Рис. 15. Изменение толщины стружки по дуге резания

Толщина стружки в соответствии с рис. 15 изменяется в зависимости от угла α не линейно. Средняя толщина стружки соответствует толщине стружки, получаемой при $\varphi = 60^\circ$:

$$h_{\text{ср}} = u_z \sin \varphi = u_z \sin 60^\circ = 0,87u_z.$$

Мощность привода механизма резания определяется по формуле

$$N_{\text{рез}} = M_{\text{р.э}} \cdot n \cdot K_6 / 9550\eta,$$

где n — частота вращения ножевого вала об/мин;

η — коэффициент, учитывающий КПД электродвигателя, муфты и опорных подшипников.

Мощность привода подачи определяется из условий преодоления силы, направленной против подачи u , т. е. это должна быть сила, сложенная из сил противодействия (радиальных сил действующих по точкам D_1, D_2, D_3, D_4 и D_5 , так как в резании в данный момент участвует 5 ножей). В общем виде радиальная сила

$$\rho_p = \sqrt{\rho_x^2 + \rho_z^2},$$

где ρ_x — составляющая силы по оси x .

$$\text{Для точек } D_1 \text{ и } D_2 \quad \rho_x = C_1 \rho_p \sin \varphi + C_1 \rho_p \sin(\varphi + \varphi_1);$$

$$\text{для точек } D_4 \text{ и } D_5 \quad \rho_x = C_1 \rho_p \sin \varphi + C_1 \rho_p \sin(\varphi + \varphi_1);$$

ρ_p — радиальная составляющая удельного сопротивления резанию.

При резании сосны затупившимся ножом можно принять равной 2 Н/мм.

Тогда

$$\rho_x = 2C_1 \rho_p [\sin \varphi + \sin(\varphi + \varphi_1)].$$

Суммарное усилие ρ_z складывается из суммы проекций касательных усилий резания на ось z (аналогично ρ_x):

$$\rho_z = 2\rho_p [\sin \varphi + \sin(\varphi + \varphi_1)].$$

Определим скорость резания (м/с):

$$v = \pi \cdot D_p \cdot n / 60.$$

Время резания стружки длиной дуги ДС (с):

$$t = \pi \cdot R_p \cdot (180 - 2\varphi_o) / v \cdot 180$$

где R_p — радиус резания, м.

Скорость подачи (м/с) будет равна $u = h_{cp} / t \cdot 1000$. Тогда мощность подачи (кВт) определится из уравнения

$$N'_n = \rho_p \cdot u / 1000.$$

Для определения мощности привода механизма подачи в формулу мощности подачи необходимо ввести общий коэффициент потерь мощности в элементах кинематической схемы, т. е.

$$N_n = N'_n / \eta$$

где η — коэффициент полезного действия с учетом потерь мощности во всех элементах кинематической схемы.

$$\eta = \eta_{\text{подш}} \cdot \eta_{\text{ц.п}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{р.п}} \cdot \dots \cdot \eta_n,$$

где $\eta_{\text{подш}}$ — КПД подшипниковых опор;
 $\eta_{\text{ц.п}}$ — КПД цепной передачи;
 $\eta_{\text{ред}}$ — КПД редуктора;
 $\eta_{\text{р.п}}$ — КПД ременной передачи и т. д.

Расчет крепления ножа. Узел крепления ножа представлен на рис. 16. В ножевом валу 1 имеется паз, где устанавливается нож 4, держатель ножа 3, клин 2, пружина 6 и планка 5, устанавливаемая в пазу неподвижно с помощью винтов. В общем виде когда вал находится в покое, в системе узла действуют силы: F — сила действия пружины; P — реакция стенки паза на клин и P_f — сила трения; N — реакция держателя на клин и N_f — сила трения. Рассмотрим действие сил на каждый элемент узла при вращении ножевого вала.

Центробежные силы:

а) для ножа (рис. 17, а):

$$F_n = m_n \cdot R_n \cdot \omega^2,$$

где m_n — масса ножа;
 R_n — расстояние от центра вращения ножевого вала до центра тяжести ножа, м;
 ω — угловая скорость вращения ножевого вала,

$$F_{\text{HY}} = m_{\text{H}} \cdot R_{\text{H}} \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \text{ (по линии действия } N\text{);}$$

$$F_{\text{HX}} = m_{\text{H}} \cdot R_{\text{H}} \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha.$$

Сила F_{HX} стремится сдвинуть нож и выбросить его из ножевого вала по линии действия этой силы.

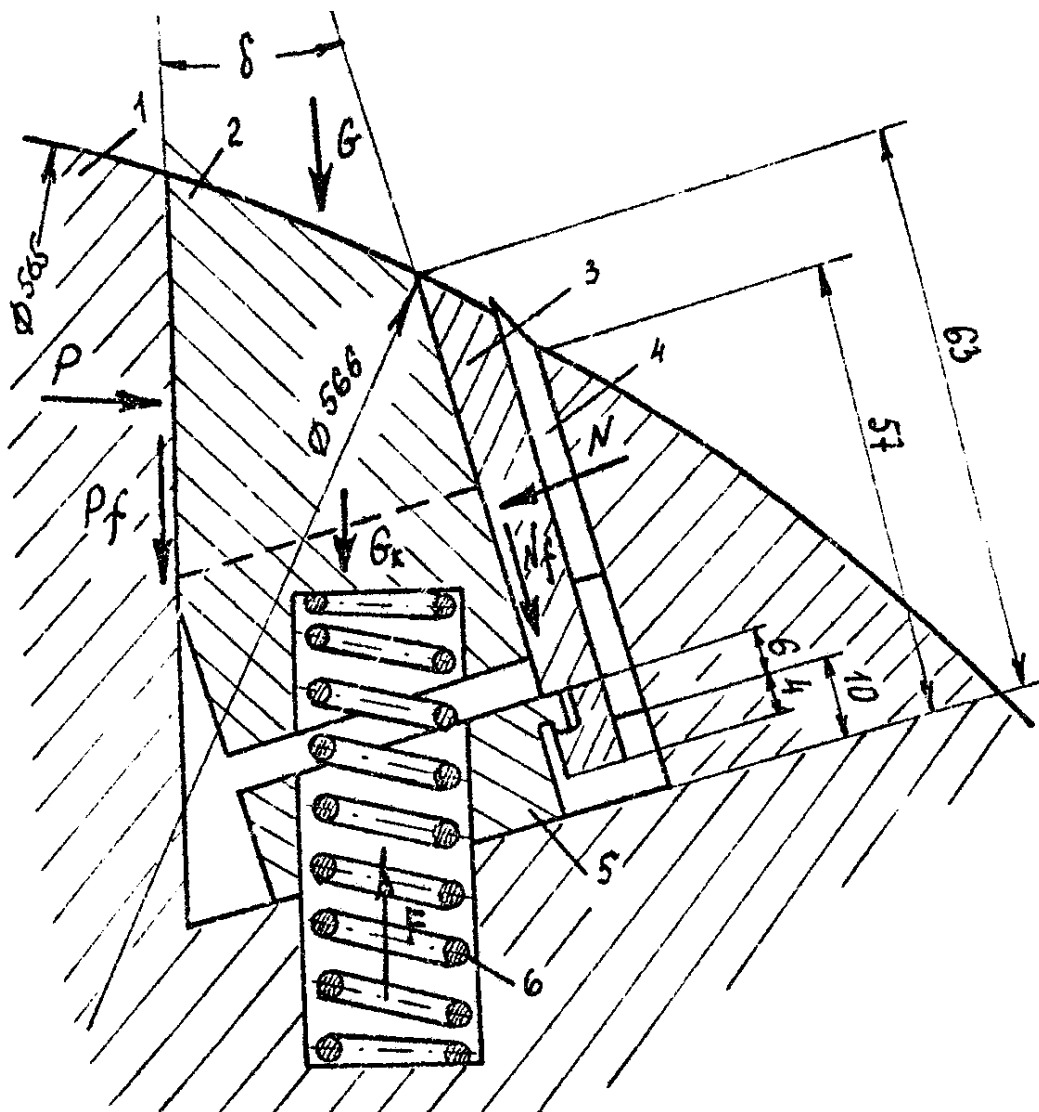


Рис. 16. Схема установки ножа в ножевом вале

б) для держателя (рис. 17, б):

$$F_{\text{д}} = m_{\text{д}} \cdot R_{\text{д}} \cdot \omega^2,$$

где $m_{\text{д}}$ — масса держателя;

R_d — расстояние от центра вращения ножевого вала до центра тяжести держателя, м;

$$F_{dy} = m_d \cdot R_d \cdot \omega^2 \sin \beta, \text{ (по линии действия } N\text{);}$$

$$F_{dx} = m_d \cdot R_d \cdot \omega^2 \cos \beta.$$

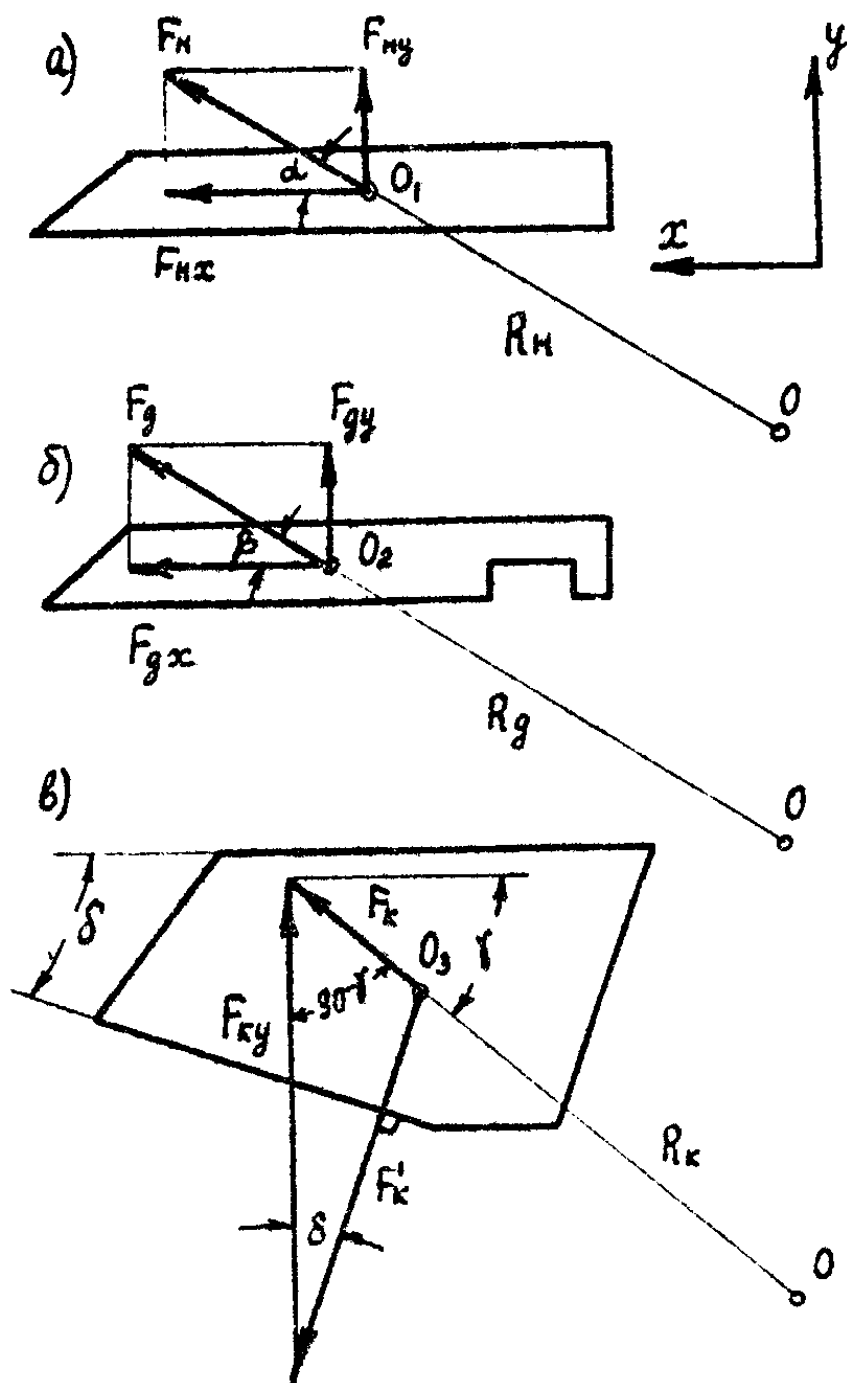


Рис. 17. Схема сил, действующих на нож, держатель и клин

Сила $F_{\text{ду}}$ стремится прижать нож к стенке ножевой пазухи по линии действия этой силы;

в) для клина (рис. 17, в):

$$F_{\text{к}} = m_{\text{к}} \cdot R_{\text{к}} \cdot \omega^2 \text{ (по линии действия } P\text{),}$$

где $m_{\text{к}}$ — масса клина;

$R_{\text{к}}$ — расстояние от центра вращения ножевого вала до центра тяжести клина, м.

По теореме синусов

$$F_{\text{кы}} = m_{\text{к}} \cdot R_{\text{к}} \cdot \omega^2 \sin(90^\circ + \gamma - \delta) / \sin \delta .$$

Сила $F_{\text{кы}}$ стремится прижать держатель и нож к стенке ножевой пазухи по линии действия этой силы. Силы $F_{\text{ну}}$, $F_{\text{ду}}$ и $F_{\text{кы}}$ вызывают силы трения, стремящиеся удержать нож в неподвижном состоянии. Тогда условие равновесия ножа выразится уравнением

$$F_{\text{пх}} \leq [F_{\text{пу}} + 2(F_{\text{ду}} + F_{\text{кы}})]f ,$$

где $2(F_{\text{ду}} + F_{\text{кы}})$ — сумма сил, действующих на две плоскости ножа;

f — коэффициент трения.

Тогда

$$m_{\text{н}} R_{\text{н}} \omega^2 \cos \alpha \leq f \omega^2 \{ m_{\text{д}} R_{\text{д}} \sin \alpha + 2 [m_{\text{д}} R_{\text{д}} \sin \beta + m_{\text{к}} R_{\text{к}} (\sin(90^\circ + \gamma - \delta) / \sin \delta)] \} .$$

Примем: $\alpha=36^\circ$; $\beta=34^\circ$; $\gamma=25^\circ$; $\delta=20^\circ$; $R_{\text{н}}=0,175$ м; $R_{\text{д}}=0,173$ м; $R_{\text{к}}=0,165$ м, $m_{\text{н}}=0,66$; $m_{\text{к}}=7,85$; $m_{\text{д}}=2,48$; $f=0,05$.

Тогда

$$0,66 \cdot 0,175 \cdot \cos 36^\circ \cdot 0,05 \cdot \{ 0,66 \cdot 0,175 \cdot \sin 36^\circ + 2 [2,48 \cdot 0,173 \cdot \sin 34^\circ + 7,85 \cdot 0,165 \cdot \sin 95^\circ / \sin 20^\circ] \}$$

или $0,093 \leq 0,4$. Коэффициент запаса зажима ножа $K_3 = 0,4 : 0,093 = 4,31$, что вполне достаточно.

Численные значения масс, расстояний и углов для данного ножевого вала определяются из конкретных размеров и конструкции ножевого вала и узла крепления ножа.

Расчет пружины. При установке или смене ножа достаточно нажать с какой-то силой на клин (рис. 16), утапливая его в ножевом пазу. Пружина сжимается под действием силы и клин освобождает от зажима нож и

держатель. В состоянии, когда ножевой вал находится в покое, сумма проекций сил на ось x , проходящую по линии действия F :

$$P \cdot f + N \cdot f \cdot \cos \delta - N \sin \delta + F = 0$$

на ось y :

$$P - N \cdot f \sin \delta - N \cos \delta = 0$$

или

$$P = N \cdot f \sin \delta + N \cos \delta.$$

Тогда сумма проекции на ось x :

$$Nf^2 \sin \delta + Nf \cos \delta + Nf \cos \delta - N \sin \delta + F = 0;$$

$$F = N(\sin \delta - 2f \cos \delta - f^2 \sin \delta).$$

Обозначим $(\sin \delta - 2f \cos \delta - f^2 \sin \delta) = K$,

тогда $F = N \cdot K$.

В состоянии покоя вес G перерабатываемой древесины, приходящейся на данный клин, а также сила тяжести клина G_k стремятся его сдвинуть по линии действия этой силы. Уравновешивание силы $(G + G_k)$ происходит за счет сил трения $2Nf$, тогда

$$F = (G + G_k) / 2 \cdot K \cdot f \cdot K_1,$$

где K_1 — коэффициент запаса (принимается равным 1,2...1,5).

Необходимое усилие каждой пружины

$$F_1 = F/n,$$

где n — число пружин, устанавливаемых под клином. По величине F_1 , подбирают пружину из ГОСТа.

МОЩНОСТЬ ПРИВОДА КРЫЛЬЧАТКИ И РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО СТРУЖЕЧНОГО СТАНКА

Роторные стружечные станки предназначены для измельчения мелких кусков древесины (щепы), в древесные частицы игольчатой формы (рис. 18).

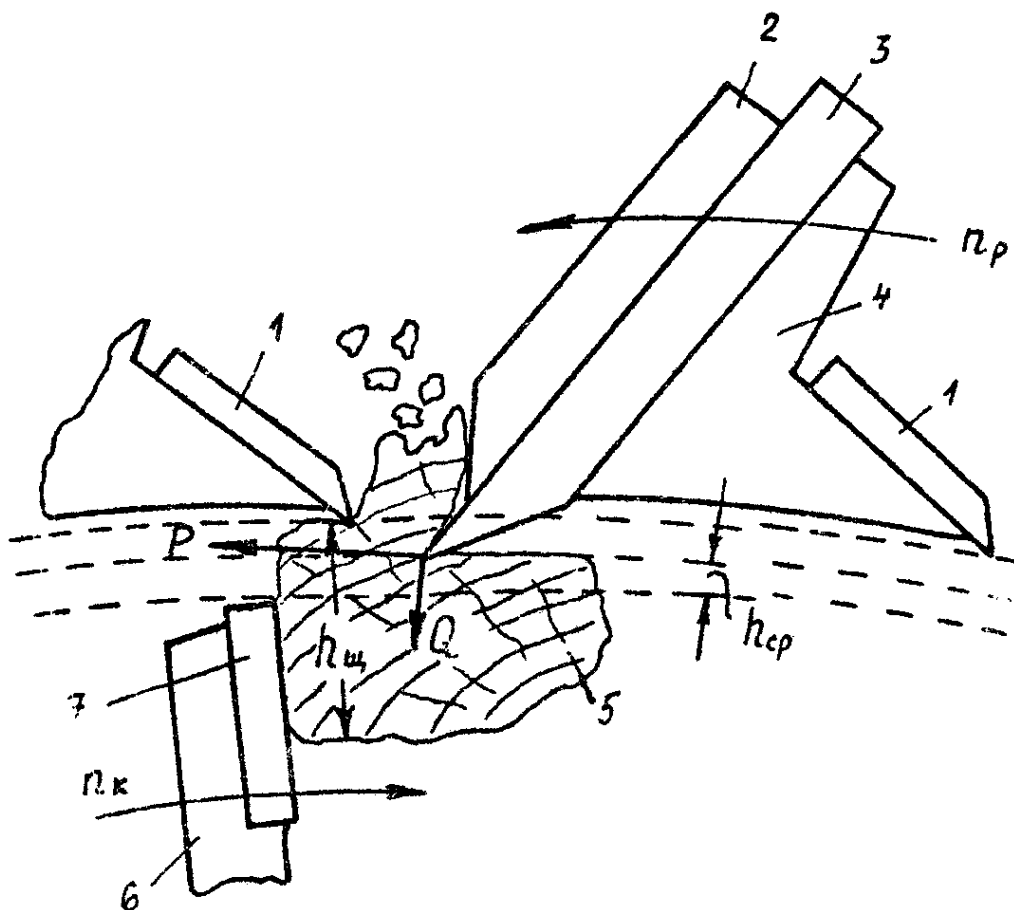


Рис. 18. Схема резания щепы в роторном станке

Щепа 5 лопастью 6 крыльчатки и контрножом 7 отбрасывается за счет центробежных сил к ножу 3 и контрножу 1 ротора 4. Нож 3, укрепленный на роторе ножевой накладкой 2, срезает со щепы стружку толщиной $h_{сп}$. Крыльчатка вращается с частотой вращения n_k , а ротор имеет противоположное направление вращения n_p .

Со щепы, попадающей на внутреннюю рабочую поверхность ротора, одним из ножей срезается первая стружка, за ним вступает в действие следующий нож. Таким образом, попавшая в ротор щепа перерабатывается в стружку группой последовательно расположенных в роторе ножей. Для полной переработки щепы толщиной $h_{щ}$ в стружку толщиной $h_{сп}$ требуется число резов, определяемое по формуле

$$i = (h_{щ} / h_{сп}) - 1.$$

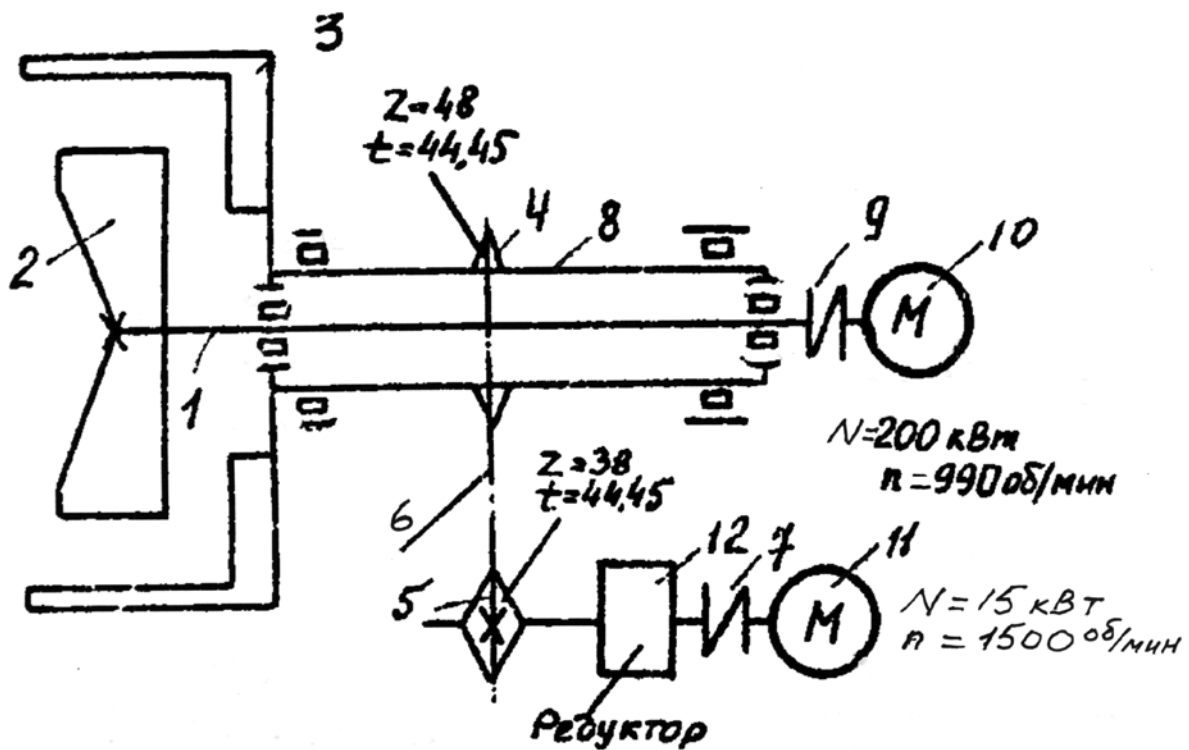


Рис. 19. Кинематическая схема станка ДС-7

На рис. 19 представлена кинематическая схема роторного стружечного станка ДС-7. Ножевой ротор 3 на полном валу 8 через цепную передачу 6, редуктор 12 приводится во вращение от двигателя 11. Крыльчатка 2 на валу 1 приводится во вращение через муфту 9 двигателя 10. Мощность привода в роторных стружечных станках определяют отдельно для привода крыльчатки и для привода ножевого ротора.

Мощность привода крыльчатки

$$N'_{кр} = N_k + N_{щ} + N_T + N_n + N_p,$$

где N_k — мощность, затрачиваемая на вращение крыльчатки при холостом ходе, кВт;
 $N_{щ}$ — мощность, затрачиваемая на разгон щепы, кВт;
 N_T — мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения щепы о крыльчатку, кВт;
 N_n — мощность подачи, затрачиваемая на преодоление нормальной силы резания щепы ножами ротора, кВт;
 N_p — мощность резания, кВт.
 Мощность N_k можно определить по формуле

$$N_k = M_{тр} \cdot n_k / 9,5 \cdot 10^3,$$

где $M_{тр}$ — крутящий момент на преодоление сил трения в опорах, Н/м,

$$M_{тр} = 9,8 \cdot f \cdot G_k \cdot d_k / 2,$$

где f — коэффициент трения в подшипниках вала ($f=0,02$);

G_k — масса крыльчатки, кг;

d_k — диаметр окружности качения роликов опорного подшипника, на котором установлен вал крыльчатки, м;

n_k — частота вращения крыльчатки, об/мин.

При определении $N_{ш}$ исходят из экспериментальных и расчетных данных и принимают $N_{ш}=5$ кВт.

Для определения N_T необходимо указать массу щепы $G_{щ}$ (кг), находящейся в данный момент времени в станке:

$$G_{щ} = q \cdot t_{ср},$$

где q — производительность станка, кг/с; определяется из его технической характеристики;

$t_{ср}$ — время, необходимое для переработки щепы средней толщины, с,

$$t_{ср} = i \cdot t_{нсп},$$

где $t_{нсп}$ — время, необходимое для срезания стружки средней толщины, с,

$$t_{нсп} = 60 / (n_p + n_k) \cdot Z,$$

где n_p и n_k — частота вращения соответственно ротора и крыльчатки (об/мин), определяется из технической характеристики станка;

Z — число режущих ножей ротора, определяется также из технической характеристики станка.

Тогда

$$G_{щ} = qt_{ср} = \frac{60(h_{ш} / h_{ср} - 1)q}{(n_k + n_p) \cdot Z} = \frac{60(h_{ш} - h_{ср})q}{(n_k + n_p) \cdot h_{ср} \cdot Z}.$$

Приведенная центробежная сила инерции щепы, находящейся в роторе,

$$P_{ц} = G_{ш} \cdot v_{к}^2 \cdot 9,8 / R_{к},$$

где $v_{к}$ — окружная скорость крыльчатки, м/с;
 $R_{к}$ — радиус крыльчатки, м;

$$v_{к} = \pi \cdot D_{к} \cdot n_{к} / 60,$$

где $D_{к}$ — диаметр крыльчатки, м.
 Тогда

$$N_{т} = P_{ц} \cdot f \cdot v_{к} / 1000,$$

где f — коэффициент трения древесины по металлу.
 После подстановки данных получим

$$N_{т} = \frac{60 \cdot v_{к}^3 (h_{ш} - h_{ср}) q \cdot f}{102 (n_{к} + n_{р}) h_{ср} \cdot Z \cdot R_{к}}.$$

Определение $N_{р}$ связано с нахождением силы подачи щепы на нож, преодолевающей вертикальную составляющую силы резания. В данном случае этой составляющей является сила Q . Касательная сила резания (H):

$$P = P_{т} \cdot b \cdot a_{попр},$$

где $P_{т}$ — табличная сила резания, Н/мм. Определяют в зависимости от толщины стружки по рис. 20: b — ширина резания, мм; $b=0,8B$; где B — длина ножа, мм;
 $a_{попр}$ — общая поправка на условия резания;

$$a_{попр} = a_{п} \cdot a_{w} \cdot a_{\rho} \cdot a_{\delta} \cdot a_{v},$$

где $a_{п}$ — поправка на породу древесины. Для древесины сосны 1,0; ели 0,9; березы 1,5; дуба 1,5; a_{w} — поправка на влажность древесины. Для 10...15 % $a_{w}=1,0$; для 20...30 % $a_{w}=0,93$; для 50...70 % $a_{w}=0,89$; более 70% $a_{w}=0,87$; a_{ρ} — поправка на затупление резца. Можно принять равной 1,4...1,7; a_{δ} — поправка на угол резания. При угле резания 50° $a_{\delta}=0,8$; при 70° $a_{\delta}=1,4$; при 80° $a_{\delta}=1,7$; a_{v} — поправка на скорость резания. При скорости резания 40 м/с $a_{v}=1,0$; при 60 м/с $a_{v}=1,1$; при 90 м/с $a_{v}=1,3$; при 100 м/с $a_{v}=1,4$.

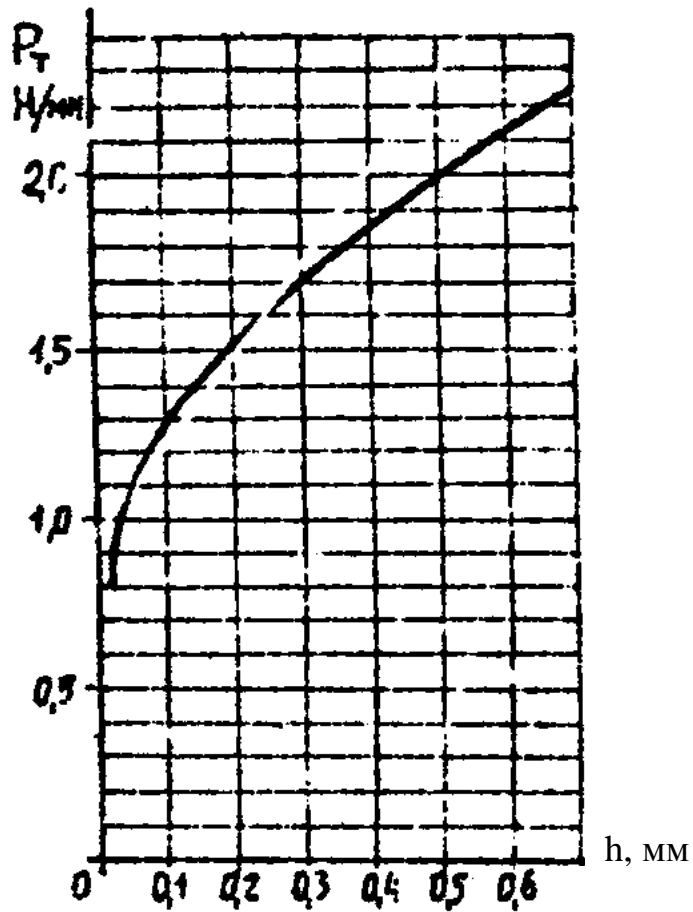


Рис. 20. График зависимости силы резания от толщины стружки

Мощность резания

$$N_p = P \cdot v_k / 1000.$$

Нормальная сила резания (H),

$$Q = m \cdot P,$$

где m — переходный множитель. Можно принимать равным 0,6...0,9.

Мощность подачи

$$N_{II} = Q \cdot v_k / 1000.$$

Мощность привода ножевого ротора (кВт) определяется по формуле

$$N'_p = N_{\text{рот}} + N_{\text{тр}} + N_{\text{рез}},$$

где $N_{\text{рот}}$ — мощность, затрачиваемая на вращение ротора при холостом ходе, кВт;

$N_{\text{тр}}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения щепы о поверхность ротора, кВт;

$N_{\text{рез}}$ — мощность, затрачиваемая на резание древесины, кВт.

По аналогии с расчетом, проведенным по мощности привода крыльчатки, но подставляя размеры ротора, можем определить, что

$$N_{\text{рот}} = N_{\text{тр}} \cdot n_{\text{п}} / 9,55 \cdot 10^3,$$

или

$$N_{\text{рот}} = 9,8 \cdot f \cdot G_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}} \cdot n_{\text{п}} / 9,55 \cdot 10^3$$

и

$$N = \frac{60 \cdot v_{\text{п}}^3 (h_{\text{щ}} - h_{\text{сп}}) q \cdot f}{102 (n_{\text{к}} + n_{\text{п}}) h_{\text{сп}} \cdot Z \cdot R_{\text{п}}}.$$

Мощность, затрачиваемая на резание ротором

$$N_{\text{рез}} = (N_{\text{п}} + N_{\text{к}}) n_{\text{п}} / n_{\text{к}}.$$

Для определения массы деталей ротора, их сил тяжести и центра масс ротора примем диаметр вала постоянным по длине. Размеры ротора и вала указаны на рис. 21. Материал вала и ротора — сталь (ρ — плотность стали).

Масса (кг) кольцевого плоского диска

$$m_1 = \pi (D_{\text{н}}^2 - D_1^2) S_1 \cdot \rho / 4;$$

масса (кг) обечайки ротора с ножами

$$m_2 = \pi (D_{\text{н}}^2 - D_2^2) \ell_{\text{н}} \cdot \rho / 4;$$

масса (кг) днища ротора

$$m_3 = \pi \cdot D_{\text{н}}^2 S_2 \cdot \rho / 4.$$

Масса ротора, заполненного щепой

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + G_{\text{щ}}.$$

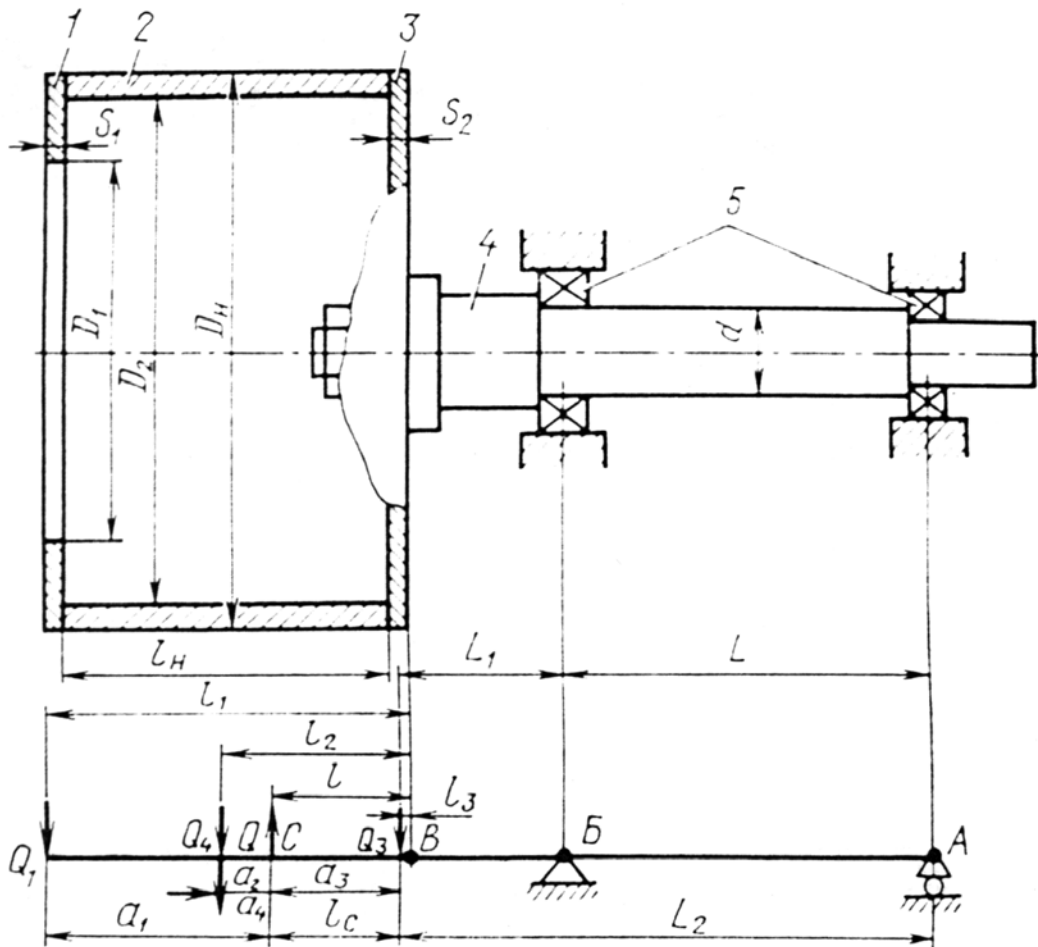


Рис. 21. Расчетная схема ротора

Сила тяжести (Н)

$$Q_1 = m_1 \cdot g; \quad Q_2 = m_2 \cdot g; \quad Q_3 = m_3 \cdot g; \quad Q_{ш} = G_{ш} \cdot g; \quad Q = m \cdot g.$$

Расстояние (м) от центра масс деталей до точки В:

$$l_1 = 0,5 \cdot S_1 + l_H + S_2; \quad l_2 = 0,5 \cdot l_H + S_2; \quad l_3 = 0,5 \cdot S_2.$$

Расстояние от центра массы ротора до края днища из условия равенства нулю суммы моментов относительно точки В:

$$l = [Q_1 l_1 + (Q_2 + Q_{ш}) l_2 + Q_3 l_3] / Q.$$

Расстояние от центра массы ротора до центров массы деталей, м:

$$a_1 = l_1 - l; \quad a_2 = a_4 = l_2 - l; \quad l_c = a_3 = l - l_3.$$

Критическая скорость вала (рад/с) при условии, что вся масса ротора сосредоточена в точке его крепления к валу

$$\omega'_{кр} = \sqrt{\frac{3E\pi d^4}{64L_2L_1^2m}},$$

где E — модуль упругости стали, Па;

Критическая скорость вала при учете вылета l_c центра массы ротора от точки В крепления его на валу и с учетом массы ротора:

$$\omega''_{кр} = \sqrt{\frac{3E\pi d^4}{64(L_1 + l_c)(L_2 + l_c)^2m}}.$$

С учетом всех показателей (в том числе гироскопического момента):

$$\omega_{кр} = \omega''_{кр} + 0,16\omega''_{кр}.$$

Рабочая угловая скорость (рад/с):

$$\omega_p = \pi \cdot n / 30,$$

где n — частота вращения вала, об/мин.

Принимается $\omega_p / \omega_{кр} < 0,7$. В этом случае вал будет работать в докритической области, т. е. вал виброустойчив. Аналогично рассчитывается система вал — крыльчатка.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И МОЩНОСТИ ДИСКОВЫХ МЕЛЬНИЦ

Размалывающие мельницы обладают тем свойством, что их производительность, частота вращения диска или ротора, концентрация и давление волокнистой массы, а также конструктивные размеры рабочих органов находятся в определенной зависимости. Размалывающие машины транспортируют по зоне размола смесь с водой, следовательно, для них справедлива формула производительности по транспортированию одного из компонентов смеси

$$Q_M = 3600 V_c C_o \rho_M,$$

где Q_M — часовая производительность по транспортированию материала, Н/ч;
 V_c — объемный расход смеси в секунду, м³/с;
 C_o — объемная концентрация материала (отношение объема материала, перемещаемого в секунду, к объемному расходу смеси в секунду);
 ρ_M — плотность материала, Н/м³.
 Объемная концентрация преобразуется в весовую по соотношению

$$C_o \rho_M = C \rho_c,$$

где C — весовая концентрация в абсолютных единицах;
 ρ_c — плотность смеси, Н/м³.
 Тогда часовая производительность принимает вид

$$Q_M = 3600 V_c C \rho_c,$$

В этой формуле не известен объемный расход волокнистой массы в секунду V_c , поэтому полагаем, что известна часовая весовая производительность размалывающей машины и что прошедшая через зазор между ножами статора и ротора волокнистая масса в той или иной степени размолота. Объемный расход массы в секунду при этом составит

$$V_c = \frac{Q_M}{3600 C \rho_c},$$

а расход силы тяжести в секунду

$$q_c = V_c \cdot \rho_c = \frac{Q_M}{3600 \cdot C}.$$

С другой стороны, эта сила находится из суммы сил тяжести за секунду волокнистого материала q_m и воды q_b :

$$q_m + q_b = q_c.$$

Вычтя из обеих частей уравнения силу тяжести воды за секунду, находим абсолютное весовое количество волокнистого материала, прошедшего размола в единицу времени:

$$q_m = \frac{Q_m}{3600 \cdot C} - q_b.$$

Объемное количество волокон, попавших в зазор между ножами в единицу времени, определяется по формуле

$$V_m = L_p \cdot a \cdot C \cdot \Delta,$$

где $L_p = \frac{Z_c Z_p \ell n}{60}$ — число метрорезов, м/с;

a — ширина зоны контакта ножей, м;

C — весовая концентрация;

Δ — зазор между ножами статора и ротора, м;

Z_c, Z_p — количество ножей статора и ротора соответственно;

ℓ — длина ножей, м;

n — частота вращения ротора, об/мин.

Сила тяжести в секунду волокнистого материала, прошедшего через зазор между ножами $q_m = L_p \cdot a \cdot C \cdot \Delta \cdot \rho_m$, приравниваем правые части уравнений:

$$\frac{Q_m}{3600 \cdot C} - q_b = L_p \cdot a \cdot C \cdot \Delta \cdot \rho_m.$$

Из этого выражения определяем предполагаемую ранее известной часовую производительность размалывающей машины:

$$Q_m = 3600 \cdot C (L_p \cdot a \cdot C \cdot \Delta \cdot \rho_m + q_b).$$

Весовой расход воды за секунду с учетом концентрации волокнистой массы, с:

$$q_b = (1 - C)q_c.$$

Тогда

$$Q_m = 3600 \cdot C \cdot [L_p \cdot a \cdot C \cdot \Delta \cdot \gamma_m + (1 - C)q].$$

Эта формула общая для определения производительности размалывающей машины, ролла, конической или дисковой мельниц.

Неизвестную силу тяжести волокнистой массы, проходящей за секунду через зазор между ножами q_c , определяем, воспользовавшись известным в гидравлике уравнением расхода

$$V_c = Fv,$$

где V_c — объем массы за секунду, м³/с;

F — площадь живого сечения, м;

v — средняя скорость массы нормальная к живому сечению, м/с.

У дисковых мельниц, как и у других центробежных машин, площадь живого сечения определяется как боковая поверхность цилиндра, диаметр которого равен диаметру ротора на выходе массы D , а высота равна ширине зазора между ножами Δ , т. е.

$$F = \pi D \Delta.$$

Средней скоростью, нормальной к живой поверхности, является проекция абсолютной скорости на направление радиуса, т. е. радиальная скорость v_r . Эта скорость находится из параллелограмма скоростей на выходе массы через скорость завихрения v_n :

$$v = \frac{v_n - v}{\operatorname{ctg} \beta},$$

где v — окружная скорость ротора м/с;

β — угол выхода массы (угол наклона ножей по отношению к радиусу), град.

Скорость завихрения v_n , в свою очередь, определяется из уравнения напора. Так как волокнистая масса поступает в мельницы самотеком, без закрутки потока, то

$$v_n = \frac{Hg}{u},$$

где H — напор, м;
 $g=9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение силы тяжести.

Подставляя значения F , v_c , v_n в уравнение для V_c , находим объем массы за секунду:

$$V_c = \pi \cdot D \cdot \Delta \cdot \frac{H \cdot g - u^2}{u \cdot \text{ctg}\beta},$$

а затем и силу тяжести волокнистой массы за секунду:

$$q_c = V_c \cdot \rho_c = \pi \cdot D \cdot \rho_c \cdot \Delta \cdot \frac{H \cdot g - u^2}{u \cdot \text{ctg}\beta}.$$

Заменив q_c на найденное значение и учитывая, что окружная скорость мельницы

$$v = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60},$$

находим часовую весовую производительность дисковой мельницы при размоле по воздушно-сухому волокну:

$$Q_m = 3600 \cdot a \cdot C^2 \cdot L_p \cdot \gamma_m \cdot \Delta \Psi.$$

где безразмерный коэффициент

$$\Psi = 1 + \frac{1-C}{C} \cdot \frac{\pi \cdot D}{a} \cdot \frac{H \cdot n}{L_p} \cdot \frac{\rho_c}{\rho_m} \cdot \frac{1}{\text{ctg}\beta} \cdot \left(\frac{60g}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot D^2} - \frac{D}{60H} \right).$$

Уравнение и безразмерный коэффициент показывают, что производительность размалывающих машин зависит от конструктивных и технологических параметров, таких, как количество ножей статора и ротора, их длина и угол наклона, ширина зоны контакта ножей и зазора между ними, диаметр и частота вращения ротора, концентрация и напор волокнистой массы. Производительность мельниц зависит также от степени помола, что косвенно отображается входящими в формулы плотностями размалывающего материала и волокнистой массы, так как объемные веса являются величинами, обратными удельным объемам, растущими по мере размола волокнистого сырья.

МОЩНОСТЬ ПРИВОДА ДИСКОВЫХ МЕЛЬНИЦ

Удельное давление на поверхности размола

$$\rho = P / F ,$$

где P — нормальная сила, действующая на площадь размола, Н,

$$P = P_1 + (\rho_2 - \rho_1) \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d^2) - (\rho_2 - \rho_d) \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) + T ;$$

P_1 — сила прижима диска ротора присадочным механизмом, Н;

T — сумма сил трения, возникающих в направляющих подшипниках и сальниках, Н;

ρ_2, ρ_1 — давление на входе и за диском, Н/м²;

D_2 и D_1 — наружный и внутренний диаметры диска, м;

d — диаметр вала, м;

ρ_d — давление в ячейках дисков, Н/м²;

F — площадь размола, м² ($F = F_p \cdot F_c / F_d$, где F_p и F_c — площадь всех ножей ротора и статора; F_d — общая плоскость диска). Для уяснения схемы действия сил, смотрите стр. 136, рис. 67 учебника «Оборудование предприятий», М.: - Лесная промышленность, 1984 г.

Подставив значения площадей, получим

$$F = \frac{Z_p \cdot Z_c \cdot \delta_p \cdot \delta_c \cdot \frac{D_2 - D_1}{D_2 + D_1}}{x \cdot \cos \alpha_p \cdot \cos \alpha_c} ,$$

где Z_p и Z_c — число ножей ротора и статора;

α_p и α_c — углы наклона ножей ротора и статора;

δ_p и δ_c — действительная площадь ножей ротора и статора, покрытая волокнами.

Мощность (Вт) дисковой мельницы

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 ,$$

где N_1 — мощность, затраченная на размол массы, Вт,

$$N_1 = k \cdot \rho \cdot v \cdot F ,$$

$k=0,117$ — коэффициент размола;

v — окружная скорость ротора, м/с;

$$N_2 = \rho_c \cdot V_c \cdot H,$$

N_2 — мощность, затраченная на перемещение массы. Вт;

ρ_c — плотность смеси, кг/м³;

V_c — внутренний объем ячеек ротора и статора, м³;

H — напор, Н/м²;

$$H = k_1 \frac{v_2^2}{g} - k_2 \frac{v_1^2}{2g} - k_3 V_i^2,$$

$k_1 = \frac{1}{1 + \rho_c}$ — коэффициент учитывающий влияние конечного числа

ножей;

$k_2 = 0,6 \dots 1$ — коэффициент, учитывающий действительные траектории отдельных струй;

$$k_3 = \frac{\sum \lambda + \lambda_1 \frac{\ell}{4R}}{2gS^2} \text{ — коэффициент;}$$

$\sum \lambda$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений;

λ_1 — коэффициент сопротивления по длине ротора;

R — гидравлический радиус ротора, м;

ℓ — длина ротора, м;

S — площадь сечения ротора, м²;

N_3 — мощность (Вт), необходимая для преодоления дисковых сопротивлений,

$$N_3 = \int_0^r \omega \tau 2\pi r dr = \mu \rho_c \omega^3 r_c^5,$$

где $\mu = 0,005 \dots 0,015$ — коэффициент вязкости массы;

ω — угловая скорость вращения ротора, рад/с;

N_4 — мощность, необходимая для преодоления потерь в подшипниках и сальниках, Вт.

МОЩНОСТЬ ПРИВОДА СМЕСИТЕЛЯ

В основу расчета мощности привода смесителя положена методика, принятая для механизмов с постоянной продолжительной нагрузкой. Расчетная формула мощности (кВт) имеет вид

$$N = \rho \cdot v / 1000,$$

где ρ — сопротивление перемещению древесных частиц, Н;

v — окружная скорость вращения лопастей смесителя, м/с;

Рассмотрим наиболее тяжелый момент движения лопасти в стружечно-клеевой смеси. Этот момент соответствует, вероятно, моменту времени входа лопасти в смесь и дальнейшему движению (рис. 22). Рассмотрим схему действия сил на древесную частицу, находящуюся на лопасти смесителя на расстоянии R_x от центра вращения лопасти.

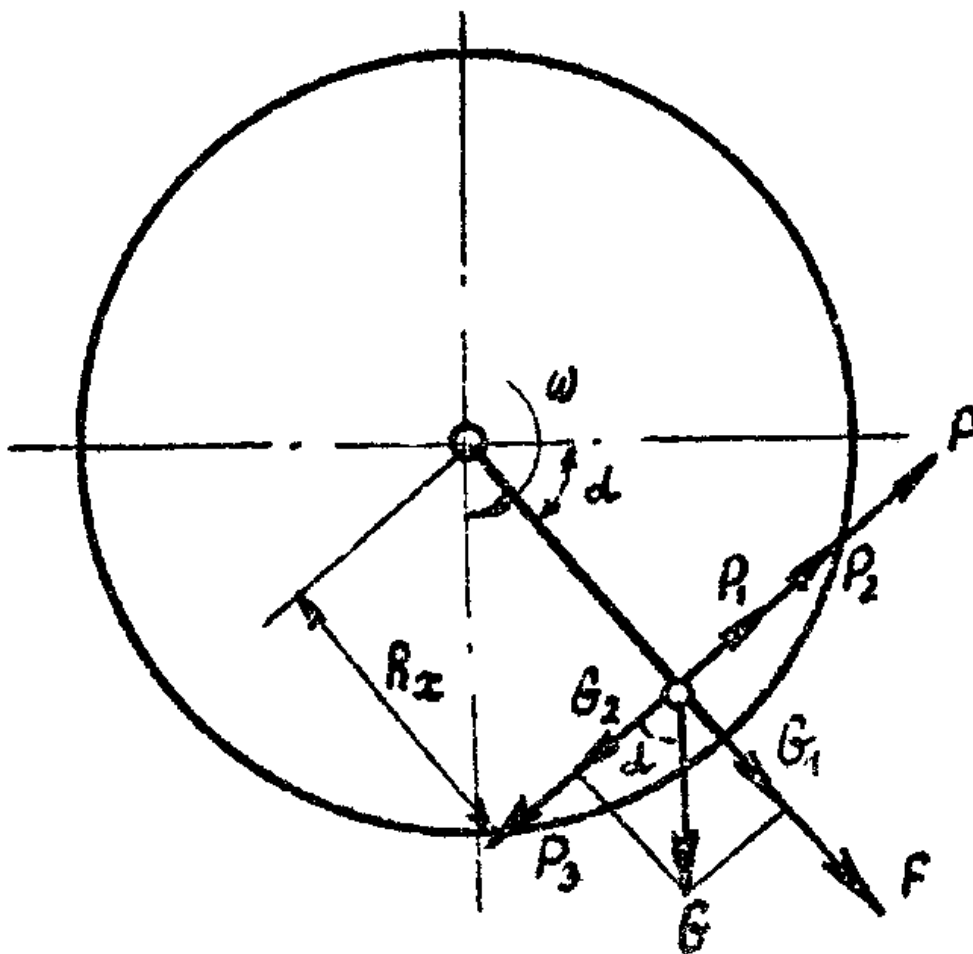


Рис. 22. Схема к определению мощности привода смесителя

Сила тяжести частицы

$$G=m \cdot g,$$

где m — масса древесной частицы, кг;
 g — ускорение свободного падения, м/с².
 Центробежная сила

$$F = G \cdot v_x^2 / g \cdot R_x,$$

где v_x — окружная скорость частицы в т. М, м/с.
 Силу тяжести разложим на составляющие:

$$G_1=G \cdot \sin \alpha; \quad G_2=G \cdot \cos \alpha,$$

кроме того, возникают силы:

P_1 — сила трения частицы о стенки барабана

$$P_1=(G_1+F) \cdot f;$$

P_2, P_3 — сила трения частицы о лопасти смесителя,

$$P_2=G_1 \cdot f=[(G_1+F) \cdot f] \cdot f \text{ и } P_3=G_2 \cdot f=G \cdot f \cdot \cos \alpha,$$

где f — коэффициент трения древесной частицы по металлу.
 Тогда общая сила сопротивления движению

$$P=P_1+P_2-G_2-P_3.$$

После подстановки значений и преобразований получим

$$P = G \left(\frac{v_x^2}{g \cdot R_x} f + f \cdot \sin \alpha - \cos \alpha \right) (1 + f).$$

Максимального значения сила P достигает в точке, когда $\alpha=90^\circ$,
 тогда

$$P = G \left(1 + \frac{v_x^2}{g \cdot R_x} \right) (1 + f) f.$$

Подставим значения P и F в уравнение мощности и получим

$$N = \frac{m \cdot g \cdot v \cdot f}{10^3} \left(1 + \frac{v_x^2}{g \cdot R_x} \right) (1 + f),$$

считая, что

$$v_x = v = \pi \cdot R_6 \cdot n / 30,$$

где R_6 — радиус барабана (примерно равный радиусу лопасти), м;
 n — частота вращения лопасти, об/мин,
 получим

$$N = \frac{m \cdot g \cdot t \cdot \pi \cdot R_6 \cdot n}{10^3 \cdot 30} \cdot \left(1 + \frac{\pi^2 \cdot R_6^2 \cdot n^2}{900 \cdot g \cdot R_6} \right) (1 + f),$$

Общая масса (Σm) древесных частиц, находящихся в барабане, определится из уравнения

$$\Sigma m = v_6 \cdot \rho_n \cdot k_c \cdot k_3,$$

где v_6 — рабочий объем барабана смесителя, м³;
 ρ_n — насыпная плотность древесных частиц, кг/м³;
 k_c — коэффициент, учитывающий содержание в смеси связующего;
 k_3 — коэффициент заполнения барабана.
 Тогда

$$\Sigma m = \pi \cdot R_6^2 \cdot L_6 \cdot \rho_n \cdot k_c \cdot k_3,$$

где L_6 — рабочая длина барабана смесителя, м.
 Тогда после преобразований

$$N = \frac{R_6^3 \cdot L_6 \cdot \rho_n \cdot f \cdot n \cdot k_c \cdot k_3}{310} \left(1 + \frac{R_6 \cdot n^2}{900} \right) (1 + f).$$

Радиус барабана R_6 , длину барабана L_6 , частоту вращения вала n можно определить из технической характеристики смесителя. Насыпная плотность ρ_n определяется опытным путем, но с известной долей приближения ее можно принять в пределах 100...120 кг/м³. При концентрации связующего 50% коэффициент k_c можно принять равным

1,18 для внутреннего и 1,26 — для наружных слоев. Коэффициент трения f берется по таблице (Прилож.). Коэффициент k_3 берется в пределах 0,15...0,3.

Для определения мощности привода смесителя нужно ввести коэффициент полезного действия η , учитывающий потери мощности в механических передачах и подшипниках, тогда

$$N_{дв} = N / \eta.$$

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА СМЕСИТЕЛЯ

Теоретическое значение скорости вращения лопастей можно определить, рассматривая схему сил, действующих на древесную частицу, находящуюся на лопасти смесителя. Рассмотрим схему действия сил, когда лопасть находится в положении, показанном на рис.23.

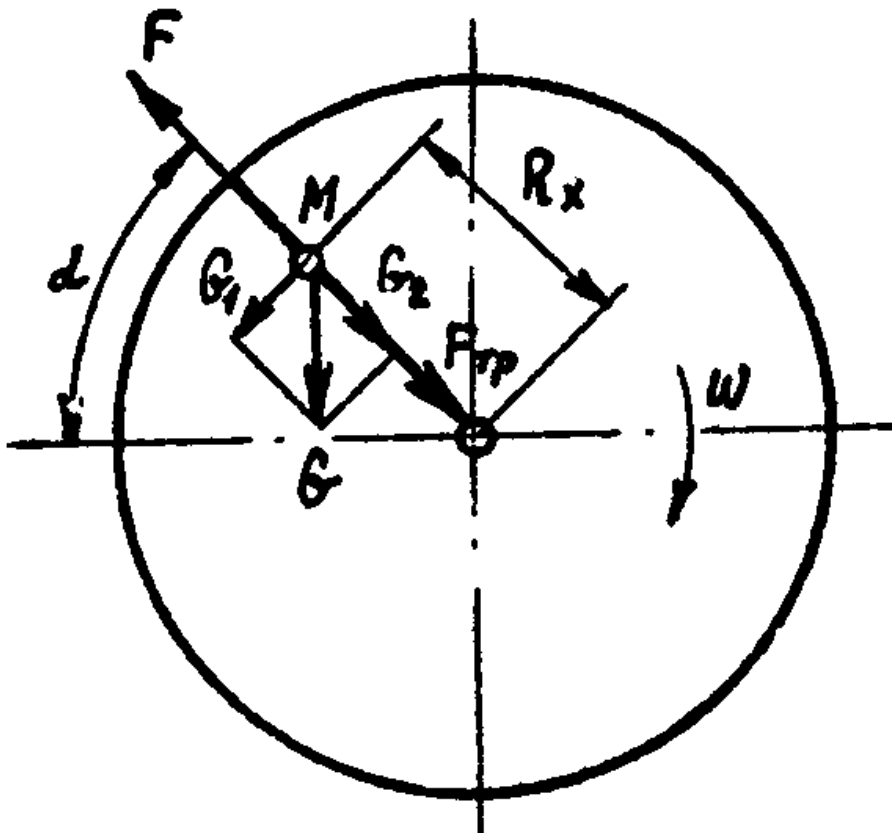


Рис. 23. Расчетная схема смесителя

В этот момент времени на нее действует сила, не позволяющая частице упасть с лопасти, так как все частицы должны двигаться в кольцеобразном потоке с определенной скоростью.

На частицу М действуют следующие силы:

G — сила тяжести, $G=m \cdot g$,

F — центробежная сила, $F = G \cdot v_x^2 / g \cdot R_x$.

Разложим силу G на составляющие:

$$G_1 = G \cdot \cos \alpha \quad \text{и} \quad G_2 = G \cdot \sin \alpha.$$

Сила трения

$$F_{\text{тр}} = G_1 \cdot f = G \cdot f \cdot \cos \alpha.$$

Тогда

$$F = G_2 + F_{\text{тр}} = G \cdot \sin \alpha + G \cdot f \cdot \cos \alpha = G(\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha).$$

или

$$G \cdot v_x^2 / g \cdot R_x \geq G(\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha),$$

чтобы частицы не падали под действием силы тяжести. Принимая для упрощения $v = v_x$, $R_0 = R_x$, получим

$$v \geq \sqrt{g \cdot R_0 (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha)}.$$

В экстремальном положении $\alpha = 90^\circ$, тогда $\sin 90^\circ = 1$; $\cos 90^\circ = 0$ и получим

$$v \geq \sqrt{g \cdot R_0}.$$

С другой стороны,

$$v = \pi R_0 \cdot n / 30,$$

откуда

$$n = 30 / \sqrt{R_0}.$$

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА КОНВЕЙЕРОВ ФОРМИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ

Производительность формирующей машины (кг/мин) определяют по формуле

$$Q = \frac{\rho_c \cdot t_k \cdot B \cdot \delta_c (100 + W_{ст}) \cdot 60}{10^3 (100 + W_{пл}) \cdot R_k \cdot n},$$

где ρ_c — плотность данного формируемого (наружного ρ_c^H или внутреннего ρ_c^B) слоя, кг/м³; $\rho_c^H=800\dots850$ кг/см³ и $\rho_c^B=580\dots640$ кг/см³;

t_k — длина пакета плюс длина участка ковра при разделении ковра на пакеты ($t_k=4,1$ м);

B — ширина формируемого ковра, м;

δ_c — толщина формируемого слоя (для наружных слоев доля от общей толщины нешлифованной плиты составляет 35...40%);

$W_{ст}$ — влажность стружки данного слоя, %;

$W_{пл}$ — влажность готовой плиты, %;

R_k — ритм главного конвейера, с, $R_k = 60 \cdot \tau / n$,

где τ — продолжительность цикла прессования плит, мин;

n — число формирующих машин на главном конвейере.

Расчетная схема наклонного конвейера формирующей машины представлена на рис. 24. Осмоленные древесные частицы 12 располагаются между вертикальной стенкой 11 корпуса формирующей машины и наклонным конвейером. Подача древесных частиц к весовому дозатору производится лентой 13, натянутой между приводным валиком 14 и валиком 17. При своем движении лента скользит по направляющим 15 и имеет натяжной валик 16. Под расчетной схемой представлена диаграмма натяжений по контуру ленты конвейера. На рис. 24 введены обозначения: L — расстояние между центрами валиков; H_{3-4} — высота подъема древесных частиц; H_{1-2} — высота спуска ленты; β — угол наклона оси конвейеров; $G'_л$ — сила тяжести ленты на порожнем участке конвейера (участок 1-2); $G_л$ — сила тяжести ленты на рабочем участке конвейера (участок 3-4); $G_{ст}$ — сила тяжести древесных частиц, расположенных на конвейере; $F_{тр}$ — сила трения осмоленной стружки о ленту конвейера; $F_л$ — сила трения ленты о направляющую; ω — угловая скорость вращения приводного валика; S_1 — натяжение в ленте в точке 1, $S_1=S_{сб}$; S_2, S_3 — натяжение в ленте в точках 2 и 3, $S_4=S_{нб}$.

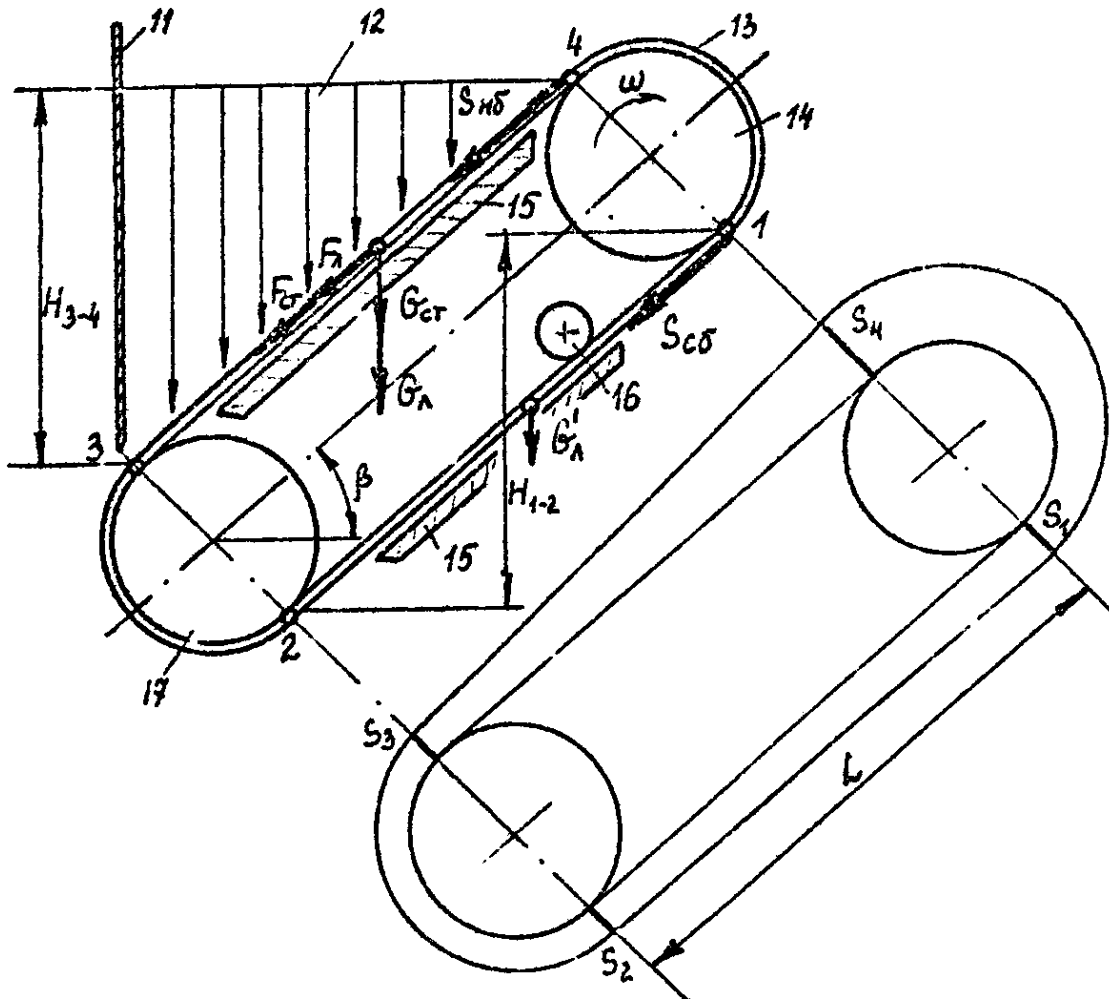


Рис. 24. Расчетная схема наклонного конвейера формирующей машины

Тяговый расчет предусматривает определение натяжений ленты во всех характерных точках ее контура. Для этого контур ленты разбиваем на отдельные участки, начиная с точки сбега ленты с приводного барабана (рис. 24):

$$S_1 = S_{сб}; \quad S_2 = S_1 + W_{1-2}; \quad S_3 = K \cdot S_2; \quad S_4 = S_{нб} = S_3 + W_{3-4} + W_n.$$

Для определения сопротивлений на отдельных участках (W_{1-2}), (W_{3-4}) и т. д. найдем погонные нагрузки (Н/м):

а) от перемещаемого груза (древесных частиц):

$$q = Q_g / 3,6 \cdot v,$$

где v — скорость наклонного конвейера формирующей машины, м/с.

Производительность машины и скорость конвейера взаимосвязаны. При $Q=4\dots16$ кг/мин $v=1,2$ м/мин; при $Q = 16\dots30$ кг/мин $v=4,8$ м/мин; при $Q=30\dots45$ кг/мин $v= 9,6$ м/мин; при $Q=45\dots58$ кг/мин $v=18,0$ м/мин; при $Q=68\dots90$ кг/мин $v=36$ м/мин.

С другой стороны, q можно определить из чертежа общего вида формирующей машины, то есть из треугольника расположения древесных частиц на наклонном конвейере. При дальнейшем расчете принимается максимальная погонная нагрузка на ленту конвейера из этих двух вариантов;

б) от веса ленты конвейера:

$$q=(1,25i+\delta_p+\delta_x)\cdot 10,8B,$$

где B — ширина ленты конвейера, м;

i — число прокладок (предварительно $i=2$);

δ_p — толщина прокладок с рабочей стороны ленты (0,015 м);

δ_x — толщина прокладок с нерабочей стороны ленты (0,01 м).

Сопротивления на участках:

а) участок 1—2:

$$W_{1-2}=q_0L\cdot\cos\beta f_1-q_0H_{1-2},$$

где f_1 — коэффициент трения скольжения ленты о направляющую, $f_1=0,35$;

б) участок 2—3:

$$S_3=K\cdot S_2$$

где K — коэффициент сопротивления на барабане. При угле обхвата барабана $\alpha\leq 90^\circ$, $K=1,03$; при $\alpha=90^\circ$ $K=1,04$; при $\alpha=180^\circ$ $K=1,05$;

в) участок 3—4:

$$W_{3-4}=(q_0+q)\cdot L\cos f_0+(q_0+q)H_{3-4}+W_n, \quad f_0=f_1+f_2$$

где f_2 — коэффициент трения скольжения древесной стружки о ленту конвейера;

W_n — гидростатическое давление от падающего на ленту конвейера потока

$$W_n = Q/3,6(v + \sqrt{2gh}),$$

где h — высота падения, м.

Определим S_4 из уравнения

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} + W_n,$$

с другой стороны,

$$S_4 = S_{мб} = S_1 \cdot e^{f\alpha},$$

где α — угол обхвата лентой отклоняющего валика (табл. 1).

Таблица 1

Вид барабана	f	Угол обхвата α				
		$0,5\pi$	$0,75\pi$	π	$1,17\pi$	$1,5\pi$
		90°	135°	180°	210°	270°
Металлический барабан	3,0	1,0	2,16	2,56	3,0	4,1
Обрезиненный барабан	0,4	1,87	2,46	3,51	4,33	6,5

Решая совместно эти уравнения, определим $S_{сб}=S_1$ и $S_{нб}=S_4$. Тяговое усилие на приводном барабане

$$W_c = (S_{нб} - S_{сб}) + K(S_{нб} + S_{сб}),$$

где K — коэффициент сопротивления движения ленты, зависящий от типа подшипника, смазки, уплотнений, запыленности и других условий, $K=0,035...0,04$.

Расчетная мощность привода (кВт):

$$N_p = W_c \cdot v \cdot n_y / 1000 \cdot \eta,$$

где n_y — коэффициент запаса мощности (1,1...1,2).

Уточняем число прокладок в ленте, исходя из наибольшего ее натяжения

$$i = S_{\max} \cdot n / \delta_p \cdot B,$$

где n — коэффициент запаса прочности ленты (10...12),

$$\delta_p = 55,$$

B — ширина ленты, см.

Расчетная схема горизонтального конвейера формирующей машины представлена на рис. 25. Расчет мощности ведется аналогично расчету наклонного конвейера при условиях, что $\beta=0$; $H_{3-4}=0$; $H_{1-2}=0$.

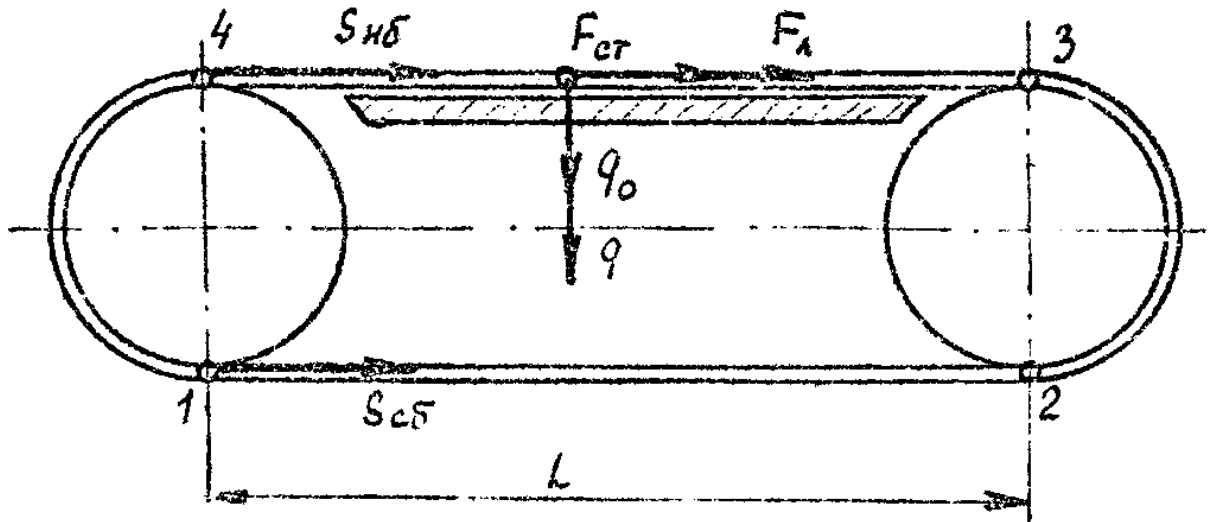


Рис. 25. Расчетная схема горизонтального конвейера

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ВИНТОВОГО (ШНЕКОВОГО) ПРЕССА

Винтовые прессы (нагнетатели) применяют в дефибраторах, брикетных прессах и других устройствах. Сначала определим теоретическую и фактическую производительность винтового пресса. Формула для фактической производительности (кг/с) винта получена при учете факторов, уменьшающих подачу материала винтом:

$$Q_{\phi} = (1/150) \cdot m(R_2^2 - R_1^2) [S - (b_2 + b_1)/2 \cdot \cos \alpha] \cdot \omega \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{п}} \cdot K_{\text{с}},$$

где $K_{\text{н}}$ — коэффициент наполнения;
 $K_{\text{п}}$ — коэффициент прессования материала;
 $K_{\text{с}}$ - приведенный коэффициент.

Коэффициент $K_{\text{н}}$ отражает пропорциональную зависимость подачи от степени заполнения объема винтовой полости его приемных витков материалом плотностью ρ_1 ;

Коэффициент $K_{\text{п}}$ учитывает степень уменьшения объема занимаемого в витках шнека массой при переходе в спрессованное состояние с плотностью ρ_2 .

Коэффициент $K_{\text{с}}$ учитывает уменьшение подачи спрессованной массы в зависимости от ее физико-механических свойств, геометрических параметров нагнетающего винта и других факторов.

Приближенное значение коэффициента $K_{\text{с}}$ можно определить по формуле:

$$K_c = (R_2 - R_p) / (R_2 + R_1) = (D - d_p) / (D - d) = h_p / h,$$

где d_p — рабочий диаметр винта, м;
 h_p — рабочая высота поверхности винтовой лопасти, м;
 h — общая высота поверхности лопасти, м.

Мощность привода винтового пресса. Механизм нагнетающего винта в процессе прессования можно уподобить винтовой паре с прямоугольной нарезкой, в которой нагнетающий винт — твердое тело, а масса перемещаемая им — «упругая гайка» (рис. 26).

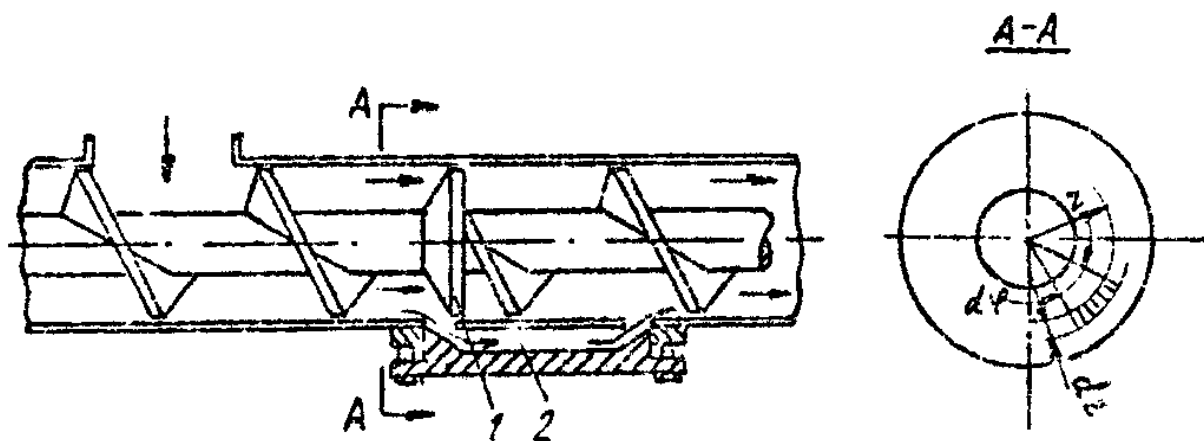


Рис. 26. Схема винтового пресса с камерой

Если к винту приложить движущую силу F , условно действующую по касательной к окружности по среднему диаметру d_c винтовой пары винт — «гайка», то работа этой силы будет расходоваться на полезную работу формоизменения и подачи материала и на работу трения.

Для определения потребной мощности прессования используем зависимость для винтовых механизмов между силой полного давления P и движущей силой F :

$$Q = [P \operatorname{tg}(\alpha + \rho)] / (1 - \operatorname{tg} \rho \operatorname{tg} \alpha),$$

где α — угол подъема винтовой линии лопасти винта по его среднему диаметру, рад;

ρ — угол трения между поверхностью лопасти и массой, рад.

Сила полного давления P определяется как суммарная нагрузка от давления прессования, приходящаяся на площадь поперечного сечения нагнетающего винта.

$$P = 2,5 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot P_n,$$

где D — наружный диаметр винта, м;

P_n — удельное давление прессования, МПа;

Умножая обе части уравнения для F на πd_c получаем выражение для работы движущей силы на один оборот винта (Нм):

$$F \cdot \pi d_c = P \cdot S_1 + f(P_1 + P \operatorname{tg} \alpha) \cdot \pi d_c,$$

или

$$W_c = W_1 + W_2,$$

где S_1 — величина действительного перемещения массы по винтовой камере (за винтом) за один оборот винта, м;

P_1 — суммарная нагрузка от давления прессования, приходящаяся на поперечное сечение «гайки», $P_1 = P - P_2$.

Работа движущей силы W_c затрачивается на работу подачи массы W_1 и на работу сил трения на витках винта W_2 . Составляющая $P_2 = P - P_1$ полного давления из второго члена правой части уравнения исключена, так как она действует непосредственно на поперечное сечение вала винта и в работа сил трения на его витках не участвует.

Суммарная нагрузка P_1 определяется по формуле

$$P_1 = 2,5 \cdot \pi (D^2 - d^2) P_n,$$

где d — внутренний диаметр винта, м.

При перемещении массы по камере работа движущей силы затрачивается и на работу трения W_3 на внутренней поверхности камеры (Нм):

$$W_3 = P_3 \cdot f \cdot S = 5 \pi D \cdot P_n \cdot l \cdot f \cdot S,$$

где P_3 — суммарное давление (нагрузка) на внутреннюю поверхность камеры, Н;

l — рабочая длина винта, м.

При наличии кольцевой шайбы на винте в винтовых прессах (с обработкой массы под вакуумом) работа движущей силы преодолевает работу трения W_4 на торце шайбы при соприкосновении ее с массой, находящейся под давлением предварительного прессования P_n , равным 1...1,5 МПа. Работу трения W_4 (Нм) получим суммированием работы элементарных сил трения в пределах площади торца цилиндрической шайбы (рис. 26):

$$W_4 = \int_0^{2\pi} \int_{d/2}^{D/2} f N 2\pi \cdot r \cdot d \cdot dr = \pi^2 f N (D^3 - d^3) / 6,$$

или окончательно

$$W_4 = \pi^2 f P_n' \cdot \cos \beta (D^3 - d^3) / 6,$$

где β — угол наклона образующей конуса шайбы.

С учетом работ трения W_3 и W_4 равенство работ сил принимает окончательный вид

$$W_c = W_1 + W_2 + W_3 + W_4.$$

Движущая сила F равна (Н):

$$F = \left[(P_1 + P_2 + f \cdot P_3) \operatorname{tg} \alpha + f \cdot P_1 + \pi \cdot f \cdot P_n' \cos \beta \frac{(D^3 - d^3)}{(D + d)} \right] \div (1 - f \cdot \operatorname{tg} \alpha).$$

Величина действительного перемещения S_1 массы по винтовой камере за один оборот определяется по формуле

$$S_1 = (Q_\phi \cdot 2\pi) / (\rho_2 \omega F_k),$$

где ρ_2 — плотность выпрессованных изделий, кг/м³;

F_k — площадь поперечного сечения винтовой камеры, м²;

ω — угловая скорость, рад/с.

Если масса перед кольцевой шайбой находится под давлением прессования P_n' , то движущая сила преодолевает также работу трения на витках винта и на поверхности винтовой камеры (перед шайбой). Эта работа учитывается введением в уравнения для F вместо значений P_1 , и P_3 соответственно значений P_1' и, P_3' которые равны (Н):

$$P_1' = 2,5 \pi (D^2 - d^2) (P_n + P_n');$$

$$P_3' = 2,5 \pi D (P_n l + P_n' l),$$

где l — рабочая длина винта перед кольцевой шайбой, м.

Мощность на валу винта (кВт) определим по формуле

$$N = W_c \omega / 1000 \cdot 2\pi.$$

Определение осевой силы на валу нагнетающего винта. Нагнетающий винт в процессе прессования создает давление массы, действующее в сторону матрицы и реактивно в сторону загрузочной зоны.

Этим давлением определяется величина мощности и осевой силы на валу винта. От действия суммарной продольной нагрузки, приходящейся на площадь поперечного сечения (Н):

$$P_{01}=2,5\pi D^2 P_n$$

От действия суммарной поперечной нагрузки на поверхность камеры на рабочей длине винта:

$$P_{02}=5\pi D \cdot P_n \cdot f \cdot l \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

От действия дополнительной суммарной поперечной нагрузки на поверхность камеры на рабочей длине винта перед кольцевой шайбой:

$$P_{03} = \pi \cdot D \cdot P_n' \cdot f \cdot \frac{l'}{2} \operatorname{tg} \alpha = 5\pi \cdot D \cdot P_n' \cdot f \cdot l' \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Осевая сила на валу винта (воспринимается упорным подшипником) определяется по формулам:

— для винтов с непрерывной винтовой лопастью

$$P_0=P_{01}+P_{02};$$

— для винтов с кольцевой шайбой

$$P_0=P_{01}+P_{02}+P_{03}.$$

РАСЧЕТ ПРИВОДОВ КОНВЕЙЕРА ФОРМИРОВАНИЯ КОВРА И ПОДВИЖНОГО ХОЛОДНОГО ПРЕССА

А. Расчет механизма передвижения подпрессовочного пресса

Рассмотрение кинематической схемы. Движение пресса осуществляется по следующей схеме: электродвигатель 1 — муфта 2 — редуктор 3 — муфта — цепная двойная передача с натяжными звездочками — силовая цепная двойная передача 6 — шатуны 7 — балка 8 — узел крепления балки к нижней поперечине пресса 9 — пресс 10 (рис. 27).

Расчет сопротивления передвижению пресса. Сопротивление (Н) передвижению пресса при установившемся режиме работы определяется по формуле

$$W=Q[(fd+2\mu)/D_k]K_p+W_{ук},$$

где Q — сила тяжести, Н;

f — коэффициент трения в подшипниках колес. Для подшипников скольжения открытого типа $f=0,1$; для букс с жидкой смазкой 0,08; для подшипников шариковых и роликовых 0,015; для конических 0,02;

D_k — диаметр ходового колеса пресса. Устанавливается исходя из размеров колеса по чертежу или в зависимости от массы пресса $D_k=250...400$ мм. При массе пресса 12,5...20 т равен 250...320 мм; при 20...50 т равен 400...500 мм,

d — диаметр цапфы, $d=(0,25...0,30)D_k$;

μ — коэффициент трения качения колеса по рельсу, см; при стальных колесах для плоского рельса 0,03...0,05; для рельса с выпуклой головкой 0,04...0,05; при чугунных колесах соответственно 0,04...0,06 и 0,05...0,07;

K_p — коэффициент, учитывающий сопротивление от трения реборд колес о рельсы. Для цилиндрического колеса с ребордами равен 2,5;

$W_{ук}$ — сопротивление передвижению от уклона пути, $W_{ук} = Q \cdot \alpha$,

где α — расчетный угол подпрессового пути. Можно принять $\alpha=0,001$ для пути, уложенного на металлических балках с железобетонным фундаментом; $\alpha=0,002$ — для пути, уложенного на деревянных шпалах с щебеночным основанием.

Тогда

$$W = Q \left(\frac{fd + 2\mu K_p}{D_k} + \alpha \right).$$

Расчет мощности двигателя. Двигатель механизма передвижения пресса выбирают по пусковому моменту. Значение пускового момента должно быть таким, при котором отсутствует пробуксовка колес пресса относительно рельса, а коэффициент запаса сцепления $K_{сц}$ должен быть не менее 1,2. Для предварительного выбора двигателя определяем сопротивление передвижению пресса в пусковой период:

$$W_c = W + K_{сц} \cdot \frac{Q}{g} \cdot a,$$

где a — среднее ускорение пресса при пуске. Можно принять равным 0,15...0,2.

Мощность привода пресса

$$N = W_c \cdot v_n / 1000,$$

v_n — скорость передвижения пресса, м/с.

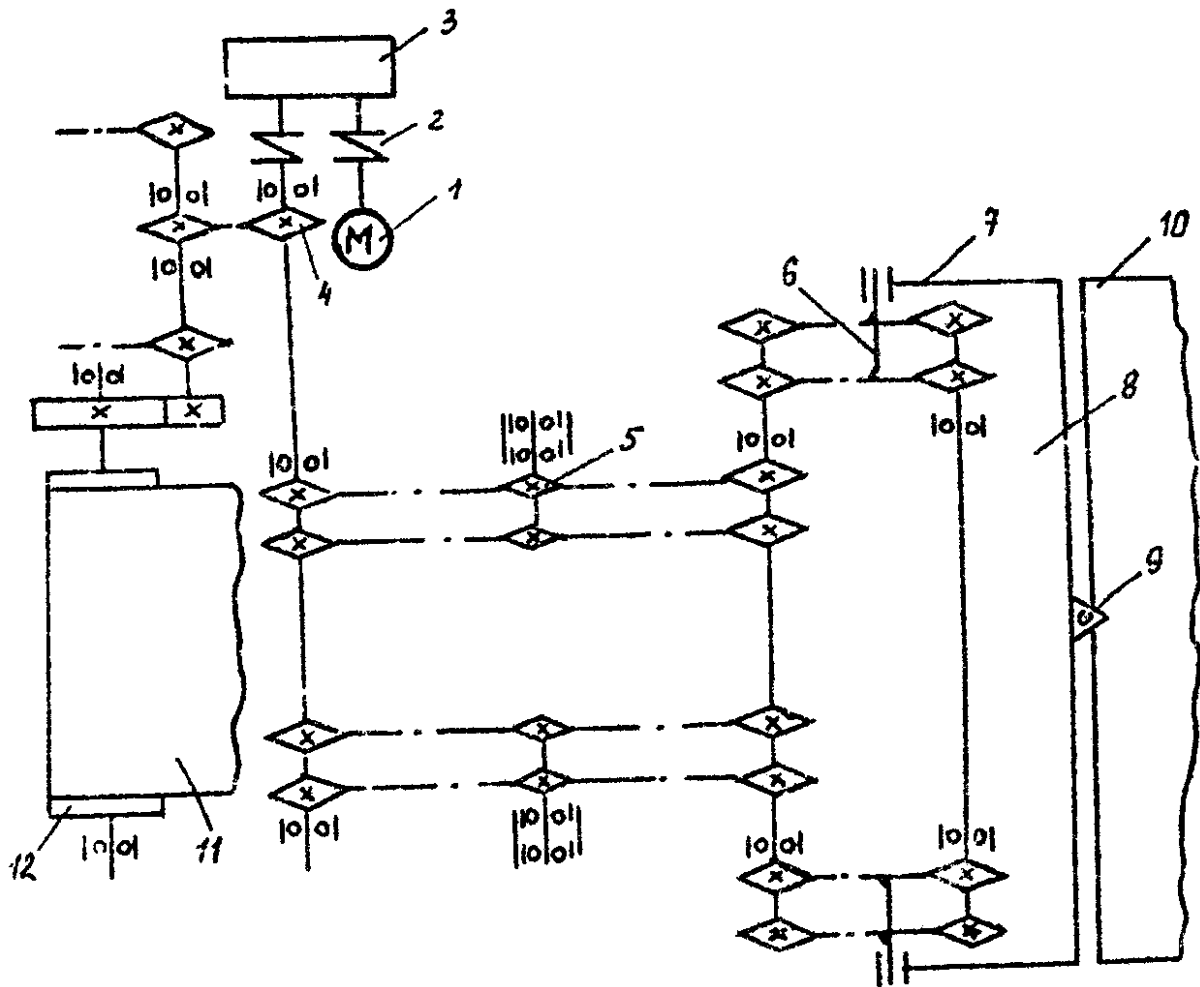


Рис. 27. Кинематическая схема привода подвижного холодного пресса

Из технологической схемы линии по производству плит можно определить, что скорость передвижения пресса обязана совпадать со скоростью формирующего конвейера v_k . Скорость формирующего конвейера определяют по формулам:

$$v_k = n \cdot t / 60 \cdot \tau_{ц};$$

$$v_k = Q_{год} \cdot t / 3600 \cdot T \cdot v_{пл} \cdot K_{и},$$

где n — число рабочих промежутков пресса;
 t — длина пакета, м;
 $\tau_{ц}$ — продолжительность цикла прессования, мин;
 $Q_{год}$ — заданный или расчетный объем производства плит в год, тыс. м³;
 T — годовой фонд рабочего времени ($T = 7296$ ч);
 $v_{пл}$ — объем готовой обрезной плиты, м³;

$K_{и}$ — коэффициент использования главного конвейера (0,8...0,85).
Производительность подвижного пресса ($\text{м}^3/\text{ч}$) определяют по формуле

$$П=60 \cdot v_{к} \cdot S_{пл} \cdot b_{пл} \cdot K_{и},$$

где $S_{пл}$ — толщина обрезной нешлифованной плиты, м;

$b_{пл}$ — ширина обрезной плиты, м.

Загрузка пресса определяется из выражения

$$Q_{ч}/П \leq 1,$$

где $Q_{ч}$ — часовая выработка обрезных нешлифованных плит, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Б. Расчет мощности привода конвейера формирования ковра.

Схема установки конвейера и пресса представлена на рис. 28. При движении пресса по направлению стрелки плиты пресса захватывают пакет и ленту конвейера вместе с ковром.

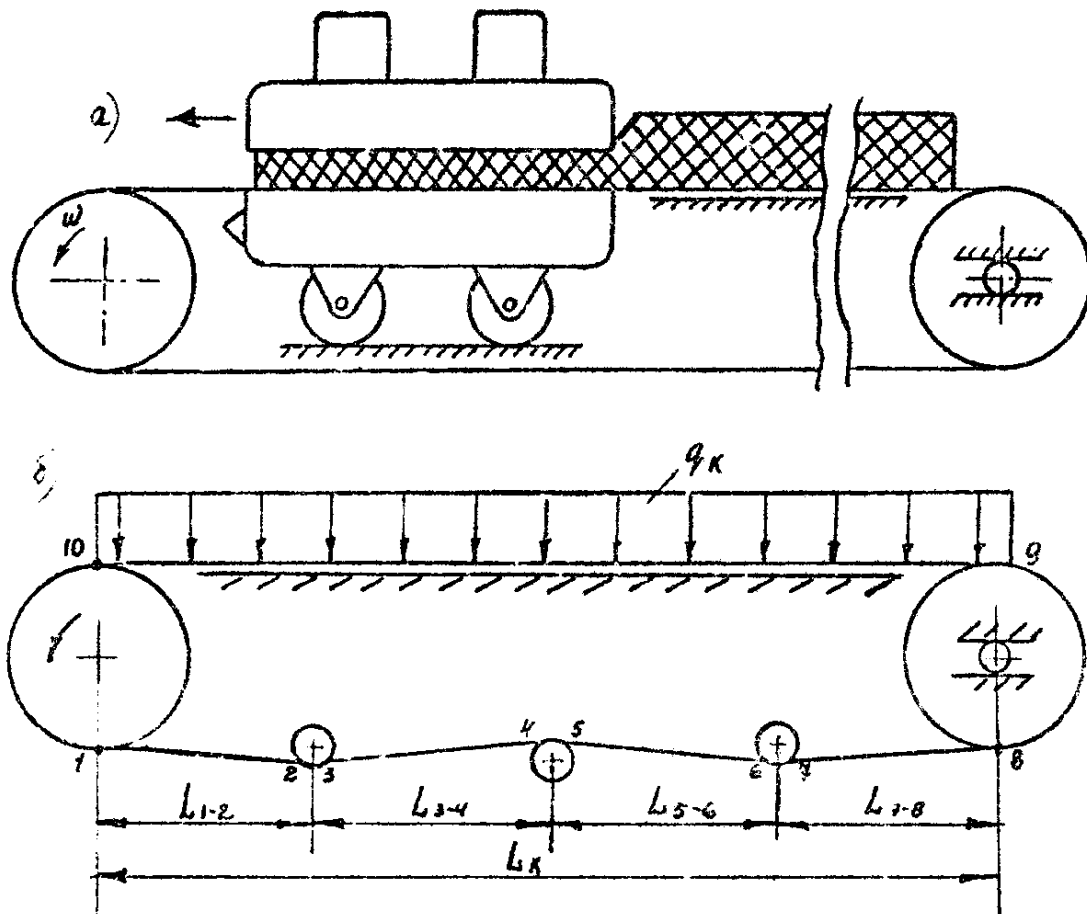


Рис. 28 Схема установки пресса и конвейера (а),
б — расчетная схема конвейера

Поэтому расчет тягового усилия для привода пресса ведем для условий, что привод пресса осуществляет и привод конвейера, то есть при наиболее тяжелых условиях работы привода пресса. Считаем, что верхняя лента конвейера скользит по неподвижной плоскости и на ней имеется равномерно распределенная нагрузка от сил тяжести ленты и сил тяжести ковра (рис. 28).

Приближенный расчет. Общее сопротивление при установившемся движении ленты равно тяговому усилию привода (Н), определяют по обобщенной формуле

$$W=K_g L_k [(q_r+q_{p.v}+q_l)W_v+(q_l+q_{p.n})W_n],$$

где K_g — обобщенный коэффициент местных сопротивлений на барабанах, местах загрузки и т. д. При длине конвейера 10 м — $K_g=4,5$; при 20 м $K_g=3,2$; при 30 м $K_g=2,8$; при 40 м $K_g=2,6$;

L_k — длина горизонтальной проекции расстояния между осями концевых барабанов;

q_r — линейная сила тяжести груза (ковра) Н/м;

q_l — линейная сила тяжести ленты, Н/м; $q_{p.v}$, $q_{p.n}$ — линейная сила тяжести, вращающихся частей роlikоопор на нижней ветви ленты, Н/м;

W_v — коэффициент сопротивления движению верхней ветви ленты (при движении ленты по плоскому настилу из стали или древесины $W_v=0,35...0,6$, при движении по роlikоопорам $W_v=0,02...0,025$ при хороших и средних условиях работы конвейера);

W_n — коэффициент сопротивления движению нижней ветви ленты (для хороших и средних условий $W_n=0,018...0,022$):

$$q_r=q \cdot Q_{p.c} / v_k,$$

где $Q_{p.c}$ — расчетная средняя производительность конвейера, кг/с;

v_k — максимальная скорость движения ленты конвейера, м/с;

$Q_{p.c}$ — можно определить по средней производительности главного конвейера:

$$Q_{p.c}=3,6 \cdot v_{пл} \cdot \rho \cdot K_{и} / R_k,$$

где $v_{пл}$ — объем обрезной плиты, м³;

ρ — плотность плиты, кг/м³;

$K_{и}$ — коэффициент использования конвейера $K_{и}=0,8...0,85$;

R_k — ритм конвейера, с, $R_k=60 \cdot \tau / n$,

где τ — продолжительность цикла прессования плит, мин;

n — число рабочих промежутков пресса.

Значения $q_{л}$, $q_{р.в}$ и $q_{р.н}$ можно определить по данным табл. 2.

Таблица 2

Ширина ленты мм	$q_{л}$	$q_{р.в}$	$q_{р.н}$
1200	170	266	122
1400	200	320	170
1600	270	335	185
2000	335	625	285

Мощность (кВт), потребленная для привода конвейера.

$$N = K_3 \cdot W \cdot v_k / 1000,$$

где, K_3 — коэффициент запаса ($K_3 = 1,15$).

Тяговый расчет конвейера. Подробный тяговый расчет конвейера выполняют методом последовательного суммирования сил сопротивления движению ленты на всей трассе конвейера. Контур трассы конвейера (рис. 29) разделяют на отдельные участки по виду сопротивлений.

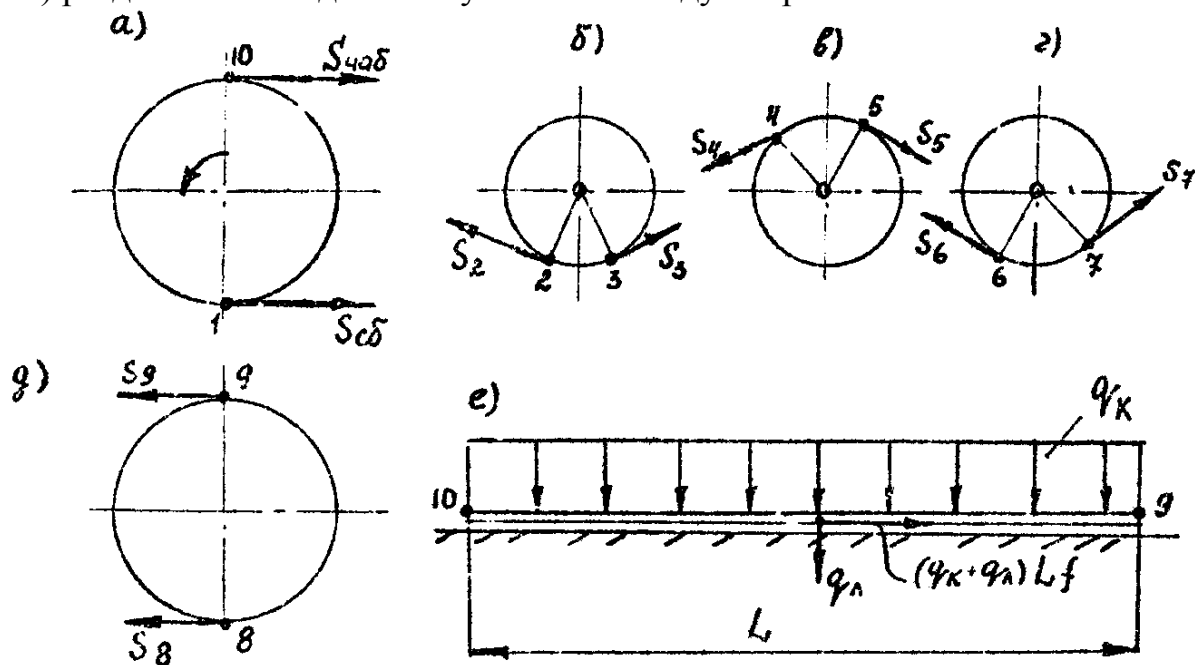


Рис. 29. Схемы к расчету сопротивлений

Рассмотрим в отдельности каждый вид сопротивления (рис. 29, а, б, в, г, д, е). Расчет начинаем с точки 1 (рис. 29, а).

Обозначим $S_1=S_{сб}$. Для дальнейших расчетов значением $S_{сб}$ можно задаться или предварительно определить по формуле

$$S_{сб}=K_3W/(e^{f\alpha}-1),$$

где W — предварительно определенное общее сопротивление;

K_3 — коэффициент запаса 1,1...1,2;

e — основание натуральных логарифмов;

f — коэффициент трения ленты о барабан (0,5...0,6);

α — угол обхвата барабана или валика лентой ($180^\circ \dots 200^\circ$).

Сопротивление движению тягового органа определяется по следующим формулам (Н):

а) тяговый орган (лента) опирается на роликовые опоры (горизонтальный участок):

груженная ветвь

$$W_r=[(q_r+q_l)L_k \cdot W_1+q_p \cdot n_p \cdot f];$$

порожня ветвь

$$W'=[q_p \cdot L_k \cdot W_1+q_p \cdot n_p \cdot f].$$

б) тяговый орган (лента, цепь) опирается на настил:

груженная ветвь

$$W_r=(q_r+q_l)L_k \cdot f;$$

порожня ветвь

$$W'=q_l \cdot L_k \cdot f$$

В этих формулах

q_r — погонная масса груза, Н/м;

q_l — погонная масса тягового органа (ленты или цепи), Н/м;

q_p — масса вращающихся частей роликовой опоры;

n_p — число роликовых опор;

f — коэффициент трения скольжения тягового органа по опорной поверхности;

W_1, f — приведенные к диаметру ролика коэффициенты сопротивления:

$$W_1 = (2\mu + f_{ц} \cdot d_{ц}) / D_p;$$

$$f' = f_{ц} \cdot d_{ц} / D_p,$$

где D_p — диаметр ролика;

$d_{ц}$ — диаметр цапфы оси ролика (0,25...0,3);

μ — коэффициент трения качения (0,005...0,008);

$f_{ц}$ — коэффициент трения скольжения (0,16...0,25).

Можно определить сопротивлений на прямолинейном участке 1 — 8 в общем виде:

$$W'_{1-8} = (q_p \cdot L_k \cdot W_1 + q_p \cdot n_p \cdot f').$$

В другом случае расчет ведется по участкам 1 — 2; 3 — 4; 5 — 6 и т.д. (табл. 3).

Таблица 3

№ точки	Расчетные формулы	Расчет	Числовые значения
1	$S_1 = S_{сб}; S_2 = S_1$		
3	$S_3 = 1,06 \cdot S_1; S_4 = S_3$		
5	$S_5 = 1,06 \cdot S_3; S_6 = S_5$		
7	$S_7 = 1,06 \cdot S_5$		
1—8	$W'_{1-8} = (q_p \cdot L_k \cdot W_1 + q_p \cdot n_p \cdot f')$		
8	$S_8 = S_1 + S_3 + S_5 + S_7 + W'_{1-8}$		
9	$S_9 = 1,06 \cdot S_8$		
10	$S_{10} = S_{наб}$ $S_{наб} = S_9 + W_{9-10} = S_9 + (q_k + q_l) L_{к/ск} f_{ск}$		

Сопротивление на приводном барабане

$$W_{пр} = K(S_{сб} + S_{наб}); K = 0,02$$

Тяговое усилие на барабане

$$P_o = S_{наб} - S_{сб} + W_{пр}.$$

Мощность двигателя (кВт)

$$N = (P_o + W) v_n / 1000 \eta.$$

Усилие на натяжном барабане

$$P_n = S_8 + S_9.$$

Ход натяжного винтового устройства

$$l_n = 0,025L_k + 0,3.$$

Произведем расчет первой от пресса цепной передачи (рис. 30). Расчет сведем в табл. 4.

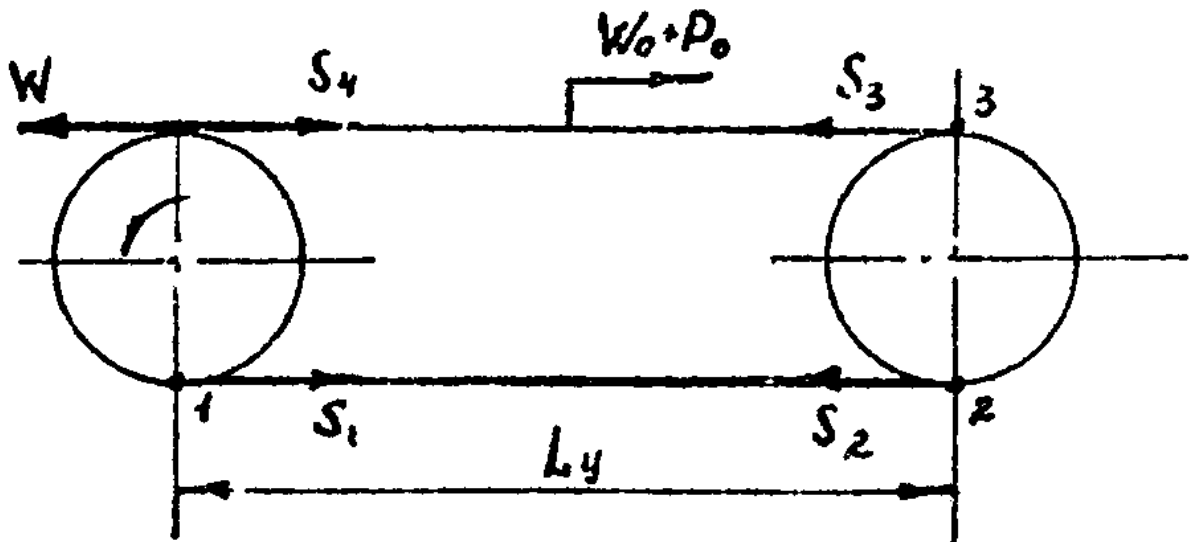


Рис. 30. Схема к расчету цепной передачи

Таблица 4

№ точки	Расчетная формула	Расчет	Числовые значения
1	$S_{сб} = S_1$		
2	$S_2 = S_1 + q_{ц} L_{ц} \cdot K ; K = 0,08$	Принимаем $S_1 = 2000 \text{ Н}$	
3	$S_3 = 1,05 \cdot S_2 + S_1$		
4	$S_4 = S_{наб} = S_3 + q_{ц} \cdot L_{ц} \cdot K + W_o + P_o$		

Сопротивление на приводной звездочке (так как цепных тяговых передач четыре, то вводим поправочный коэффициент 3,8):

$$W_{пр} = K(S_1 + S_4) / 3,8.$$

Тяговое усилие

$$W_o=(S_4-S_1)/3,8+W_{пр}.$$

Тогда мощность на валу приводных звездочек (кинематическая пара)

$$N_1=W_o \cdot v/1000\eta.$$

В момент пуска электродвигателя возможна его перегрузка. Во избежание этого при расчете мощности привода следует учесть силы инерции, возникающие в момент пуска электродвигателя:

$$P_{ин}=m \cdot a,$$

где m — масса движущихся частей установки, Н:

$$m=G_{п}+G_{г}+2G_{ш},$$

где $G_{п}$ — масса прессы, Н;

$G_{г}$ — масса балок, Н;

$G_{ш}$ — масса шатунов; Н;

a — ускорение, m/c^2 ,

$$a=v_n/t_p,$$

где t_p — время разгона, принимают $t_p=2—3$ с, тогда

$$N=(P_o+W_o+P_{ин}) \cdot v_n/1000.$$

Проверочный расчет цепи. По ГОСТ 583-81 выбирается тяговая пластинчатая втулочная, роликовая цепь. Выбирается та цепь, для которой коэффициент удельной прочности $K_{уп}$ имеет большее значение:

$$K_{уп}=S_p/q_{ц},$$

где S_p — разрывное усилие;

$q_{ц}$ — масса одного погонного метра цепи.

Для расчета возьмем первую цепную передачу. По аналогии с предыдущей тяговой цепной передачей произведем тяговый расчет данной передачи. После выполнения тягового расчета цепь проверяется на прочность по условию

$$S_p/(S_{max}+S_g) \geq K \geq 4 \dots 6,$$

где S_{\max} — максимальное усилие, действующее на цепь, $S_{\max}=S_{\text{нб}}$;
 S_g — динамическая нагрузка на цепь,

$$S_g=6 \cdot m \cdot v_n^2 \cdot C/z^2 \cdot t,$$

где z — число зубцов на звездочке;

t — шаг цепи, м;

C — коэффициент приведения. При длине передачи $L < 25$ м $C = 2$.

По каталогу принимаем электродвигатель с фазным ротором, асинхронный, переменного тока. По каталогу определяется тип двигателя, номинальная мощность — $N_{\text{н}}$, частота вращения — $n_{\text{дв}}$, $\eta_{\text{дв}}$ — КПД двигателя. Затем по каталогу подбираем редуктор механизма передвижения пресса. Для этого определяем частоту вращения колес пресса:

$$n_k=60 \cdot v_k/\pi \cdot D_k.$$

Находим передаточное число редуктора:

$$i_p=n_p/(n_k \cdot i_{\text{ц.п}}),$$

где $i_{\text{ц.п}}$ — передаточное число цепной передачи.

По каталогу принимаем редуктор с передаточным числом $i'_{\text{ред}}$, фактическая частота вращения колеса

$$n'_k = n_g / i'_p \cdot i_{\text{ц.п}}.$$

Фактическая скорость передвижения пресса

$$V'_k = n \cdot D_k \cdot n'_k / 60.$$

Для обеспечения запаса сцепления $K_{\text{сц}}=1,2$ при пуске пресса его ускорение должно быть не более значения, вычисленного по формуле

$$Q_{\max} = \left[\frac{Q_{\text{сц}}}{Q} \left(\frac{\varphi}{K_{\text{сц}}} + \frac{fa}{D_k} \right) - \frac{2\mu + fd}{D_k} \cdot K_p \right] g,$$

где $Q_{\text{сц}}$ — сцепной вес пресса. Определяется с помощью уравнений статики нагрузки на колеса пресса с учетом нагрузки от конвейера;

φ — коэффициент сцепления колеса с рельсом ($\varphi = 0,2$).
Минимальное время пуска двигателя прессы

$$t_n = v_k / Q_{\max}.$$

Фактический запас сцепления колес с рельсами

$$K_{\text{сц}} = \frac{\varphi}{\left[\frac{v_k}{t_{\text{п.ц}}} + \frac{(fd + 2\mu)K_p}{D_k} \right] \frac{Q}{Q_{\text{сц}}} - \frac{fd}{D_k}} \geq 1,2.$$

РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОНВЕЙЕРА (ЭЛЕВАТОРА)

Полочные элеваторы (конвейеры) устанавливаются у гидравлических прессов для загрузки пакетов в пресс или выгрузки готовых древесностружечных плит из прессы. Полочный элеватор (рис. 31) состоит из цепей 3, к которым на определенном расстоянии жестко прикреплены полки 2. В верхней части элеватора расположен привод (звездочка 1 — приводная), в нижней части натяжное устройство 6 (звездочка 5 — натяжная). На полках располагаются пакеты на поддонах или готовые плиты 4.

Скорость движения цепей элеватора (м/с) определяют из формулы

$$v = Q\rho t / 3600m,$$

где Q — производительность элеватора, м³/ч;

ρ — плотность готовой плиты, кг/м³;

t — шаг полок, м;

m — масса груза, приходящаяся на одну полку, кг.

Тяговый расчет выполняется методом обхода по контуру трассы элеватора. За исходную точку принимают натяжение цепи в точке натяжения на звездочке 5 (точка 2). Обычно

$$S_{\min} = S_2 \cdot n = 1000 \dots 2000 \text{ Н},$$

где n — число цепей.

Натяжение цепей в точке сбегания с натяжных звездочек (точка 3)

$$S_3 = K_1 \cdot S_2,$$

где K_1 — коэффициент, учитывающий сопротивление движению на натяжных звездочках ($K_1 = 1,07 \dots 1,10$).

Максимальное натяжение цепи в точке набегания на приводные звездочки.

$$S_{\max} = S_4 = S_{\text{нб}} = S_3 + K_2 W_r + W_x + W'_{\text{доп}},$$

где K_2 — коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления (в двухцепных элеваторах $K_2 = 1,05$);
 W_r — сопротивление движению ходовой части на грузовой (восходящей) ветви элеватора,

$$W_r = (q_{\text{ц}} \cdot n + q'_x) h_1 + q H' + (q_{\text{ц}} n + q'_x) h_2,$$

где $q_{\text{ц}}$ — линейная нагрузка цепи, Н/м;
 n — число тяговых цепей элеватора;
 q'_r, q'_x — линейная нагрузка от полок (Н/м),

$$q' = G/t,$$

где G — вес полок с грузом (для холостой ветви без груза),
 q' — линейная нагрузка ходовой части загруженной ветви, Н/м,

$$q' = (q_{\text{ц}} \cdot n + q'_r),$$

W_x — сопротивление движению на незагруженной части элеватора,

$$W_x = (q_{\text{ц}} \cdot n + q'_x) \cdot H.$$

$W_{\text{доп}}$ — дополнительное сопротивление

$$W_{\text{доп}} = W'_{\text{доп}} + W''_{\text{доп}}.$$

$W'_{\text{доп}}$ и $W''_{\text{доп}}$ — дополнительные сопротивления загруженной и незагруженной частей:

$$W'_{\text{доп}} = 2 \cdot G \cdot l \cdot \omega / h_n; \quad W''_{\text{доп}} = 2 \cdot G' \cdot l \cdot \omega / h_n,$$

где l — расстояние от центра тяжести груза до цепи;
 ω — коэффициент сопротивления движения цепи по направляющим.
 При направляющих скольжения $\omega = 0,15 \dots 0,2$ для цепей с катками $\omega = 0,03 \dots 0,05$; h_n — расстояние между точками крепления полки к цепям, м.

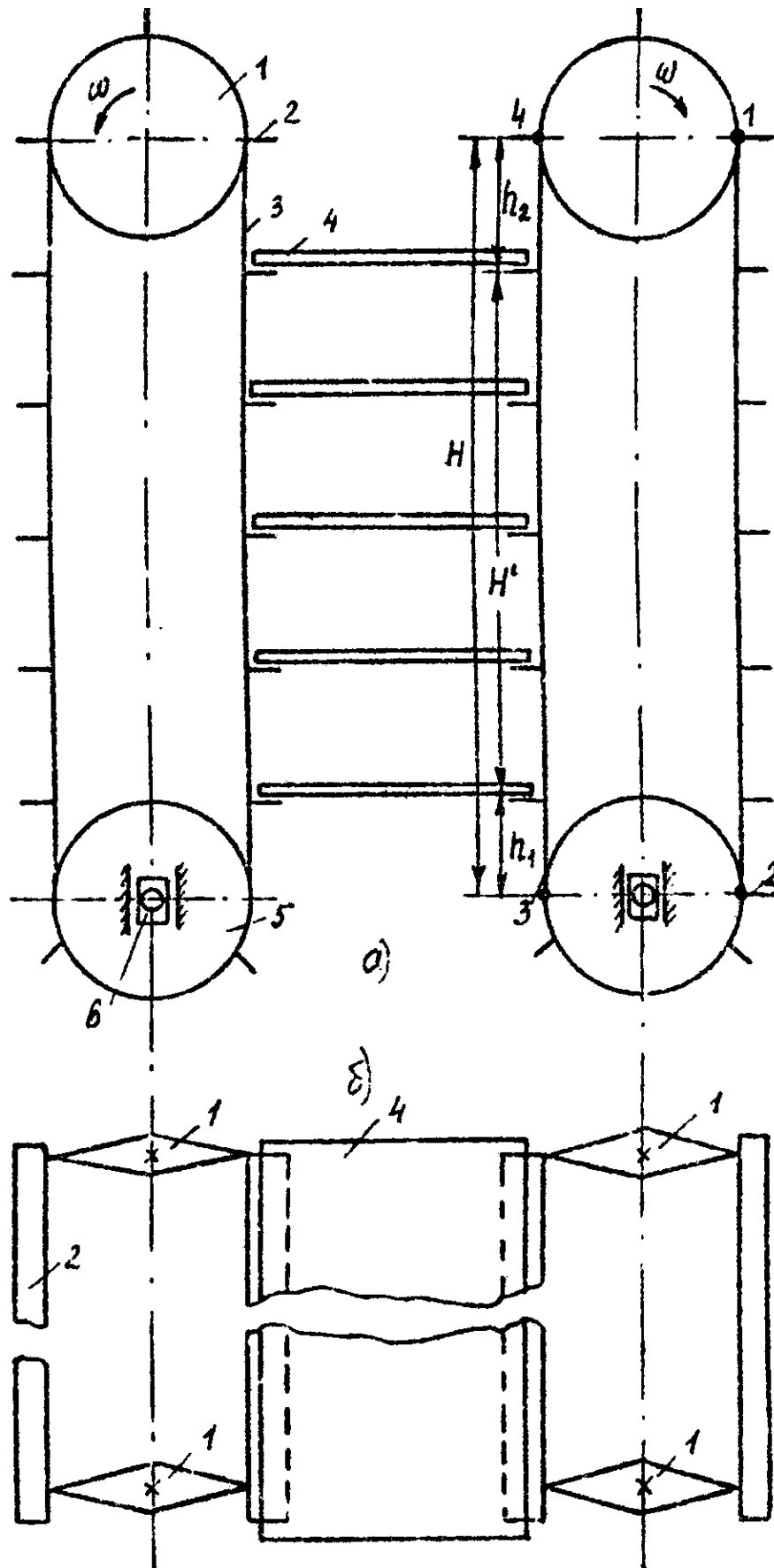


Рис. 31. Схема вертикального полочного конвейера:
 а — вид спереди; б — вид сверху

Натяжение цепи в точке сбегания

$$S_{сб} = S_1 = S_2 + W_x - W_{доп}'' = S_2 + (q_{ц} \cdot n + q'_x)H - 2G' \cdot l \cdot \omega \cdot H / h_n.$$

Окружное усилие (Н) на приводных звездочках

$$P = S_{сб} + S_{нб} + 0,04(S_{сб} + S_{нб}).$$

Тогда мощность на приводном валу звездочек (кВт)

$$N = P \cdot \nu / 1000.$$

Проверка цепи на прочность. Фактический запас прочности

$$n = S_{раз} / S_{рас} \geq [n],$$

где $S_{раз}$ — разрушающая нагрузка (по ГОСТ) цепи, Н;

$S_{рас}$ — усилие в одной цепи; $S_{рас} = 1,25 \cdot S_{max} / 2$;

$[n]$ — требуемый запас прочности, 6...10;

По потребной мощности $N_{дв} = N / \eta$ выбирается электродвигатель с ближайшей большей мощностью и с возможно меньшей частотой вращения, что позволяет уменьшить общее передаточное число приводного механизма:

$$i_{общ} = n_{дв} / n_{зв},$$

где $n_{дв}$ — частота вращения вала электродвигателя, об/мин;

$n_{зв}$ — частота вращения приводных звездочек, об/мин.

Частота вращения звездочек

$$n_{зв} = 60 \nu / z \cdot t_{ц},$$

z — число зубьев звездочки;

$t_{ц}$ — шаг цепи.

Обычно передаточный механизм привода элеватора состоит из редуктора и дополнительной передачи. По ГОСТ выбирается редуктор, после чего определяют передаточное число дополнительной передачи:

$$i_{доп} = i_{общ} / i_{ред},$$

где $i_{ред}$ — передаточное число редуктора.

Для предохранения от самопроизвольного обратного движения загруженной ветви при остановке элеватора в приводном механизме устанавливается тормозное устройство, которое выбирается по расчетному тормозному моменту (Нм):

$$M_T = K_T \cdot q \cdot H_o \cdot D_o \cdot \eta / 2 \cdot i_{\text{общ}},$$

где K_T — коэффициент запаса торможения, $K_T = 1,75$;
 $q = q_c + q_r$ — линейная нагрузка ходовой части и груза на 1 м длины трассы, Н/м;
 H_o — полная высота элеватора, м;
 D_o — диаметр делительной окружности приводных звездочек,

$$D_o = t_{\text{ц}} / \sin \frac{180}{z}.$$

Усилие в натяжном устройстве (Н)

$P_H = S_2 + S_3 + (1500 - 2000)$, усилие на одном винте натяжного устройства

$$P'_H = 1,15 P_H / 2.$$

Ход натяжного устройства

$$t_H = (1,6 - 2) t_{\text{ц}}.$$

РАСЧЕТ УСИЛИЯ ПРИВОДА ГИДРОЦИЛИНДРА

Для расчета усилия привода необходимо определить наиболее неблагоприятное положение механизма, при котором нагрузка максимальна. Расчетная схема примерного механизма представлена на рис. 32.

Усилие R , развиваемое цилиндром 5, имеющим возможность поворачиваться вокруг оси 0, передается штоком 0—1 рычагу 1—2—3 и далее через тягу 3—4 на поднимаемый груз G . Основные геометрические соотношения между звеньями механизма имеют вид:

$$(l_1 \cdot \cos \alpha - H) / \sin \varphi = (l_1 \cdot \sin \alpha + A + B) / \cos \varphi;$$

$$l_2 \cdot \sin(80 - \alpha) - l_3 \cdot \sin \beta = A,$$

где α и φ — переменные углы.

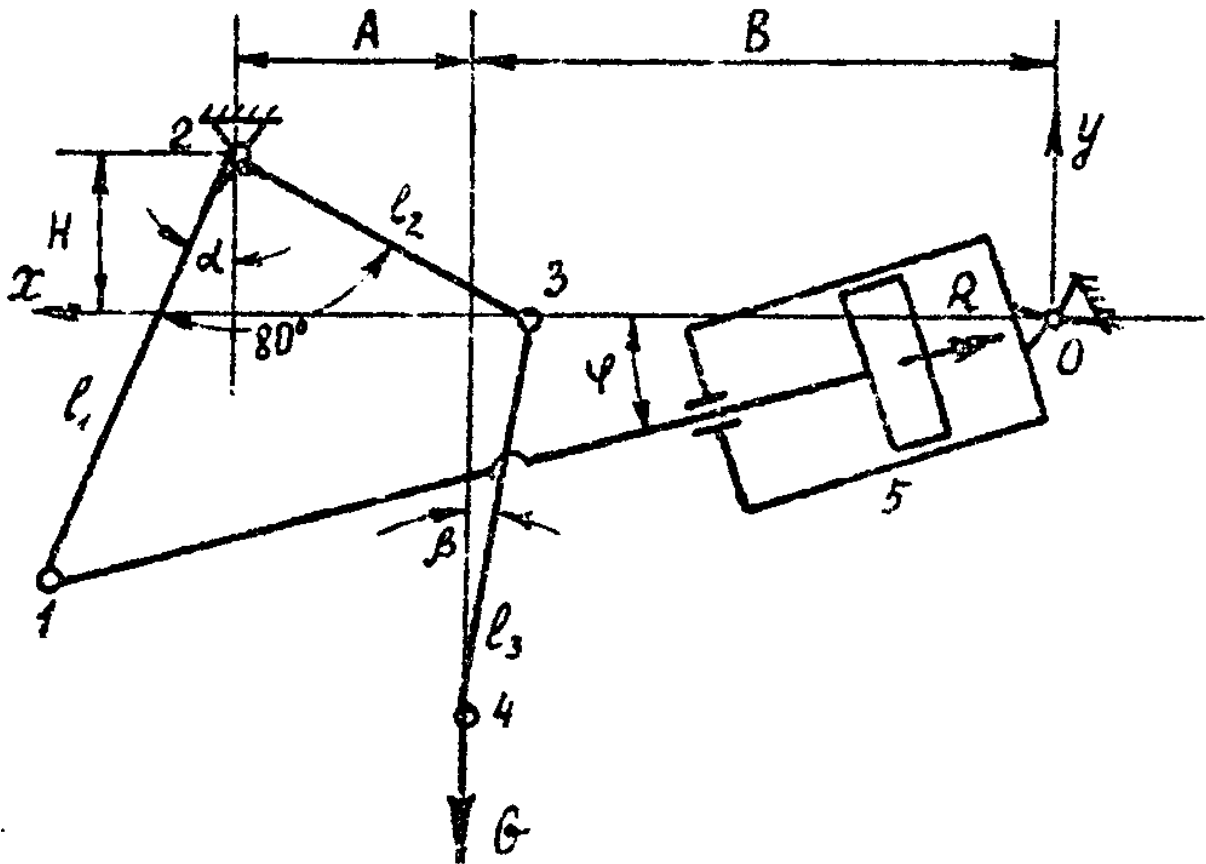


Рис. 32. Расчетная схема механизма

Отсюда находим связь между углами α ; β ; φ :

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{\cos \alpha - \frac{H}{l_1}}{\sin \alpha + \frac{A+B}{l_1}};$$

$$\beta = \operatorname{arcsin} [A/l_3 - l_2/l_3 \sin(80 - \alpha)].$$

Рассмотрим условия равновесия жесткого звена 1—2—3. Составляющая силы R , приложенная в точке 1 перпендикулярно рычагу 1—2:

$$R_1 = R \sin(90 - \alpha - \varphi).$$

Составляющая силы G , приложенная в точке 3 перпендикулярно рычагу 2—3:

$$R_2 = G \cos \beta \sin(80 - \alpha - \beta).$$

Условие равновесия звена 1—2—3:

$$R_1 \cdot l_1 = R_3 \cdot l_2.$$

Тогда соотношение между силами P и G составит

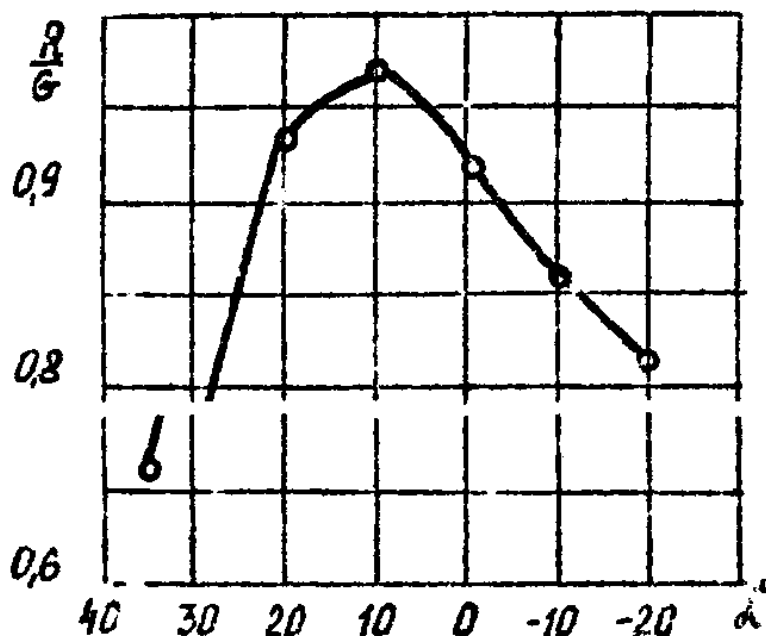
$$\frac{R}{G} = \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{\cos \beta \cdot \sin(80 - \alpha - \beta)}{\sin(90 - \alpha - \varphi)},$$

задавая значениями α , находим, как изменяются соотношения R/G при повороте рычага 1—2 (табл. 5).

Таблица 5

Зависимость R/G от α° — угла поворота рычага 1—2							
α	0	10	20	35	-10	-20	-30
β	-11°	-7°	-1°	-13°	-12°	-11°	-7°
φ	20°	18°	15°	10°	+22°	+23°	+22°30'
$\frac{P}{G}$	0,923	0,972	0,945	0,654	0,860	0,806	0,782

Построенный по данным табл. 5 график (рис. 33) показывает, что максимальное усилие R цилиндр должен преодолеть, когда угол поворота α составляет около 10° .

Рис. 33. Зависимость R/G от α°

Расчет гидроцилиндра. Для привода механизмов принимают гидроцилиндры поступательного движения, которые делятся на цилиндры одностороннего и двухстороннего действия. В цилиндрах 1 одностороннего действия рабочая жидкость 5 подается только в одну полость (рис. 34, а).

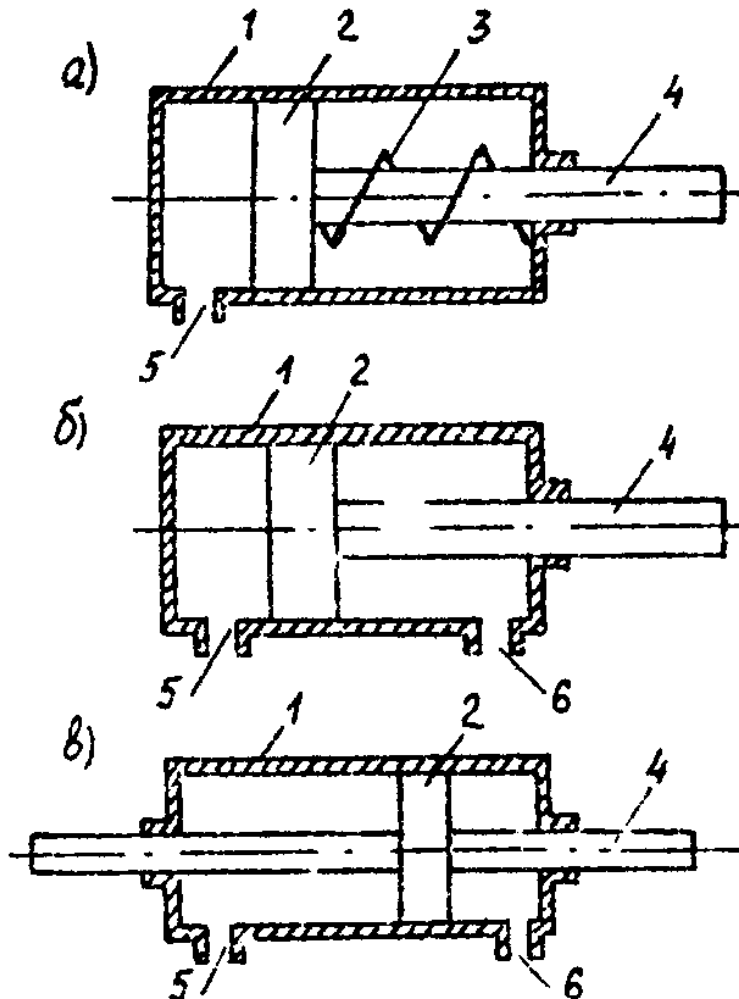


Рис. 34. Схемы гидроцилиндров

Обратный ход поршня осуществляется за счет усилия пружины 4 или давления массы груза (при вертикальном расположении цилиндра). В гидроцилиндрах двухстороннего действия поршень со штоком 4 перемещается под давлением жидкости в двух направлениях. На рис 34, б показана схема гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком, а на рис. 34, в — с двухсторонним штоком. Через отверстия 5 и 6 происходит подача или слив рабочей жидкости. Тяговое усилие поршня гидроцилиндра (Н):

$$P = R + \sum T; \quad P = G + \sum T + R,$$

где R — нагрузка на шток (полезная нагрузка);

$\sum T$ — суммарная сила вредных сопротивлений;

G — сила тяжести движущихся частей (учитывается при вертикальном положении цилиндра).

Для предварительного расчета можно принять

$$\sum T = (0,1\dots 0,3) \quad \text{или} \quad \sum T = (0,1\dots 0,3) \cdot (R + G).$$

Внутренний диаметр цилиндра (мм) определяем по формуле

$$d_{\text{ц}} = \sqrt{4P / \pi P_{\text{ж}}},$$

где $P_{\text{ж}}$ — давление жидкости в цилиндре, МПа.

Диаметр штока (мм) определяем из соотношения

$$d_{\text{ш}} = (0,3\dots 0,5)d_{\text{ц}}$$

Найденные значения $d_{\text{ц}}$ и $d_{\text{ш}}$ уточняем по данным табл. 6.

Таблица 6

$d_{\text{ц}}$, мм	$d_{\text{ш}}$, мм	$P_{\text{ж}}$, МПа
10; 12; 16; 20; 25; 32; 40;	4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20;	0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 6,3;
60; 80; 100; 125; 160;	25; 32; 40; 50; 60; 80;	10; 16; 20; 25; 32
200; 250; 320; 400; 500;	100; 125; 160; 200; 250;	
630	320	

Исходя из заданного расстояния перемещения груза определяют ход штока $S_{\text{ш}}$. Скорость перемещения штока

$$v_{\text{ш}} = S_{\text{ш}} / 0,5 \cdot t_{\text{ц}},$$

где $t_{\text{ц}}$ — время рабочего цикла привода, с;
толщина стенки гидроцилиндра

$$b = P_{\text{ж}} \cdot d_{\text{ц}} / 2[\delta],$$

где $[\delta]$ — допускаемое напряжение для чугуна, $[\delta] = 30\dots 50$ МПа; для стали $[\delta] = 80\dots 100$ МПа.

Диаметр поршня принимаем равным диаметру цилиндра: $d_{\text{п}} = d_{\text{ц}}$, тогда площадь поршня $S_{\text{п}} = 0,25 \pi d_{\text{п}}^2$. Расход рабочей жидкости

$$Q_{\text{р}} = v_{\text{ш}} \cdot S_{\text{п}} / \eta_{\text{об}} \quad (\text{см}^3/\text{с}),$$

где $\eta_{об}$ — объемный КПД гидроцилиндра, учитывающий утечки жидкости через уплотнения, равен 0,92...0,98. Диаметр трубопроводов на линии нагнетания и всасывания

$$d_{т} = \sqrt{4 \cdot Q_p / \pi \cdot v_p},$$

где v_p — допустимая расчетная скорость движения жидкости в системе. При давлении $P_{ж} < 2,5$ МПа принимаем $v_p = 3 \dots 3,5$ м/с, при $P_{ж} < 5$ МПа принимаем $v_p = 4 \dots 5$ м/с. Для линии слива $d_{т}$ рассчитывается при $v_p = 1,5 \dots 2,5$ м/с.

Полученные значения диаметров труб (шлангов) округляются до номинальных значений (ГОСТ 8732-78).

Потери в гидролиниях

$$\Delta P_{л} = \lambda \cdot \rho \cdot l_{т} \cdot v_{т}^2 / 2 \cdot d_{т},$$

где $l_{т}$ — длина трубопровода;

$v_{т}$ — скорость жидкости в трубопроводе ($v_{т} = Q_p / S_{т}$), где $S_{т}$ — площадь трубопровода;

ρ — плотность рабочей жидкости;

λ — гидравлический коэффициент трения.

Потери в линии всасывания

$$\Delta P_{в} = \Delta P_{ф} + \Delta P_{лв},$$

где $\Delta P_{ф}$ — потери в фильтре;

$\Delta P_{лв}$ — потери в линии всасывания.

Потери в линии нагнетания

$$\Delta P_{н} = \Delta P_{з} + \Delta P_{р} + \Delta P_{лн},$$

где $\Delta P_{з}$ — потери в золотника;

$\Delta P_{р}$ — потери в регуляторе давления;

$\Delta P_{лн}$ — потери в линии нагнетания.

Выбор насоса производится по секундной подаче и рабочему давлению. Секундная подача насоса

$$Q_{н} = Q_p + \Delta Q_p,$$

где ΔQ_p — утечки, зависящие от качества уплотнений.

Ориентировочно

$$\Delta Q_p = KP_{ж},$$

где $K=0,005 \text{ см}^3/\text{МПа}\cdot\text{с}$.
Рабочее давление насоса

$$P_H = P_{ж} + \Delta P_H + 0,5gl_B + \Delta Pl_B;$$

МОЩНОСТЬ НАСОСА

$$N_H = P_H \cdot Q_H;$$

объем бака

$$V = (3,3 \dots 3,9) \cdot Q_H.$$

РАСЧЕТ ПНЕВМОЦИЛИНДРА

Для зажимных цилиндров одностороннего действия с пружинным возвратом (м):

$$d_n = 0,11 \sqrt{(R + F) / (P_B - P_a)},$$

для цилиндров двухстороннего действия при толкающем усилии (м)

$$d_n = 0,11 \sqrt{R / K_1 \cdot K_2 \cdot P_m},$$

для цилиндров двухстороннего действия при тянущем усилии (м)

$$d_n = \sqrt{1,28 \cdot R / K_1 \cdot K_2 \cdot P_m \cdot d_{ш}^2}.$$

В этих формулах:

R — полезная нагрузка на штоки, Н;

F — усилие возвратной пружины, Н, $F = F_o + S_{п} \cdot C$;

C — жесткость пружины, Н/м;

F_o — усилие предварительного натяжения пружины, Н;

$S_{п}$ — ход поршня, м;

$d_{ш}$ — диаметр штока, м;

P_m — давление воздуха в магистрали, Н/м²;

K_1 — коэффициент, учитывающий силы трения в цилиндре, равен 0,75...0,9;

K_2 — коэффициент, учитывающий характер работы цилиндра:

$K_2=0,9$ — для зажима; $K_2=0,5\dots 0,7$ для тяги.

Расчетную величину диаметра поршня округляем до ближайшей стандартной величины по ГОСТ: 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250 и 320 мм. Максимальная величина хода поршня двухстороннего цилиндра $S_{\text{п}} \leq (8\dots 10)d_{\text{п}}$. Для зажимных цилиндров $S_{\text{п}} \leq 1,5D$. Диаметр штока пневмоцилиндра $d_{\text{ш}} = (0,25\dots 0,32)d_{\text{п}}$.

РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОВШОВОГО КОНВЕЙЕРА (элеватора)

Сила тяжести ходовой части конвейера (ленты или цепей с ковшами) может быть определена по формуле

$$q_x = 9,8K \cdot Q,$$

где K — коэффициент, учитывающий тип элеватора. Для ленточных $K=0,5$; одноцепных $K=0,8$; для двухцепных $K=1,2$;
 Q — производительность конвейера (рис. 35).

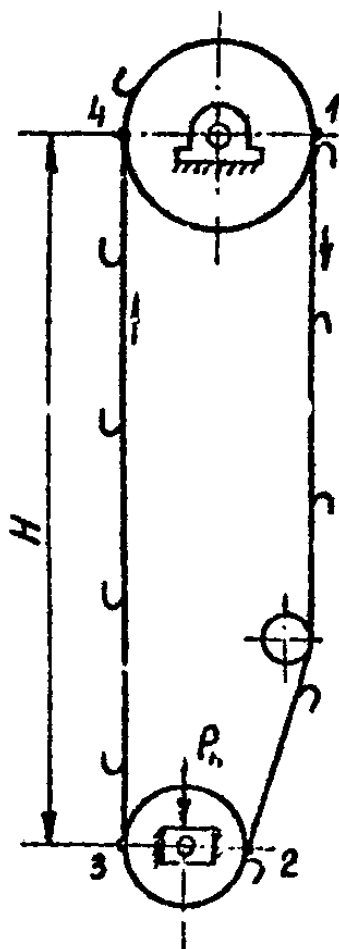


Рис. 35. Расчетная схема вертикального конвейера (элеватора)

Погонные нагрузки от поднимаемого груза

$$q=Q/3,6v,$$

где v — скорость тягового органа конвейера.

Погонная нагрузка на рабочей ветви

$$q_p=q_x+q.$$

Усилие в точке 3

$$S_3=K' \cdot S_2+W_3,$$

где K' — коэффициент увеличения натяжения тягового органа при огибании барабана, $K'=1,08$;

W_3 — сопротивление зачерпыванию груза $W_3=K_3 \cdot q$,

где K_3 — коэффициент зачерпывания груза принимаем равным 1,25...2,5.

Усилие в точке 4

$$S_4=S_{нб}=S_3+q_p \cdot H.$$

Усилие в точке 1

$$S_1=S_{сб}=S_2+q_x \cdot H.$$

С другой стороны,

$$S_{нб}=S_{сб} \cdot e^{f\alpha} \quad \text{или} \quad S_{нб}=1,87 \cdot S_{сб},$$

тогда $S_4=S_{нб}=K' \cdot S_2+W_3+q_p \cdot H$, и $S_1=S_{сб}=S_2+q_x \cdot H$,

или $1,87(S_2+q_x \cdot H)=K' \cdot S_2+W_3+q_p \cdot H$.

Отсюда определим S_2 , а затем $S_{сб}$ и $S_{нб}$. Тяговое усилие на приводном валу барабана:

$$W=S_{нб}-S_{сб}+0,08(S_{нб}+S_{сб});$$

$$N=1,1 Wv/1000\eta.$$

Усилие натяжения

$$P_H = S_2 + S_3.$$

При расчете вертикального конвейера, например, в качестве отливной машины вертикального типа следует учитывать особенности распределения массы между лентами (сетками) конвейера.

На вертикальном участке двухленточного конвейера на рабочие поверхности лент действуют давления от столба массы, ограниченной поверхностями лент или сеток, и от местного давления ограничительных дистанционных планок, а также от отсасывающих устройств.

Для выявления характера, распределения давления массы на поверхности лент от столба массы на вертикальном участке конвейера выделим между лентами двумя сечениями объем массы бесконечно малой высотой dh и рассмотрим условие его равновесия (рис. 36).

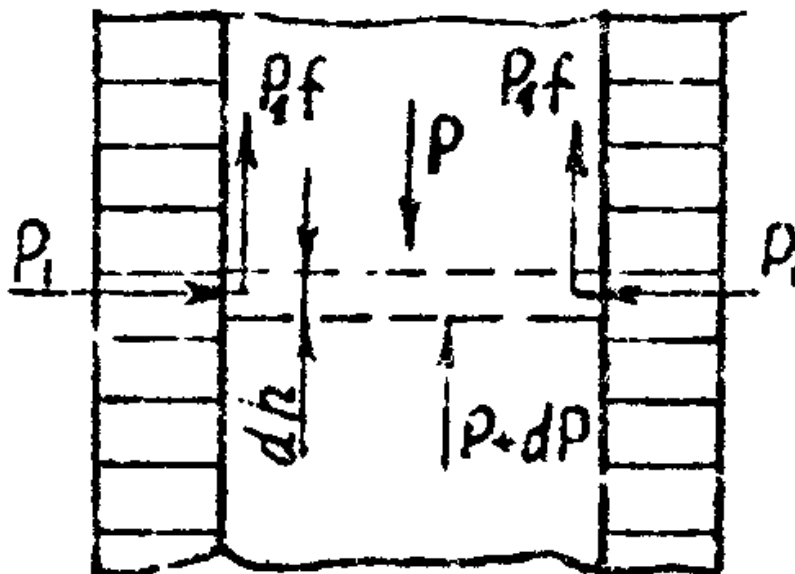


Рис. 36. Схема к расчету давления в конвейере

На него действуют силы от давления массы на верхнюю плоскость P , на нижнюю плоскость $(P+dP)$, на поверхности лент (P_1f) . Уравнение равновесия этих сил в вертикальной плоскости

$$PF + (P+dP)F - \rho F dh + P_1 f dh \cdot 1,8 \cdot B = 0,$$

где ρ — плотность массы;
 F — площадь сечения массы между лентами;
 B — ширина прижимной и грузонесущей лент;
 f — коэффициент трения груза о поверхность лент.

Решая уравнение относительно dh , получим

$$dh = \frac{dP_1}{\rho m - (fm1,8 \cdot B \cdot P_1 / F)}.$$

Обозначим $1,8f \cdot m \cdot B / F = C$. Проинтегрировав, получаем полную высоту вертикального участка:

$$h = \frac{1}{C} \ln \frac{\rho m}{\rho m \cdot CP_1}$$

Отсюда после преобразований получаем

$$P_1 = \frac{\rho m}{C} \left(1 - \frac{2}{l^{ch}} \right).$$

С увеличением высоты вертикального участка конвейера, второй член уравнения стремится к нулю, а величина давления стремится к пределу:

$$P_1 = \frac{\rho m}{C} = \frac{\rho F}{1,8B \cdot f}.$$

Переход от вертикали к горизонтали в вертикальном конвейере происходит по кривой радиуса R :

$$R = \frac{BK_p(i_n + i_{п})}{1,6 \cdot K(q_{нл} + q_{пл} + q_{г})},$$

где K_p — предел прочности одной прокладки;
 $i_n, i_{п}$ — число прокладок несущей и прижимной лент;
 K — коэффициент запаса прочности ленты.

Сопротивление движению несущей ленты конвейера на криволинейном участке:

$$W_1 = 0,05R(q_p + q_{г} + q_{нл} + q_{пл}) + N_1(n_1 - 1) + R(q_{нл} + q_{г}),$$

где N_1 — нагрузка на роlikоопору $N_1 = 0,9 \cdot Bl_p \cdot P_1$,
 l_p — шаг установки роликов.

Для прижимной ленты

$$W_{\text{п}} = 0,05 \left[\frac{(S_{\text{н}} + S_{\text{п}}) \nu_{\text{п}}}{R} n_2 + R q_{\text{пп}} \right] + R q_{\text{пл}},$$

где $S_{\text{н}}$ и $S_{\text{п}}$ — натяжение в несущей и прижимной лентах;
 n_2 — число роликов в прижимном устройстве.

РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРА С ПРИЖИМНОЙ ЛЕНТОЙ

На груз, заключенный между прижимной и несущей лентами на участке длиной Δl , действуют следующие силы (рис. 37). Нормальное давление на материал от прижимной ленты

$$N = \Delta l q_{\text{п}} q,$$

где $q_{\text{п}}$ — масса 1 м прижимной ленты.
 Сила трения между грузом и прижимной лентой

$$T_{\text{п}} = f' N_{\text{п}} = f' \Delta l \cdot q_{\text{п}} \cdot q,$$

где f' — коэффициент трения груза о прижимную ленту.

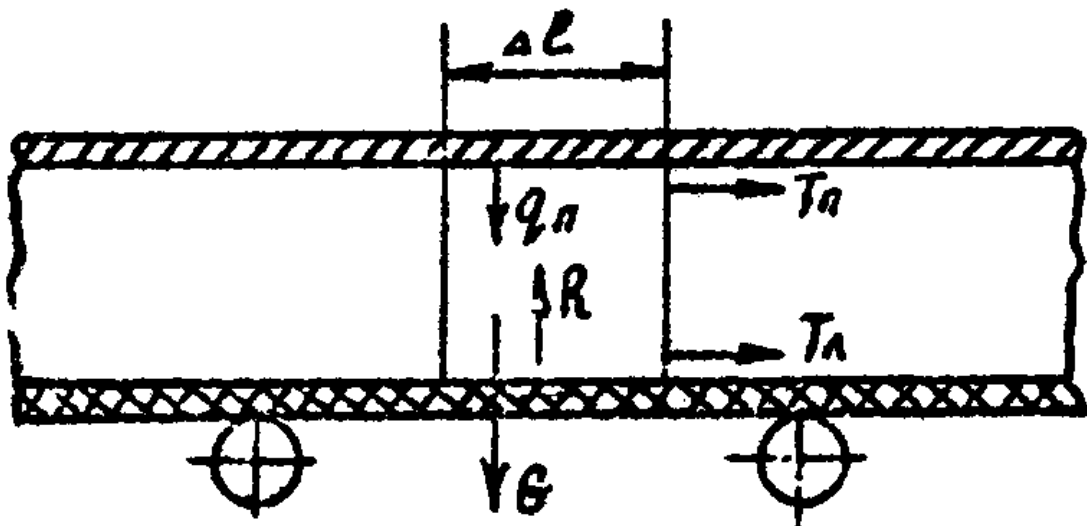


Рис. 37. Схема к расчету давления прижимной ленты

В идеальном случае, благодаря совместному движению груза с прижимной лентой, этот коэффициент может быть принят равным коэффициенту трения покоя.

Нормальная реакция несущей ленты на груз

$$R = G + N_{\text{п}} \Delta l (\rho F + q_{\text{п}}),$$

где $G=\Delta l\rho F$ — масса груза на участке Δl .
Сила трения груза о конвейерную ленту

$$T_{\text{т}}=fR=f\Delta l(\rho F+q_{\text{п}}).$$

Условие равновесия движения материала (при отсутствии скольжения материала между лентами)

$$T_{\text{п}}+T_{\text{т}}=0,$$

откуда

$$q_{\text{п}}=f\rho F/(f+f').$$

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ОТЛИВНОЙ МАШИНЫ

Расчетная схема отливной машины представлена на рис. 38. Древесная масса наливается на основной конвейер 9—10—11—12. Для отвода воды под основным конвейером расположен вспомогательный конвейер 1—2—3—4—5—6—7—8. Для отжима воды служит прижимной конвейер 13—14—15—16—17—18—19. Для отвода воды во вспомогательном конвейере служат отсасывающие устройства (ящики) 3, 4 и 6. Для дополнительного отжима служит клиновой пресс 5—16. В прижимном конвейере отжим осуществляют клиновой пресс 16—5, форпресс 17—18—19, состоящий из отжимного экипажа в виде трех валков, и гауч-пресс IV. Привод отливной машины происходит от вала I, через систему сетководущих роликов к грудному валу. Вал II приводится в движение через цепную передачу от вала I. Таким образом, необходимо определить сопротивление движению на основном конвейере $W_{\text{о}}$, вспомогательном конвейере $W_{\text{в}}$ и прижимном конвейере $W_{\text{п}}$, тогда мощность привода (кВт)

$$N=(W_{\text{о}}+W_{\text{в}}+W_{\text{п}})\nu_{\text{с}}/1000,$$

где $\nu_{\text{с}}$ — скорость сетки основного конвейера, м/с. Определяется по технической характеристике машины или в зависимости от производительности горячего пресса аналогично, как при производстве ДСтП. Для машин производства марок ХВ-1700 $\nu_{\text{с}}=7...21$ м/мин; ХВ-2200 $\nu_{\text{с}}=8...24$ м/мин.

Расчет начнем со вспомогательного конвейера, так как его привод осуществляется от вала основного конвейера. Расчет ведем в следующей последовательности:

1. Усилие в т. 8 принимаем $S_8^{\text{в}} = S_{\text{св}}^{\text{в}} = 1500$ Н;
2. Сопротивление на участка 8-1 (Н):

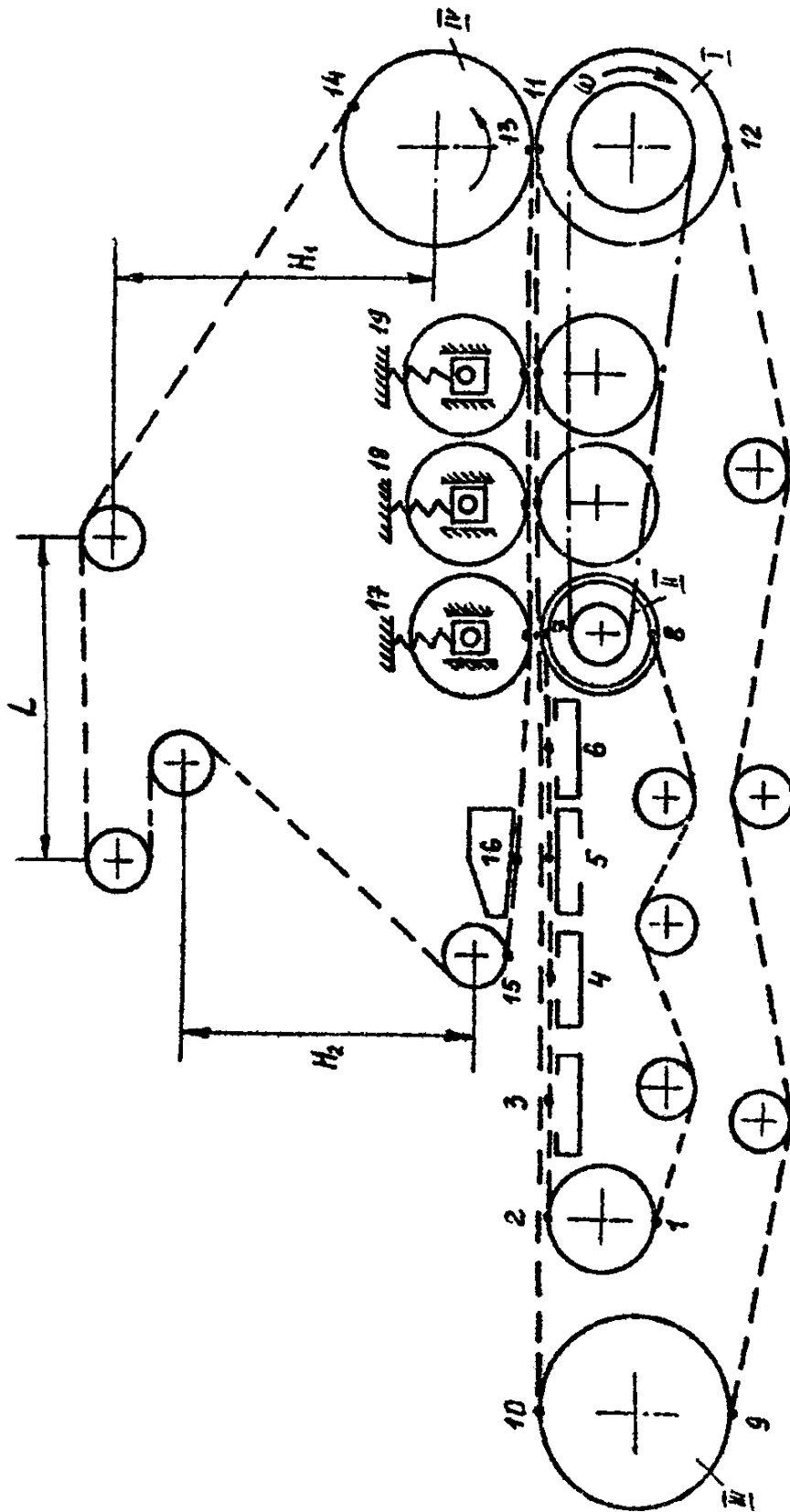


Рис. 38. Расчетная схема отливной машины

$$S_1^B = S_8^B + (q_c^B + q_p^B)L_{8-1} \cdot 0,03,$$

где q_c^B — сила тяжести сетки участка 8-1, приходящаяся на 1 пог. м, Н/м;
 q_p^B — сила тяжести роликовых опор, отнесенная к 1 пог. м, Н/н.

Определяются как gm_p/l_p , где m_p — масса вращающейся части роликкоопоры, а l_p — расстояние между роликкоопорами;

L_{8-1} — длина участка 8—1, м;

0,03 — коэффициент сопротивления.

3. Сопротивление на участке 1—2: $S_2^B = 1,03 S_1^B$.

4. Сопротивление на участке 2—7 складывается из сопротивления на линейном участке 2—7 (S_{2-7}^B), сопротивления $S_{3,4,6}^B$ на трех ящиках (5, 4, 6) и сопротивления на нижней части клина 5 (S_5^B):

$$S_{нб} = S_7^B = S_2^B + S_{2-7}^B + 3S_3^B + S_5^B;$$

$$S_{2-7}^B = q_c L_{2-7} \cdot 0,03;$$

$$S_3^B = PF_3 f_3,$$

где P — разрежение в отсасывающем ящике, Па;
 F_3 — площадь (живое сечение) поверхности ящика, м²;
 f_3 — коэффициент трения сетки о поверхность ящика.
 Если в ящиках различное разрежение, то:

$$S_{3,4,6}^B = (S_3^B + S_4^B + S_6^B)F_{3,4,6} \cdot f_3;$$

$$S_5^B = S_k \cdot f_5 \cdot F_5,$$

где S_k — давление в клиновом прессе, Па;
 f_5 — коэффициент трения сетки по нижней части клинового пресса;
 F_5 — площадь нижней части пресса, м².
 Тогда

$$W_B = S_{нб} - S_{сб} + 0,04(S_{нб} + S_{сб}).$$

Сопротивление для основного конвейера (Н):

1. Усилие в т. 12 принимаем $S_{12}^O = S_{сб} = 3000$ Н.

2. Сопротивление на участке 12—9:

$$S_g = S_{12}^O + (q_k^O + q_p^O)L_{12-9} \cdot 0,03,$$

где q_k — сила тяжести ковра, приходящаяся на 1 пог. м., Н/м.

3. Грудной вал III: $S_{10}^O = S_9^O \cdot 1,03$.

4. Сопротивление на участке 10—11:

$$S_n^O = S_{нб}^O = S_{10}^O + (q_k^O + q_c^O)L_{10-11} \cdot 0,05 + S_{17-19}^O + S_{нб}^B \cdot$$

S_{17-19}^O — сопротивление на участке действия форпресса,

$$S_{17-19}^O = q_p^O \cdot L_{17-19} \cdot 0,03;$$

тогда

$$W_0 = S_{нб}^O - S_{сб}^O + 0,04(S_{нб}^O + S_{сб}^O).$$

Сопротивление для прижимного конвейера:

1. Принимаем усилие в т. 14 $S_{14}^П = S_{сб}^П = 2000$ Н.

2. Сопротивление на участке 14—15:

$$S_{15}^П = S_{14}^П + 1,2(q_c^П \cdot H_1 + q_c^П \cdot L - q_6^П \cdot H_2) \cdot 0,05 + 4S_{14}^П \cdot 1,03,$$

где 1,2 — коэффициент, учитывающий перегибы сетки.

3. Сопротивление на участке 15—16—17:

$$S_{17}^П = S_{15}^П + q_c^П \cdot L_{15-17} \cdot 0,05 + S_{16}^П,$$

где $S_{16}^П$ — сопротивление на клиновом прессе $S_{16}^П = S_k \cdot f_{16} \cdot F_{16}$;

f_{16} — коэффициент трения сетки о верхнюю часть клинового пресса;

F_{16} — площадь верхней части клинового пресса.

Сопротивление на участке 17—13:

$$S_{17-13}^П = q_c^П \cdot L_{17-13} \cdot 0,05 + S_{17,18,19}^П + S_{17}^П,$$

где $S_{17-19}^П$ — сопротивление на форпрессах

$$S_{нб}^П = S_{17-19}^П = 3 \left(1,03 \cdot S_{17}^П + \frac{P_\phi \cdot l_\phi \cdot d_\phi \cdot \mu}{D_\phi} \right) + \frac{P_\Gamma \cdot l_\Gamma \cdot d_\Gamma \cdot \mu}{D_\Gamma},$$

где P_{ϕ} — линейное давление прессующего валика форпресса, Н/м. Определяется по технической характеристике отливной машины или по технологическим требованиям. Для отливных машин ХВ-1700 и ХВ-2200 $P=0,5...2,0$ МПа;

l_{ϕ} — длина рабочей части прессующего валика форпресса, м;

d_{ϕ} — диаметр цапфы валика, м;

μ — приведенный коэффициент трения качения, $\mu=0,02$;

D_{ϕ} — диаметр прессующего валика, м;

P_r — линейное давление гауч-пресса, Н/м, принимается по технической характеристике отливной машины или по технологическим требованиям. Для машин ХВ-1700, ХВ-2200 $P_r=3,2$ МПа;

d_r — диаметр цапфы вала гауч-пресса, м;

l_r — длина рабочей части вала, м;

D_r — диаметр вала гауч-пресса, м.

Тогда

$$W_{\text{п}}=S_{\text{но}}-S_{\text{сб}}+0,04(S_{\text{но}}+S_{\text{сб}}).$$

Мощность привода отливной машины

$$N_{\text{п}}=(W_{\text{o}}+W_{\text{в}}+W_{\text{п}})\cdot v_{\text{с}}/1000\eta.$$

РАСЧЕТ ПРИВОДА РОЛИКОВОГО КОНВЕЙЕРА

В начале задается длина L (м) конвейера (рис. 39) для транспортирования грузов (мебельных щитов, плитных материалов, поддонов с пакетами и т. п.). Определяется сила тяжести G (Н) каждого груза, поступающего на конвейер с интервалом t (с).

Производительность (деталей/ч) конвейера $Q=3600/t$; скорость движения (м/с) груза по конвейеру для обеспечения заданного интервала l_r между грузами $v=Q\cdot l_r/3600$. Число грузов, находящихся на конвейере $Z=L/vt$. Расстояние между роликами $l_p=0,25...0,3l$, где l — длина щита, поддона и т. п. Число роликов конвейера $Z_1=L/l_p$. Сопротивление передвижению груза при установившемся движении

$$W = (ZG + Z_1G_p) \cdot \frac{fd + 2\mu}{D},$$

где G_p — сила тяжести ролика, Н;

f — коэффициент трения равный 0,015;

μ — коэффициент трения качения 0,0005, м;

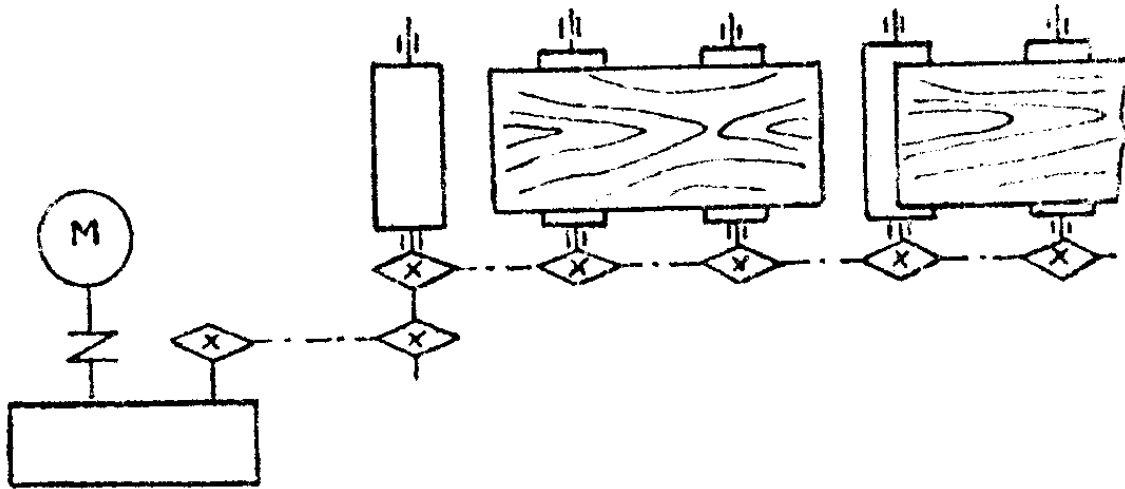


Рис. 39. Схема роликового конвейера

d — диаметр цапфы ролика, м;
 D — диаметр ролика, м.
 Расчетная мощность двигателя (кВт)

$$N_g = Wv / 1000 \eta,$$

установочная мощность

$$N = 1,2 N_g \geq 1 \text{ кВт.}$$

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА КОНВЕЙЕРА ДЛЯ СОРТИРОВКИ ДРЕВЕСНОСТРУЖЕЧНЫХ ПЛИТ

Мощность (кВт) при установившемся движении

$$N_{\text{уст}} = \frac{\sum P \cdot v}{1000},$$

где $\sum P$ — сумма сопротивлений движению конвейера $\sum P = P_1 + P_2 + P_3$,
 v — скорость движения цепи конвейера, м/с;
 P_1 — сопротивление движению плиты по роликовому конвейеру;
 P_2 — сопротивление движению цепи по направляющим;
 P_3 — сопротивление движению цепи на криволинейных участках.

$$P_1 = (G + q_p \cdot z) \frac{\mu d}{D} + G \frac{2 \cdot f_k}{D},$$

где G — сила тяжести плит, находящихся на конвейере, Н;

q_p — сила тяжести одного ролика, Н;
 z — число роликов;
 μ — коэффициент трения качения (0,001);
 d — диаметр цапфы ролика, м;
 D — диаметр ролика, м;
 f_k — коэффициент трения плит по роликам (0,03).

$$P_2 = q_{ц} \cdot l \cdot f \cdot m,$$

где $q_{ц}$ — сила тяжести погонного метра цепи, Н;
 l — горизонтальная проекция длины тяговой цепи, м;
 f — коэффициент трения цепи по направляющим, m — число цепей.

$$P_3 = P_3' + P_4',$$

где P_3' — сопротивление движению цепи, приведенное к грузу

$$P_3' = P_2 \cdot \frac{d_{зв}}{D} m,$$

где $d_{зв}$ — диаметр приводной звездочки, м,
 P_4' — сопротивление движению цепи на криволинейных участках

$$P_4' = (P_3' + P_1) C_k \cdot n_k \cdot m,$$

где C_k — коэффициент, учитывающий дополнительное натяжение цепи на криволинейных участках, $C_k=0,05$;
 n_k — число криволинейных участков.

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60},$$

где n — частота вращения ролика, об/мин;
 Мощность электродвигателя в период пуска

$$N_{пуск} = N'_{уст} + N_{ц} + N_p,$$

где $N'_{уст}$ — мощность с учетом пробуксовки плит по роликам в период разгона

$$N'_{уст} = N_{уст} + \frac{P_5 \cdot v}{1000},$$

где P_5 — сопротивление движению в период разгона, Н;

$$P_5 = G \cdot f_k,$$

где f_k — коэффициент трения плит по роликам (0,03);
 $N_{ц}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление инерции цепи,

$$N_{ц} = \frac{P_{ин} \cdot v}{1000},$$

где

$$P_{ин} = \frac{Q}{g} a m,$$

где Q — сила тяжести цепей;
 a — ускорение цепи в период разгона

$$a = v/t,$$

где t — время разгона, принимаем $t=1$ с;
 N_p — мощность, необходимая для преодоления инерции роликов,

$$N_p = \frac{M \cdot n}{974},$$

где M — момент, необходимый для преодоления сил инерции,

$$M = Z \cdot J \frac{\omega}{t},$$

где J — момент инерции ролика,

$$J = 0,8 \cdot \frac{q_p}{g} R^2,$$

где R — радиус ролика, м;
 ω — угловая скорость роликов, c^{-1} ,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

где n — частота вращения роликов, об/мин.
Принимается, что

$$N_{\text{пуск}} < 2N_{\text{ном}},$$

где $N_{\text{ном}}$ — мощность двигателя по каталогу (справочнику).

РАСЧЕТ ВАКУУМНЫХ ЗАХВАТОВ

Принцип действия вакуумных захватов основан на создании разрежения в герметической уплотненной камере, образованной поверхностью груза (плиты, поддона) и корпусом захвата, в силу этого груз под действием давления атмосферного воздуха прижимается к захвату.

По способу создания вакуума различают насосные (а) и безнасосные (б) захваты (рис. 40)

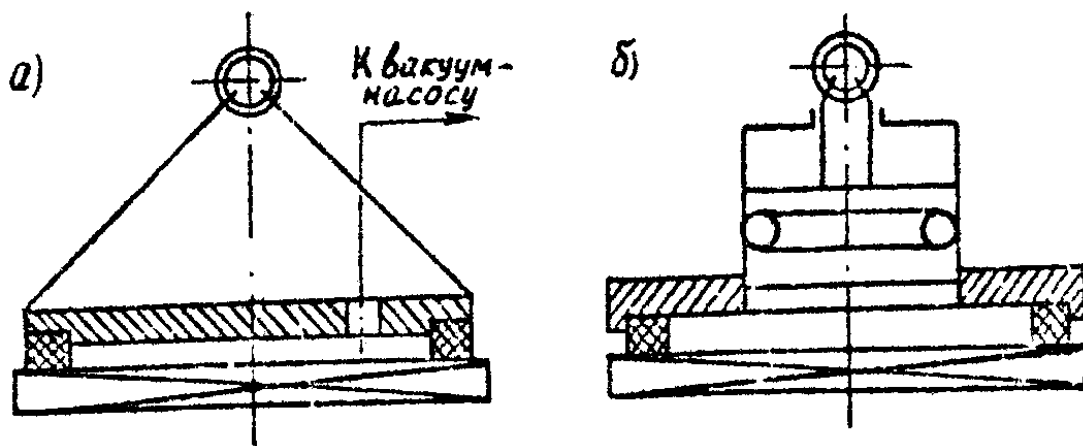


Рис. 40. Схемы вакуумных захватов

Вакуум в захватах насосного типа создается вакуум-насосом, что позволяет получить высокое разрежение в камере (до 10...20 кПа). Они применяются для грузов большой массы, в том числе воздухопроницаемых, при длительном времени удержания.

В безнасосных захватах (рис. 41, а) вакуум создается изменением объема полости камеры.

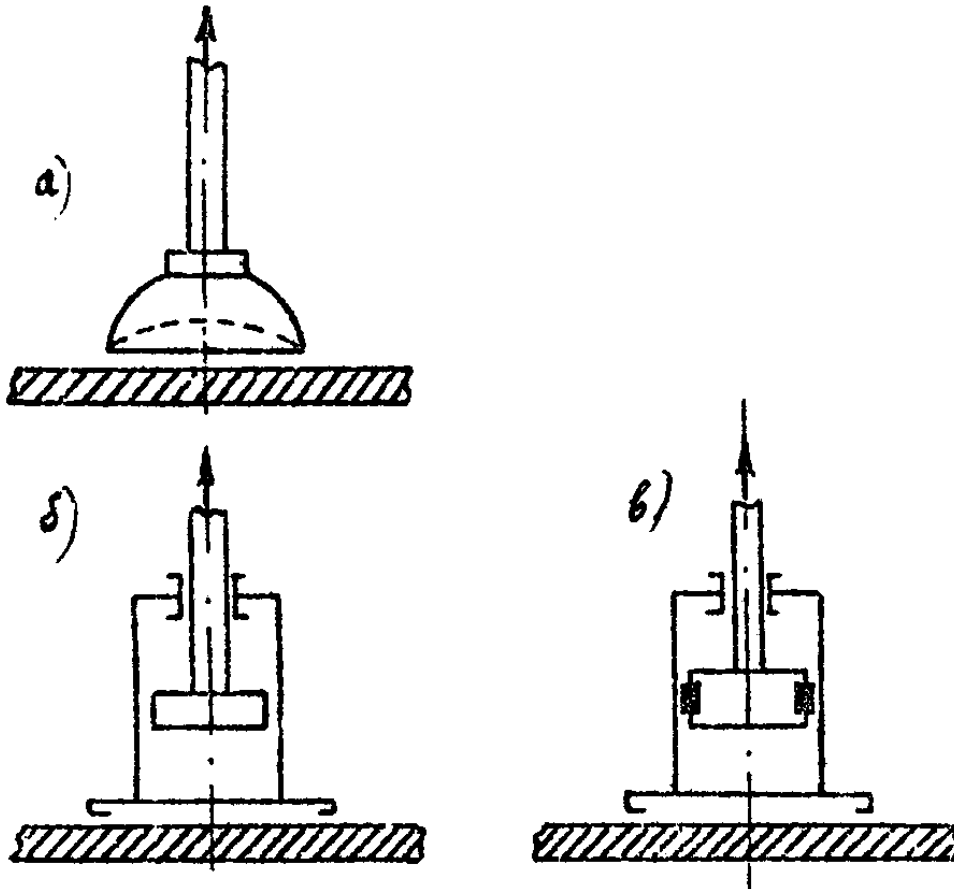


Рис. 41. Конструкция безнасосных захватов

При подъеме захвата за шток последний перемещается относительно корпуса (рис. 41, б, в). Корпус остается прижатым к грузу, в подпоршневой полости образуется разрежение, возрастающее по мере передвижения поршня вверх. Когда вакуум достигает значений, при котором разность давления уравнивает вес груза и захвата, перемещение поршня прекращается и начинается подъем груза.

На рис. 42 представлены некоторые формы уплотнений захватных камер. Работоспособность вакуумных захватов обеспечивается в том случае, когда сила $F_{\text{пр}}$ вакуумного прижатия груза к захвату больше суммы всех сил $F_{\text{отр}}$, противодействующих перемещению груза ($F_{\text{пр}} > F_{\text{отр}}$). Сила вакуумного прижатия

$$F_{\text{пр}} = S \cdot K_{\phi} (P_{\text{а}} - P_{\text{в}}),$$

где S — геометрическая площадь вакуумной камеры захвата. Принимают по внутренним размерам уплотнения (кольца);
 K_{ϕ} — коэффициент изменения формы уплотнения камеры ($K_{\phi} = 0,85 \dots 0,9$);

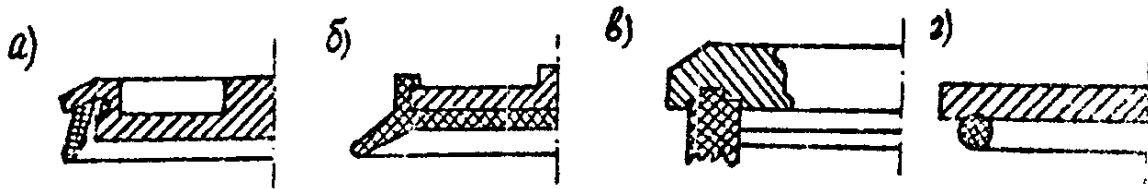


Рис. 42. Формы уплотнений захватных камер

P_a — атмосферное давление;

P_b — давление (разрежение внутри вакуумной камеры); нормативное атмосферное давление равно $P'_a=100$ кПа (760 мм. рт. ст).

В расчетах принимаем $P_a=(0,9\sim 0,92)P'_a$, что учитывает возможное падение атмосферного давления. Суммарная противодействующая сила R_0 (рис. 43) складывается из веса груза (древесной плиты, металлического поддона и т. п.), при вертикальном подъеме, сил инерции F_g , возникающих при подхвате, разгоне и торможении груза, сил аэродинамических сопротивлений F_b (при скорости $v>0,4$ м/с). Равнодействующая R_0 может быть разложена на нормальную F и касательную T составляющие. Рассмотрим наиболее характерные случаи отрыва груза от основания, подъема и транспортирования.

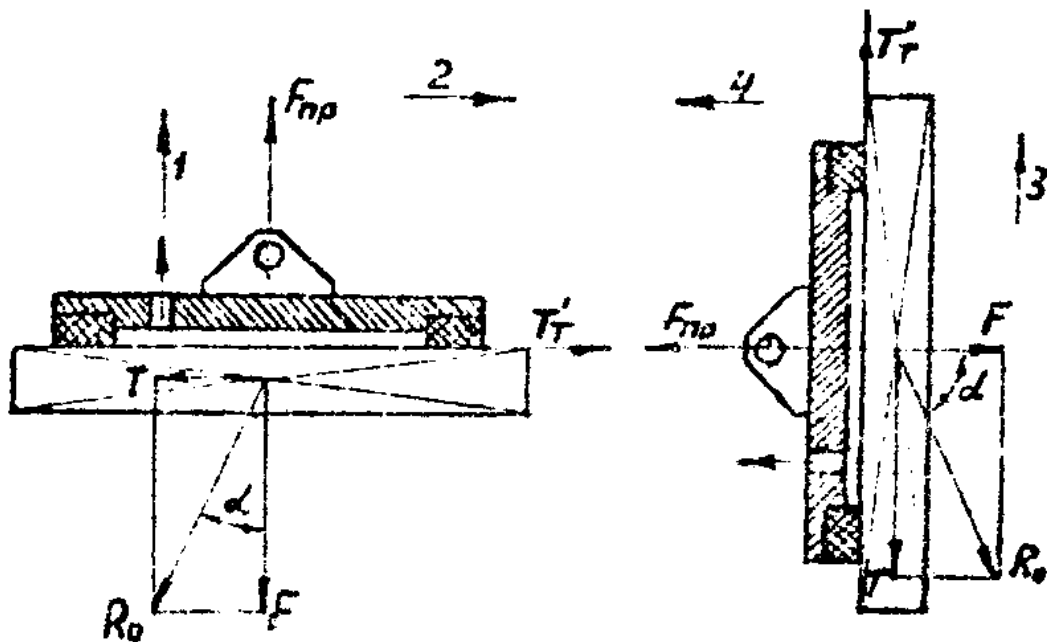


Рис. 43. Силы, действующие на изделие

1. Подъем груза в вертикальном направлении (по стрелке 1):

$$F=G_r+F_g+F_b; \quad T=0.$$

2. Перемещение поднятого груза в горизонтальном направлении (по стрелке 2):

$$F=G_{\Gamma}; \quad T=F_g+F_B=T'_T T; \quad T'_T = (F_{\text{пр}} - F_{\text{отр}})f,$$

где T'_T — сила трения между грузом и захватом.

3. Подъем груза в вертикальном направлении (по стрелке 3) при боковом захвате:

$$F=0; \quad T = G_{\Gamma} + F_g + F_B \leq T''_T,$$

где T''_T — сила трения между грузом и захватом.

4. Перемещение груза в горизонтальном направлении (по стрелке 4):

$$F=F_g+F_B; \quad T=G_{\Gamma}.$$

На работоспособность захвата влияют факторы, которые трудно учесть аналитически (рывок, технологические потери вакуума, загрязнение поверхности груза, адгезионные силы и т. п.) Для практических расчетов:

а) для вертикального захвата

$$F'_{\text{отр}} = G_{\Gamma} \cdot K'_p;$$

б) для бокового захвата

$$F''_{\text{отр}} = G_{\Gamma} \cdot f \cdot K''_p.$$

K'_p и K''_p — коэффициенты работоспособности, учитывающие все противодействующие силы, $K'_p=1,6...1,8$; $K''_p=2... 2,5$.

В автоматических перегрузочных устройствах центр тяжести груза и центр действия захвата могут быть смещены на величину l (рис. 44, а, б). Тогда захват, кроме противодействующей силы, должен преодолевать момент $M=F_{\text{отр}} \cdot l$.

Среднее давление по периметру касания

$$P_{\text{ср}}=(SK_{\phi}\Delta P-F_{\text{отр}})/\pi d_{\phi},$$

с другой стороны,

$$M = \pi r_{\text{ср}}^2 \cdot \Delta P_{\text{max}},$$

тогда

$$\Delta P_{\max} = 4 \cdot F_{\text{отр}} \cdot l / \pi d_{\text{ср}};$$

при $\Delta P_{\max} > P_{\text{ср}}$ произойдет отрыв груза от захвата.

При совместном решении этих уравнений получим условие работоспособности захвата при внецентренном взаимодействии с грузом

$$K_3 F_{\text{отр}} \leq SK_{\phi} \Delta P \left(\frac{4l}{d_{\text{ср}}} + 1 \right) Z - P_{\min} \cdot S_y \cdot Z,$$

где P_{\min} — минимальное удельное давление на уплотнение. При ширине сечения уплотнительного кольца $b=4$ мм; $P_{\min}=650$ гПа; при $b=8$ мм $P_{\min}=580$ гПа; при $b=12$ мм $P_{\min}=530$ гПа; при $b=16$ мм $P_{\min}=505$ гПа;

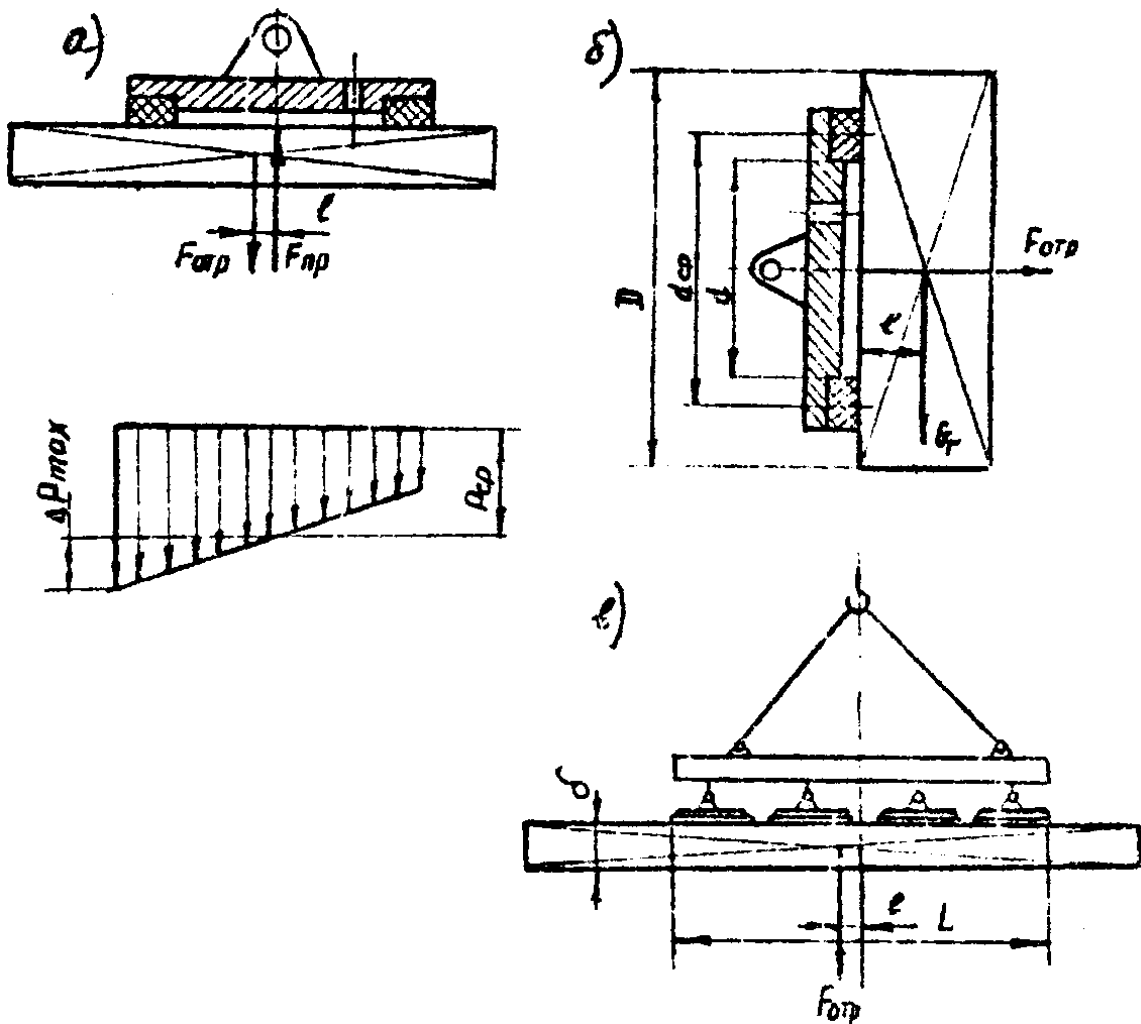


Рис. 44. Расчетная схема вакуумного захвата

S_y — эффективная площадь касания уплотнения;

Z — количество вакуумных камер;

K_3 — коэффициент запаса, $K_3=2$.

Для случая использования захватной траверсы

$$K_3 F_{\text{отр}} \leq SK_{\phi} \Delta P \left(\frac{4l}{L} + 1 \right) - P_{\text{min}} \cdot S_y \cdot Z,$$

где L — габарит траверсы (рис. 44, в).

Условие работоспособности захвата при безнасосном вакуумном способе:

$$G_y > P_{\text{min}} \cdot S_y,$$

где G_y — сила тяжести корпуса захвата.

Таким образом, захват груза может быть обеспечен либо увеличением силы тяжести захвата, что нежелательно, либо уменьшением P_{min} , то есть правильным подбором материала, формы и размеров уплотнения. В начале подъема груза

$$S_{\text{ц}} = (G_r + G_{\text{ц}}) / \Delta P,$$

где $S_{\text{ц}}$ — площадь вакуумообразующего цилиндра.

Уравнение работоспособности захвата

$$K_p' (K_p'') \geq S \cdot K_{\text{сп}} Z / S_{\text{ц}},$$

отсюда можно определить величину S . Общая площадь вакуумных захватов $Z \cdot S$ должна быть больше $S_{\text{ц}}$. Рекомендуется ΔP принимать в пределах 500...800 гПа.

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ПОДАЧИ С ФРИКЦИОННОЙ СВЯЗЬЮ

Механизмы подачи с фрикционной связью осуществляют подачу плитных материалов, пакетов, ковров в технологических операциях производства плит, таких, как, например, подача готовой плиты из пресса, подача плиты из штабеля в линию механической обработки или отделки, подача ковра в ленточных прессах и т.п. На рис. 45 представлены схемы механизмов с фрикционной связью непрерывного движения.

Сила тяги подающего вальца (рис. 45, а)

$$P_T = q_T \cdot \mu - q_T \cdot f = q(\mu - f),$$

где q_T — сила прижима в зоне трения подающего вальца;

μ — коэффициент сцепления вальца или ленты с древесной плитой;

f — коэффициент трения плиты по плоскости скольжения.

Значения μ можно определить в зависимости от радиуса вальца, физико-механических свойств плиты, состояния поверхности вальца. Для гладких стальных вальцов с радиусом 50...125 мм $\mu \approx 0,25...0,4$; для покрытых резиной $\mu \approx 0,4...0,8$. Значения f определяются по приложению № 3.

При расположении подающего вальца по схеме (рис. 45, б)

$$P_T = (q_T + G)\mu - q_T \cdot \varphi = q_T(\mu - \varphi) + G \cdot \mu,$$

где G — сила тяжести плиты;

φ — приведенный коэффициент трения качения ролика по плите, $\varphi = 0,12$.

При подаче плиты по схеме (рис. 39, в, д, е)

$$P_T = q\mu + (q_T + G)\mu = (2q_T + G) \cdot \mu,$$

При подаче плиты по схеме (рис. 39, г)

$$P_T = q_T\mu - q_T \cdot \varphi = q_T(\mu - \varphi).$$

В приведенных расчетах принято, что все силы сопротивления подачи преодолеваются мощностью привода. При расчетах механизмов подачи (мощности, общего тягового усилия) необходимо для конкретной конструкции составить схему действия сил (прессования, резания, инерции и т.п.). Среднее удельное давление P_{cp} материала на валец при площади контакта определяют по выражению

$$P_{cp} = \frac{4ER}{h}(1 - \cos \alpha_k),$$

где E — модуль упругости материала,

R — радиус вальца;

h — толщина материала;

α_k — угол контакта вальца с материалом,

$$\alpha_k = \arccos\left(1 - \frac{h - h_1}{2R}\right),$$

где h_1 — наименьшая толщина материала, когда он проходит между вальцами.

По величине P_{cp} можно определить значение силы прижима вальца q_T к материалу.

Мощность привода подающего устройства (кВт) определяется по формуле

$$N = P_T \cdot v / 1000,$$

где v — скорость движения материала, м/с;

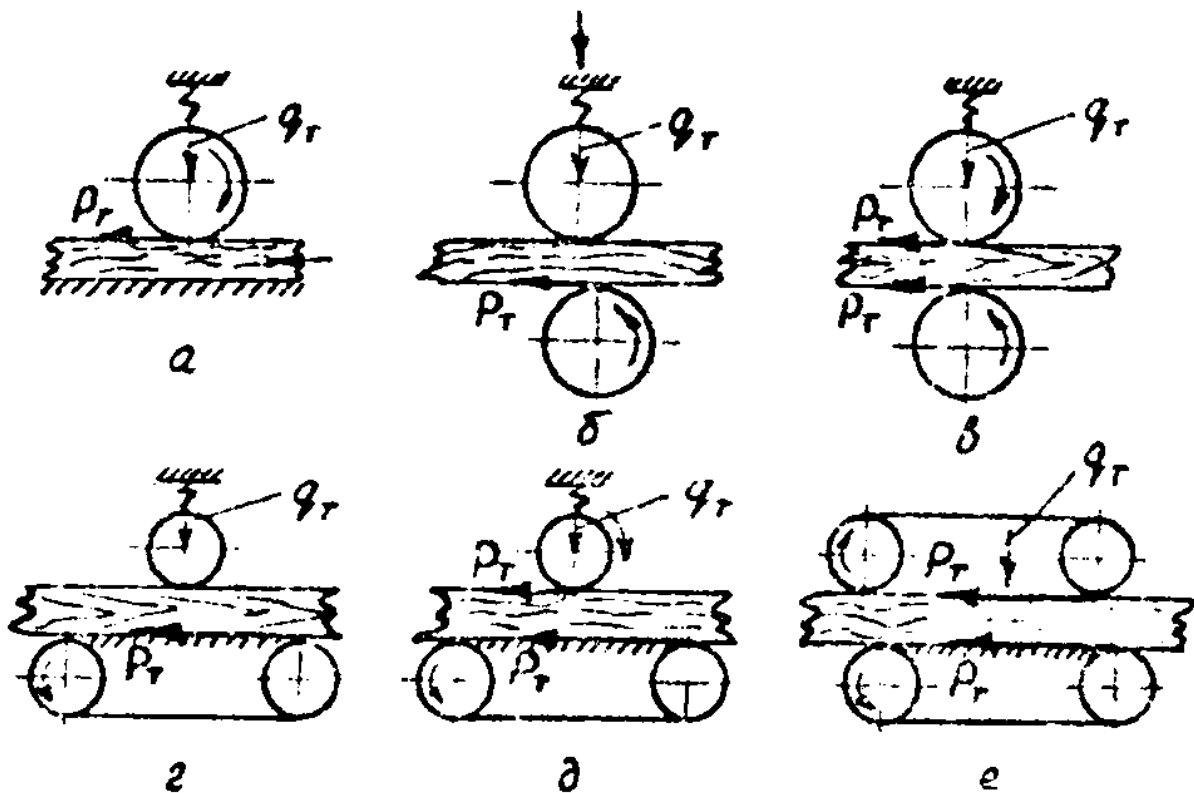


Рис. 45. Расчетная схема механизмов подачи с фрикционной связью непрерывного движения

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ТОЛКАТЕЛЯ С ГРУЗОМ

При перемещении горизонтальным толкателем груза, установленного на неподвижной плоскости, возможны различные схемы сил, действующих на груз. На рис. 46, а показан случай взаимодействия, при котором направление внешней силы F (усилие толкателя) проходит через центр тяжести опорной плоскости, совпадающей с центром симметрии. На рис. 46, б направление силы F проходит через центр тяжести O_T , который не совпадает с центром симметрии O_C .

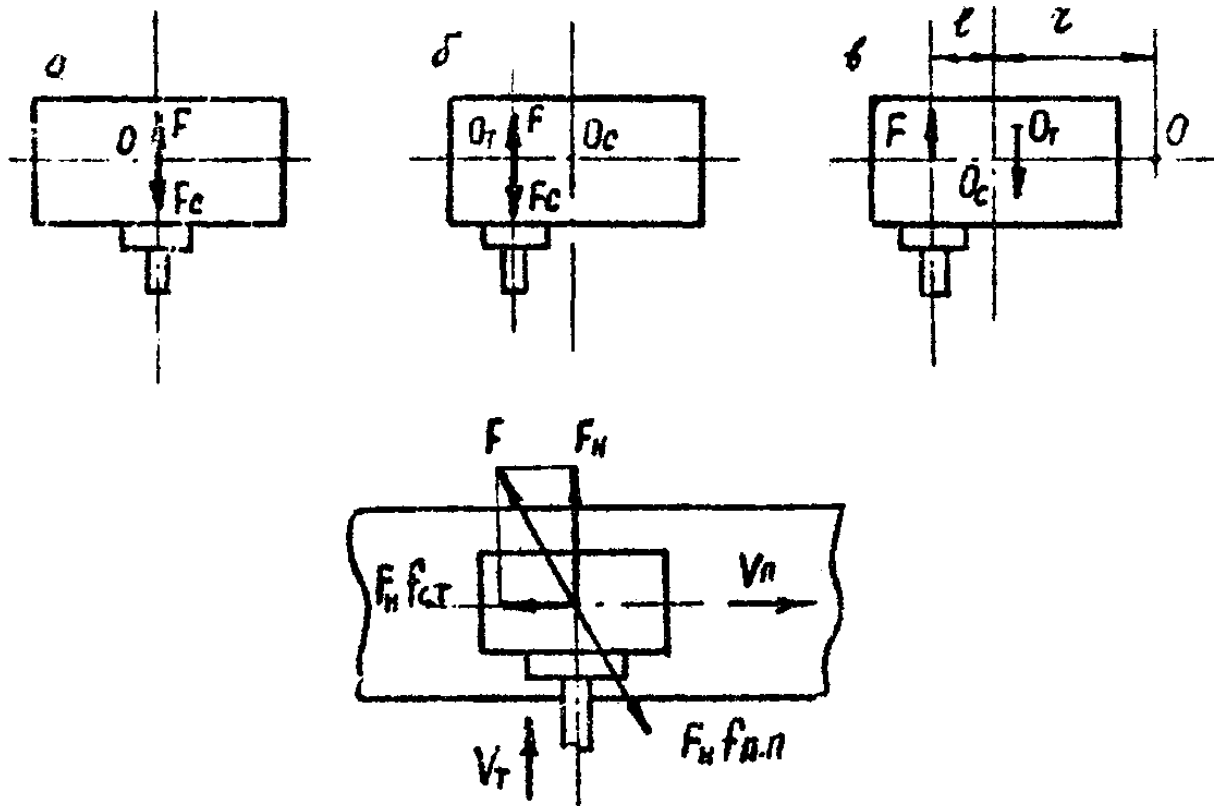


Рис. 46. Силы взаимодействия толкателя с грузом:
 а — направление действия силы F проходит через центр тяжести;
 б — направление действия силы F проходит через центр тяжести, не совпадающий с центром симметрии;
 в — направление действия силы F не проходит через центр тяжести

Сила сопротивления перемещению (силы трения)

$$F_c = G_{\Gamma} \cdot f_{\Pi},$$

где f_{Π} — коэффициент трения покоя. F_c приложена к центру тяжести опорной плоскости и направлена в сторону противоположную действию силы F .

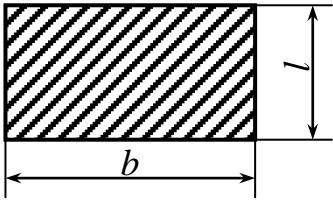
Если направление действия внешней силы F не проходит через центр тяжести опорной плоскости груза (рис. 46, в), то на груз действует момент $M = Fl$, который стремится развернуть груз вокруг точки O_T .

В этом случае траектория движения центра тяжести O_T будет совпадать с дугой окружности с центром в точке O_T лежащей на прямой, перпендикулярной направлению действия силы F . Сила, которую необходимо приложить к грузу,

$$F = G_{\Gamma} f_{\Pi} r_{\Gamma} / (r_{\Gamma} + l),$$

где r_T — радиус трения опорной плоскости груза (табл. 7).

Таблица 7

Эскиз опорной плоскости	Условия применения формул	Формулы для определения
	$k=1\div 2$	$0,167l+0,206b$
	$k=2\div 5$	$0,106l+0,236b$
	$k=5\div 10$	$0,057l+0,240b$

Из формулы видно, что если необходимо развернуть груз, то следует для уменьшения модуля силы F сместить точку приложения силы F к углу груза, то есть увеличить плечо l .

При перемещении горизонтальным толкателем груза, находящегося на движущейся плоскости, в направлении, перпендикулярном движению несущей плоскости, на груз действует система сил, как показано на рис. 46, г. Для сталкивания груза, с несущей плоскости необходимо приложить усилие

$$F_n = G_r \cdot f_{mn} / \sqrt{1 + f_{cr}^2},$$

где f_{mn} — коэффициент трения покоя груза относительно несущей плоскости;

f_{cr} — коэффициент трения скольжения боковой плоскости груза по рабочей плоскости толкателя.

Начальный момент контакта толкателя с движущимся грузом характеризуется периодом неустановившегося движения груза относительно толкателя.

После окончания переходного периода относительная скорость перемещения груза по рабочей плоскости толкателя имеет постоянное значение при условии постоянства скорости несущей плоскости V_{Π} и скорости толкателя V_r . Установившееся значение V_o всегда меньше V_{Π} .

РАСЧЕТ ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ

В производстве древесноволокнистых плит на отливной машине сетка огибает валы, а в производстве ламинированных плит в пропиточно-сушильных установках бумага также огибает валы. Расчетные размеры трубчатого вала представлены на рис. 48. Интенсивность нагрузки (Н/м) от силы тяжести вала

$$q_0 = G/A,$$

где G — сила тяжести вала без подшипниковых узлов, Н, считая, что вес равномерно распределен по всей длине A вала.

Интенсивность нагрузки q_1 , от натяжения бумаги или сетки (Н) определяется в зависимости от условий обхвата вала бумагой или сеткой. Для бумаги массой до 150 г/м^2 $S=0,9 \text{ кН/м}$, свыше 150 г/м^2 $S=1,9 \text{ кН/м}$ для сеток $3 \cdot 10^3 \dots 6 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ (рис. 47).

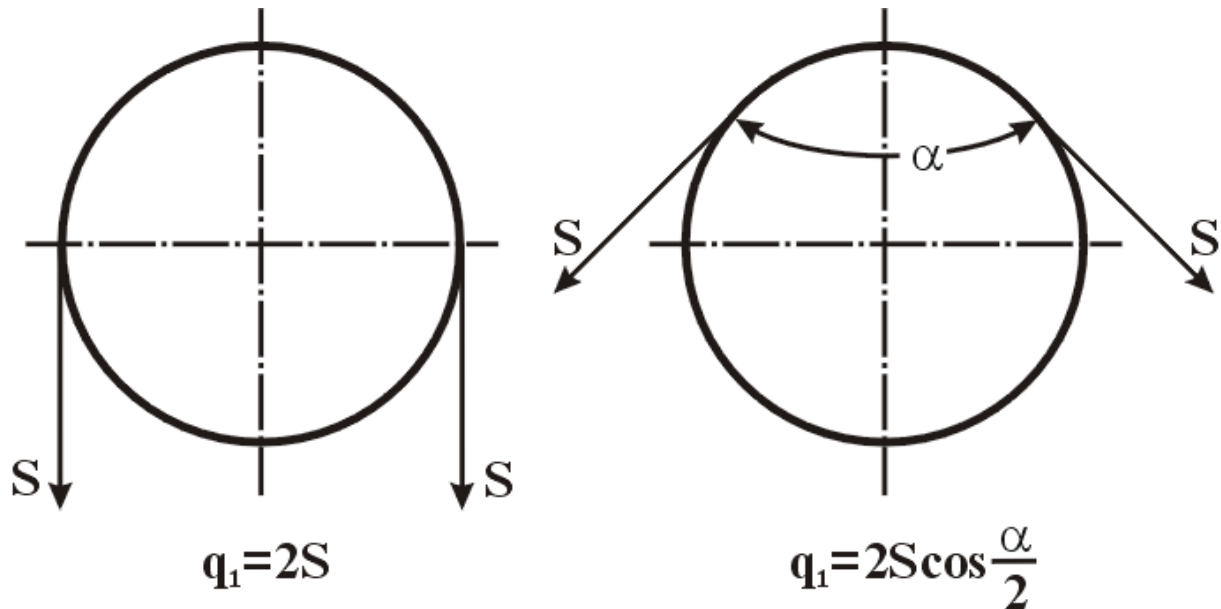


Рис. 47. Схема сил

Суммарная интенсивность нагрузки на вал $q = q_c + q_1$, считая, что нагрузка равномерно распределена по всей длине вала.

Момент инерции (см^4) сечения I-I вала

$$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - D_1^4).$$

Момент сопротивления сечения трубы вала (см^3)

$$W_1 = 2J/D.$$

Момент сопротивления (см^3) цапфы вала в сечении II-II

$$W_2 = 0,1d^3.$$

Момент сопротивления цапфы вала (см^3) в сечении III-III;

$$W_3 = 0,1d^3.$$

Изгибающий момент (Н/м) в сечении I-I (согласно расчетной схеме)

$$M_{и1} = qA^2/4,$$

изгибающий момент в сечении II-II

$$M_{и2} = \frac{qB(A-B)}{2},$$

изгибающий момент в сечении III-III

$$M_{и3} = \frac{qC(A-C)}{2},$$

Напряжение (МПа) при изгибе в сечении I-I,

$$\sigma_{и1} = M_{и1}/W_1,$$

в сечении II-II

$$\sigma_{и2} = M_{и2}/W_2,$$

в сечении III-III

$$\sigma_{и3} = M_{и3}/W_3,$$

Запас прочности в сечении I-I для углеродистой стали

$$n_1 = \frac{0,43\sigma_B \cdot \varepsilon_1}{\sigma_{и1}},$$

где σ_B — временное сопротивление материала;
 ε — масштабный фактор. При $D=175...480$ мм $\varepsilon_1=0,62...0,65$; при $d=60...110$ мм $\varepsilon_2=0,68...0,78$; при $d_1=55...100$ мм $\varepsilon_3=0,7...0,8$.

Запас прочности в сечении II-II

$$n_2 = \frac{0,43\sigma_B \cdot \varepsilon_2}{K \cdot \sigma_{и2}}$$

где K — эффективный коэффициент концентрации напряжений,
 $K=2,75...3,36$ при $\sigma_B=400...600$ МПа.

Запас прочности в сечении III-III

$$n_3 = \frac{0,43\sigma_B \cdot \varepsilon_3}{K_1 \cdot \sigma_{и3}},$$

где $K=1,2\dots1,5$. Допустимый запас прочности $[n]=1,8\dots2,5$.
 Прогиб вала (мм)

$$f = \frac{qA^4}{768EJ},$$

где E — модуль упругости материала.

Относительный прогиб вала $\varphi \leq$, где $[\varphi]=2,5 \cdot 10^{-5} \dots 3 \cdot 10^{-5}$. Прогиб вала под действием собственной силы тяжести

$$f_{\text{ст}} = \frac{q_c A}{768EJ},$$

критическая частота вращения вала

$$n_{\text{кр}} = \frac{30,0}{\sqrt{f_{\text{ст}}}}.$$

Рабочая частота вращения

$$n_p = \frac{v}{\pi D},$$

где v — скорость движения бумаги или сетки, м/с: отношение

$$\frac{n_p}{n_{\text{кр}}} = K < 0,6 \text{ (условие отсутствия резонанса).}$$

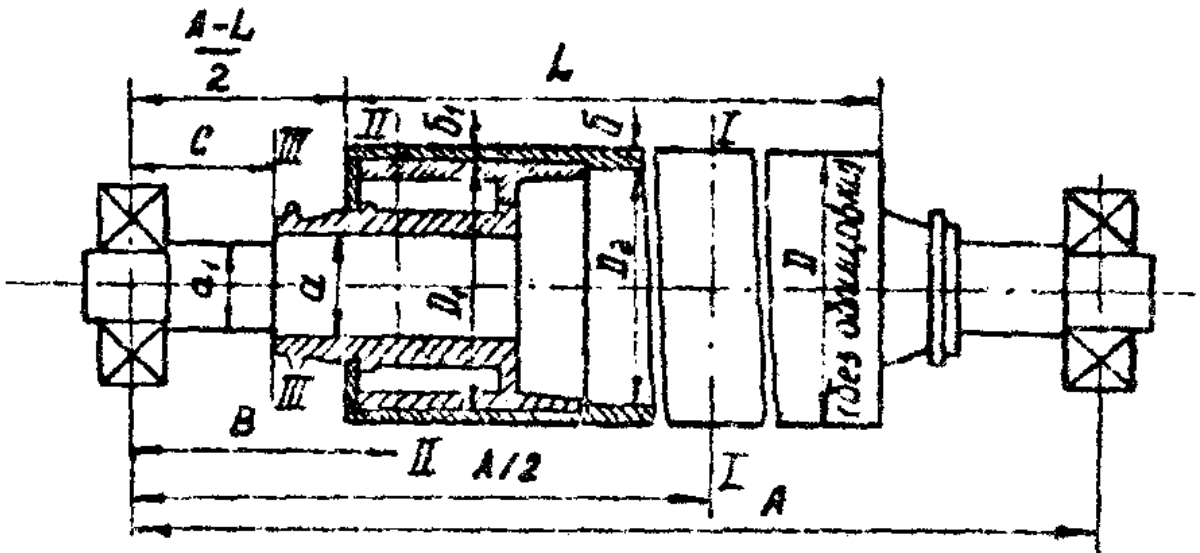


Рис. 48. Грубчатый вал

В пропиточно-сушильных агрегатах бумага поддерживается воздушной подушкой. Для поддержания на весу бумаги воздух из калориферов должен распределяться равномерно по всей длине сушильной части. Скорость струи воздуха, выходящего из каждого сопла,

$$v = \frac{Q_{\text{в}} \cdot t}{L \cdot S},$$

где $Q_{\text{в}}$ — количество подаваемого воздуха в сушильную часть, м³/с;
 t — шаг сопел, м;
 L — длина сушильной части, м;
 S — площадь выходного отверстия сопла, м; баланс мощностей равен

$$Q_{\text{в}} \rho_{\text{в}} \frac{v^2}{2g} = Q_{\text{п}} \cdot h,$$

где $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха, кг/м³;
 $Q_{\text{п}}$ — производительность пропиточно-сушильного агрегата, кг/м³;
 h — расстояние от бумаги до сопла, м.

Решая эти уравнения совместно, можно определить значения S , t или число сопел, обеспечивающие поддержание бумаги на весу по всей длине сушильной части.

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

Номинальное усилие пресса определяют в зависимости от площади прессуемой плиты:

$$P_{\text{н}} = F \cdot q,$$

где F — площадь прессуемой плиты (ДВП или ДСтП, м²);
 q — удельное давление прессования, МПа.

С другой стороны, в зависимости от давления рабочей жидкости в гидросистеме

$$P_{\text{н}} = \pi D_{\text{п}}^2 \cdot q_{\text{г}} \cdot m / 4,$$

где $D_{\text{п}}$ — диаметр плунжера гидроцилиндра, м;
 m — количество гидроцилиндров или плунжеров;
 $q_{\text{г}}$ — максимальное давление рабочей жидкости в гидроцилиндре, МПа. Определяется по технической характеристике пресса.
 Удельное давление на стружечный брикет определяют по формуле

$$q = q_{\text{г}} \cdot \pi D_{\text{п}}^2 \cdot m \cdot \eta / 4F,$$

где η — коэффициент полезного действия пресса, обычно принимают равным 0,85...0,95.

Если по технологической инструкции прессования плит данной плотности и размеров определить q , то

$$q_r = 4qF / \pi D_n^2 \cdot m \cdot \eta,$$

Эффективное усилие пресса с верхним расположением цилиндров

$$P_3 = q_r \frac{\pi D_n^2 \cdot m}{4} + G - R - \sum T,$$

где G — сила тяжести подвижных деталей пресса (плунжеров, подвижной плиты с траверсой);

R — потери при противодействии возвратных гидроцилиндров;

$\sum T$ — потери на трение в уплотнениях всех гидроцилиндров.

$$R = q_r \frac{\pi D_n^2 \cdot m_1}{4};$$

$$T = \pi D_n h f (q_k + q_r),$$

где D_n — диаметр плунжеров возвратных цилиндров;

m — количество возвратных цилиндров,

D — диаметр основных или возвратных плунжеров;

h — высота соприкосновения манжет с плунжером;

f — коэффициент трения (0,3...0,4);

q_k — контактное давление от предварительного натяга манжет (1...2 МПа).

Для прессов с нижним расположением гидроцилиндров

$$P_3 = q_r \frac{\pi D_n^2 \cdot m}{4} - G - P - G_1 - \sum T,$$

где P — сопротивление пакетов, лежащих на плитах пресса;

G — сила тяжести подвижных деталей пресса (плунжеров, подвижного стола, плит пресса и т.д.),

G_1 — сила тяжести пакетов с поддонами.

Расход (m^3) рабочей жидкости, расходуемой на смыкание плит пресса

$$Q_{ж} = \frac{\pi D_n^2}{4} \cdot m (h - S_m) \cdot n,$$

где h — высота рабочего промежутка между плитами пресса, м;
 S_m — толщина прессуемой плиты и поддона, м.
 Производительность насосов

$$Q_{\text{п}} \cdot Q_{\text{ж}} / \tau_{\text{д}},$$

где $\tau_{\text{д}}$ — продолжительность повышения давления, с.
 Скорость рабочего хода плунжера

$$v_{\text{см}} = \frac{4Q_{\text{ж}}}{\pi D_{\text{п}}^2 \cdot \tau_{\text{см}}}.$$

Для определения продолжительности цикла прессования (с) составляется диаграмма прессования и тогда

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_3 + \tau_{\text{см}} + \tau_{\text{д}} + \tau_{\text{в}} + \tau_{\text{разм}} + \tau_{\text{раз}},$$

где τ_3 — продолжительность загрузки пресса,

$$\tau_3 = \frac{h_{\text{г}}}{v_{\text{г}}},$$

где $h_{\text{г}}$ — ход толкателя, м;
 $v_{\text{г}}$ — скорость толкателя, м/с;
 $\tau_{\text{см}}$ — продолжительность смыкания плит пресса,

$$\tau_{\text{см}} = \frac{n(h - S_{\text{б}})}{v_{\text{см}}},$$

где $S_{\text{б}}$ — высота брикета (примерно $S_{\text{б}} = 1,5 \dots 2S$),
 где S — толщина плитного материала;
 $\tau_{\text{д}}$ — продолжительность подъема давления,

$$\tau_{\text{д}} = \frac{h(S_{\text{б}} - S)}{v_{\text{упр}}},$$

где $v_{\text{упр}}$ — скорость упрессовки (по диаграмме прессования);
 $\tau_{\text{в}}$ — продолжительность выдержки брикета под данным удельным давлением и продолжительность сброса давления (по технологической инструкции);
 $\tau_{\text{разм}}$ — продолжительность размыкания плит пресса,

$$\tau_{\text{разм}} = \frac{n(n-S)}{v_{\text{разм}}};$$

$\tau_{\text{раз}}$ — продолжительность разгрузки пресса,

$$\tau_{\text{раз}} = \frac{L_{\text{в}}}{V},$$

где $L_{\text{в}}$ — ход выталкивателя, м;
 V — скорость выталкивателя, м/с. При бесподдонном способе прессования $\tau_{\text{раз}}$ совпадает с τ_3 .
 Ритм главного конвейера пресса

$$R_{\text{к}} = \frac{\tau_{\text{ц}}}{n} \quad \text{или} \quad R_{\text{к}} = 3600 \cdot T_{\text{год}} \cdot v_{\text{пл}} \cdot K_{\text{и}} / Q_{\text{год}},$$

где $T_{\text{год}}$ — годовой фонд рабочего времени (7296 ч);
 $v_{\text{пл}}$ — объем готовой обрезной плиты, м³;
 $K_{\text{и}}$ — коэффициент использования главного конвейера (0,7...0,9);
 $Q_{\text{год}}$ — заданный или расчетный объем производства плит в год, тыс.м³.
 Производительность пресса (м³/Г)

$$Q_{\text{чис}} = \frac{60 \cdot n \cdot F \cdot S \cdot K_{\text{и}}}{\tau_{\text{ц}}},$$

где F — площадь обрезной плиты, м²;
 $K_{\text{и}}$ — коэффициент использования пресса (0,8...0,85).

РАСЧЕТ СИМУЛЬТАННОГО МЕХАНИЗМА

Расстояние (мм) между поверхностью подвижного стола пресса (рис. 49) и поверхностью верхней поперечины пресса

$$H = Z_1 + Z_2 + h \cdot n + S_{\text{пл}}(n-1),$$

где Z_1 — расстояние между поверхностью нижней плиты пресса и поверхностью подвижного стола, мм;
 Z_2 — расстояние между поверхностью верхней плиты пресса и поверхностью верхней поперечины пресса.

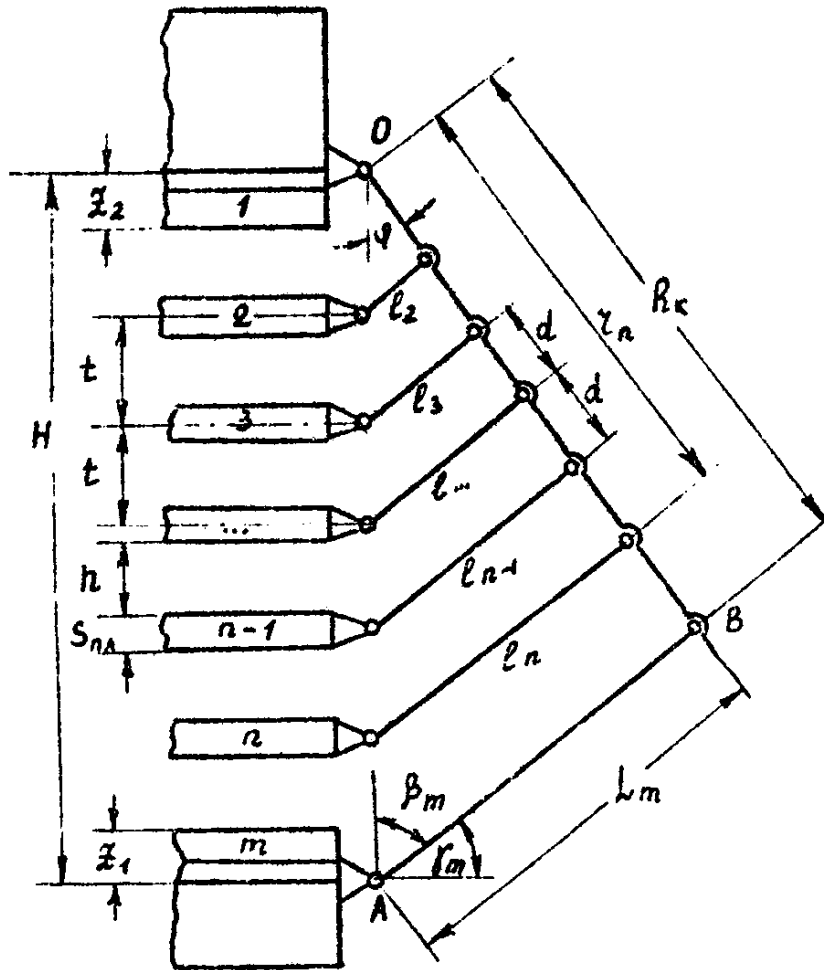


Рис. 49. Расчетная схема симультанного механизма

Максимальная высота подъема подвижного стола при полностью сомкнутых плитах пресса без учета толщины дистанционных планок

$$H_c = h \cdot n,$$

с дистанционными планками

$$H'_c = n(h - \sigma),$$

где σ — толщина дистанционной планки, мм.

Расстояние между нижним (А) и верхним (О) шарнирами при сомкнутых плитах пресса

$$H_{AO} = H - H_c = t(n-2) + Z_1 + Z_2.$$

Коэффициент работоспособности механизма (при $\varphi = 30^\circ$)

$$\lambda = \frac{H^2 - H_{AO}^2}{2H_{AO}(H \cdot \cos \varphi + H_{AO}) + H^2 - H_{AO}^2} < 1.$$

Расстояние между осями штанг

$$d = \frac{H(\lambda\sqrt{\lambda^2 \cdot \cos^2 \varphi - 1 - \lambda^2} - \lambda^2 \cos \varphi)}{h(1 - \lambda^2)},$$

Длина коромысла

$$R_k = n \cdot d;$$

длина шатуна

$$L_m = \sqrt{H^2 + R_k^2 - 2 \cos \varphi H \cdot R_k};$$

длина штанги любой плиты

$$l_{ш} = \sqrt{[d(K-1)]^2 + (Kt)^2 - 2 \cos \varphi \cdot d(K-1)Kt}.$$

Скорость подъема плиты n -ной плиты

$$v_n = \frac{K(h - S_0)}{\tau_{см}} \quad \text{или} \quad v_n = \frac{n(h - S_0)}{\tau_{см}} \cdot \frac{K}{n}$$

Относительная скорость сближения двух плит

$$v_{отн} = \frac{K(h - S_0)d}{\tau_{см} \cdot R_k}.$$

РАСЧЕТ СОСУДОВ И АППАРАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ

При проектировании аппарата обычно исходными данными являются его рабочие параметры и характеристика технологического процесса, физико-химические свойства получаемых продуктов. Полученные данные используют для определения основных габаритов аппарата (длин, диаметров), площадей сечений, рабочих поверхностей или других характерных для данного агрегата параметров. Затем по ГОСТам, выбирают аппарат с размерами, наиболее близкими к расчетным. Далее

назначают конструкционные материалы и рассчитывают на прочность элементы аппарата. Различают проектные и проверочные расчеты на прочность. При выполнении проектных расчетов (при разработке новых агрегатов) искомыми являются размеры отдельных элементов — толщины стенок, днищ, диаметры болтов и т.п. Проектные размеры элементов сочетают с их конструированием. Проверочные расчеты на прочность служат для определения возникающих в элементах напряжений и сравнения их с допускаемыми при заданных условиях эксплуатации.

ГОСТ 14249-80 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность», СТ СЭВ 596-77 и СТ СЭВ 597-77 устанавливают нормы и методы расчета на прочность цилиндрических обечаек, конических элементов, днищ и крышек сосудов и аппаратов из углеродистых и легированных сталей, применяемых в отраслях промышленности и работающих в условиях однократных и многократных статических нагрузок под внутренним избыточным давлением. Указанные стандарты устанавливают также значения допускаемых напряжений, модулей продольной упругости и коэффициентов прочности сварных швов. Под рабочим давлением для сосуда понимают максимальное внутреннее избыточное давление возникающее при нормальном протекании рабочего процесса, без учета гидростатического давления среды и без учета допускаемого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного устройства. Под расчетным давлением в рабочих условиях для элементов сосудов и аппаратов понимают давление, при котором их рассчитывают на прочность. Расчетное давление, как правило, равно рабочему или больше его. Если на элемент сосуда или аппарата действует гидростатическое давление, составляющее 5% рабочего и более, то расчетное давление для этого элемента следует увеличить на эту величину.

Под пробным давлением понимают давление, при котором производят испытания сосуда или аппарата, а под расчетным давлением в условиях испытаний для элементов сосудов или аппаратов — давление, которому их подвергают во время пробного испытания.

Допускаемое напряжение $[\sigma]$ при расчете по предельным статически однократным нагрузкам для углеродистых и низколегированных сталей:

$$[\sigma] = \eta \min \left(\frac{\sigma_{\tau} \text{ или } \sigma_{0,2}}{1,5}; \frac{\sigma_{\text{в}}}{2,4}; \frac{\sigma_{\text{д-}10^5}}{1,5}; \frac{\sigma_{1\% 10^5}}{1,0} \right).$$

В приведенной формуле η — поправочный коэффициент к допускаемым напряжениям (обычно $\eta=1$; для стальных отливок при индивидуальном контроле неразрушающими методами $\eta=0,8$; в остальных случаях $\eta=0,7$); σ_{τ} — минимальное значение предела текучести при

расчетной температуре; $\sigma_{0,2}$ — минимальное значение условного предела текучести при расчетной температуре (напряжение, при котором остаточное удлинение 0,2 %); σ_B — минимальное значение временного сопротивления (предел прочности) при расчетной температуре; $\sigma_{д10^5}$ — среднее значение длительной прочности за 10^5 ч при расчетной температуре; $\sigma_{1\%10^5}$ — средний 1%-ный предел ползучести за 10^5 ч при расчетной температуре; 1,5; 2,4; 1,5; 1,0 — коэффициенты запаса прочности соответственно по пределу текучести, временному сопротивлению, пределу длительной прочности, пределу ползучести.

Допускаемые напряжения для некоторых сталей, используемых в химическом машиностроении, при $\eta=1$, указаны в табл. 8.

Таблица 8

Расчетная температура стенки, °С	Допускаемое напряжение МПа, для стали				
	ВСт3	20К	09Г2С; 10Г2С1	08Х18Н10Т	12Х18Н10Т
20	140	147	183	140	160
100	134	142	160	130	152

При расчете на прочность сварных элементов сосудов в расчетные формулы вводят коэффициент прочности сварных швов φ , величина которого зависит от вида сварного шва, его расположения и отношения длины контролируемых швов к их общей длине. Например, коэффициент прочности стыкового или таврового шва с двусторонним сплошным проваром, выполняемого автоматической или полуавтоматической сваркой, а также вручную при 100%-ном контроле длины шва, $\varphi=1,0$, при 50%-ном контроле $\varphi=0,9$; для стыкового шва, выполняемого вручную с одной стороны, при тех же условиях контроля соответственно $\varphi=0,9$ и 0,65; при сварке в тавр с конструктивным зазором свариваемых деталей — $\varphi=0,8$ и 0,65. Для бесшовных элементов сосудов $\varphi=1$.

Исполнительную толщину S стенки элемента сосуда и аппарата определяют с учетом прибавки C к расчетной толщине S_R :

$$S \geq S_R + C;$$

Прибавка

$$C = C_1 + C_2 + C_3,$$

где C_1 — прибавка для компенсации коррозии и эрозии;

C_2 — прибавка для компенсации минусового допуска;

C_3 — технологическая прибавка, учитываемая предприятием-изготовителем при разработке рабочих чертежей для компенсации утонения стенки сосуда при вытяжке, штамповке и других технологических операциях.

Прибавка для компенсации коррозии

$$C_1 = P \cdot \tau_a,$$

где P — проницаемость материала, мм/год;

τ_a — принятый срок службы аппарата, год; при $P \leq 0,05$ мм/год принимают $C_1 = 1$ мм; для материалов, стойких в заданной среде, при отсутствии данных о проницаемости рекомендуют $C_1 = 2$ мм.

Плоские круглые днища и крышки. Толщина плоских круглых днищ и крышек сосудов и аппаратов, работающих под внутренним избыточным давлением

$$S_{1R} = K \cdot K_o D_R \sqrt{P([\sigma]\varphi)} \quad \text{и} \quad S \geq S_{1R} + C,$$

где K — коэффициент конструкции;

K_o — коэффициент ослабления;

D_R — расчетный диаметр днища.

Значения коэффициента K приведены в ГОСТ 14249-80 в зависимости от конструкции днищ и крышек. В табл. 9 приведены конструкции некоторых соединений, характеристики условий соединения и значения K . Для днищ и крышек без отверстий коэффициент ослабления принимают $K_o = 1$; при одном отверстии диаметром d

$$K_o = \sqrt{1 + d/D_R + (d/D_R)^2},$$

при нескольких отверстиях с различными диаметрами

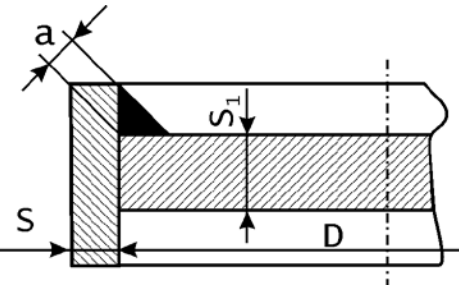
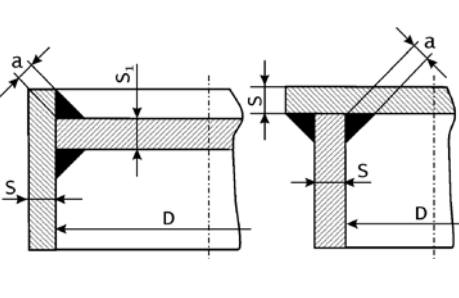
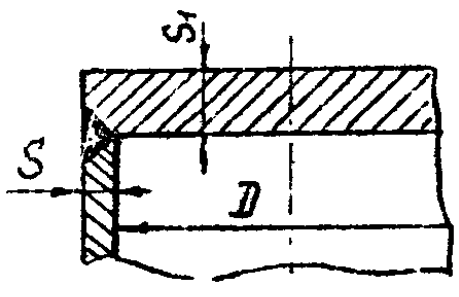
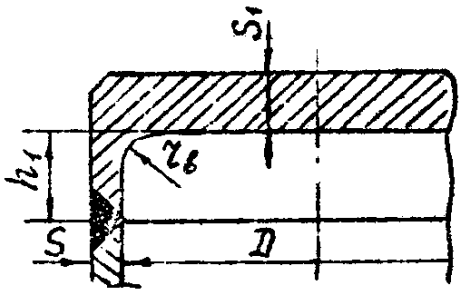
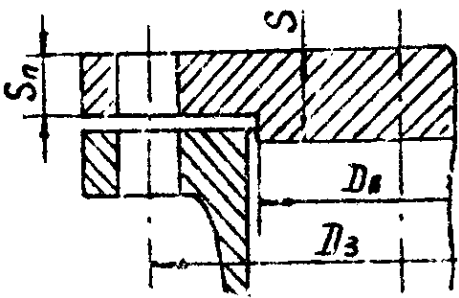
$$K_o = \sqrt{\left[1 - \sum (d_i / D_R)^3 \right] \left[1 - \sum (d_i / D_R)\right]^{-1}}.$$

Во всех случаях присоединения днища к обечайке минимальная толщина плоского круглого днища должна быть больше или равна толщине обечайки.

Допускаемое давление на плоское днище или крышку

$$[P] = \left(\frac{S_1 - C}{K K_o D_R} \right)^2 [\sigma] \varphi.$$

Таблица 9

Тип днища крышки	Эскиз соединения	Условия закрепления	Коэффициент K
1		$a \geq 1,7S;$ $D_R = D$	0,53
2		$a \geq 0,85S;$ $D_R = D$	0,50
3		$D_R = D$	0,45
4		$h_1 \geq \sqrt{D(S - C)}$ $h_1 < \sqrt{D(S - C)}$ $D_R = D - r_B$	$K = \max\{0,45 \left(1 - 0,23 \frac{S - C}{S_1 - C}\right), 0,35\}$ $K = \max\{0,47 \left(1 - 0,23 \frac{S - C}{S_1 - C}\right), 0,40\}$
5		$D_R = D_3$	0,40

Приведенные формулы применимы при условии, что $(S_1 - C)/D_R \leq 0,1$. Если это условие не соблюдается, то в выражении для S_{1R} вводят поправочный коэффициент

$$K_p = \min \left[1; \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + \left(6 \frac{S_1 - C}{D_R} \right)^2}} \right].$$

Толщина плоской крышки типа 5 (см. табл. Прилож.).

$$S_{II} \geq \max \left[\left(S_1 - C \sqrt{3 \frac{D_R - D_B}{D_3}} \right); 0,5 D_3 \frac{P}{[\sigma]} \right] + C.$$

Сосуды, высокого давления. Сосуды высокого давления предназначены для эксплуатации при рабочем давлении от 10 до 150 МПа и более. На рис. 50 показан сосуд высокого давления состоящий из корпуса 1, крышки 2, затвора 3 и днища 4. Обычно в сосудах высокого давления коэффициент толстостенности (отношение наружного диаметра к внутреннему) $\beta = D_{нар}/D \geq 1,5$.

Конструкционные материалы выбирают в зависимости от среды и температуры. Кованные корпуса, днища, крышки изготавливают из стали 20.

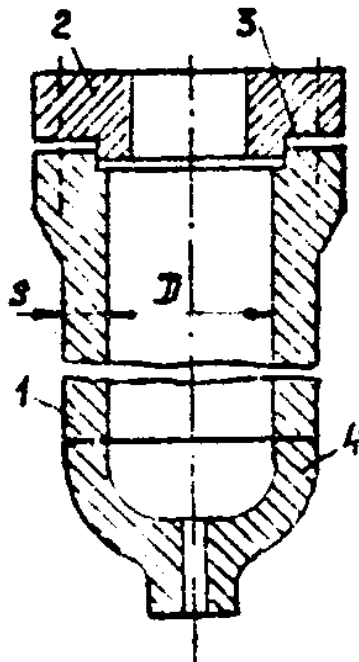


Рис. 50. Сосуд высокого давления

Расчет на прочность. Нормы и методы расчета на прочность установлены СТ СЭВ 3027-81. Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \eta \sigma,$$

где η — поправочный коэффициент для сосудов и аппаратов повышенной опасности, определяемый по отраслевой документации.

$$\sigma = \min \left(\frac{\sigma_B}{n_B}; \frac{\sigma_T \text{ или } \sigma_{0,2}}{n_T} \right);$$

здесь принимают $n_B=2,4$; $n_T=1,5$ — коэффициенты запаса прочности соответственно по временному сопротивлению и пределу текучести. Расчет на прочность выполняют при расчетном давлении P , пробном давлении и давлении технологической опрессовки. Для двух последних расчетов определяют коэффициент запаса прочности по пределу текучести; коэффициент должен быть не менее 1,1; σ_B и σ_T принимают по стандартам СТ СЭВ с учетом материала, толщины листа и расчетной температуры. Наличие продольных сварных швов на обечайках и выпуклых днищах учитывают коэффициентом прочности φ , который принимают для углеродистых и низколегированных сталей $\varphi=0,91$; для среднелегированных $\varphi=0,85$.

Расчетная толщина стенки цилиндрической однослойной обечайки при определении по предельному состоянию

$$S_p = 0,5D(\beta_p - 1).$$

Расчетный коэффициент толстостенности

$$\ln \beta_p = P / ([\sigma] \varphi),$$

исполнительная толщина стенки

$$S \geq S_p + C,$$

где C — прибавка, учитывающая коррозионное воздействие среды.
Допускаемое рабочее давление

$$[P] = [\sigma] \varphi \ln \beta, \quad \text{где } \beta = [D + 2(S - C)] / D,$$

Днища сосудов высокого давления выполняют коваными; они могут быть плоские (рис. 51, а), слабовыпуклые (рис. 51, б) и выпуклые —

сферические и эллиптические (рис. 51, в). Расчетная толщина для плоского и слабовыпуклого днища

$$S_{\text{IP}} = 0,45D\sqrt{P/[\sigma]\psi},$$

где ψ — коэффициент ослабления днища отверстиями, $\psi = 1 - \sum d_i/D$.
Для выпуклых днищ (при $H/D \geq 0,25$) расчетная толщина

$$S_{\text{IP}} = \frac{PD}{4[\sigma]\varphi - P} \cdot \frac{D}{2H}.$$

В сосудах высокого давления все отверстия выполняют только в днищах и крышках.

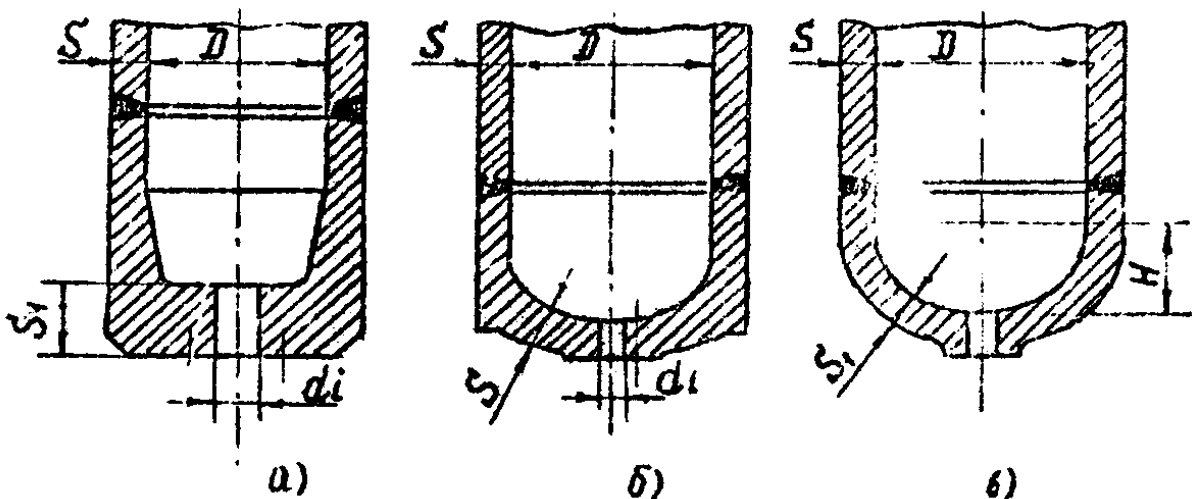


Рис. 51. Днища сосудов высокого давления

РАСЧЕТ ПРЕССОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Мощность привода ленточного пресса. Основными выходными данными для расчета параметров, например, пресса типа «Контироль» (рис. 53) являются скорость движения ленты V , или производительность Q пресса, заданная толщина готовой плиты S , плотность плиты $P_{\text{пл}}$ и плотность ковра после подпрессовки $P_{\text{к}}$. Определению подлежат диаметр приводных барабанов $D_{\text{б}}$, толщина ленты h , диаметр стержней (роликов) $d_{\text{р}}$, а также мощность привода пресса.

Рабочая длина пресса равна

$$L = \tau_{\text{п}} \cdot V,$$

где τ_n — время прессования, с;
 V — скорость движения ленты, м/с.
 Время прессования определяется как

$$\tau_n = S \tau(T, \rho),$$

где S — толщина готовой плиты, мм;
 $\tau(T, \rho)$ — удельная продолжительность прессования, зависящая от температуры лент пресса и плотности плиты, определяется из технологических соображений и составляет 5...7 с/мм.

Минимальный диаметр приводных и прессующих барабанов D_{\min} определяется из условия прочности ковra при его входе в пресс:

$$D_{\min} = \frac{2S \sqrt{1 + K_{\text{тр}}^2 \left(\frac{\rho_{\text{пл}}}{\rho_{\text{к}}} - 1 \right)}}{\sqrt{1 - K_{\text{тр}}^2} - 1},$$

где $K_{\text{тр}}$ — коэффициент трения древесностружечного ковra о прессующую ленту. Может быть определен (рис. 52) в зависимости от температуры ленты и степени осмоления древесных частиц;
 $\rho_{\text{пл}}$ — плотность готовой плиты, кг/м³, обычно задается;
 $\rho_{\text{к}}$ — плотность ковra до входа его в пресс, кг/м³; Зависит от влажности частиц, их вида и составляет примерно 100...180 кг/м³.

Исходя из конструктивных соображений рекомендуется D_{\min} увеличить, что позволит снизить напряжения в стальной ленте.

Тяговый расчет ленточного пресса ведется аналогично расчету ленточного конвейера. Расчетная схема показана на рис. 53. Тяговый расчет можно проводить двумя наиболее известными способами.

Первый способ. Тяговый расчет выполняют методом обхода трассы ленты по точкам от сбегавшей ветви по ходу движения ленты, по которому суммируют все силы сопротивлений, возникающих при движении ленты.

В результате обхода трассы ленты по точкам А—В—С—D получим:

$$S_{\text{сб}} = S_A;$$

$$S_B = S_{\text{сб}} + W_X;$$

$$S_C = S_B + W_6;$$

$$S_{\text{нб}} = S_D = S_C + W_{\Gamma},$$

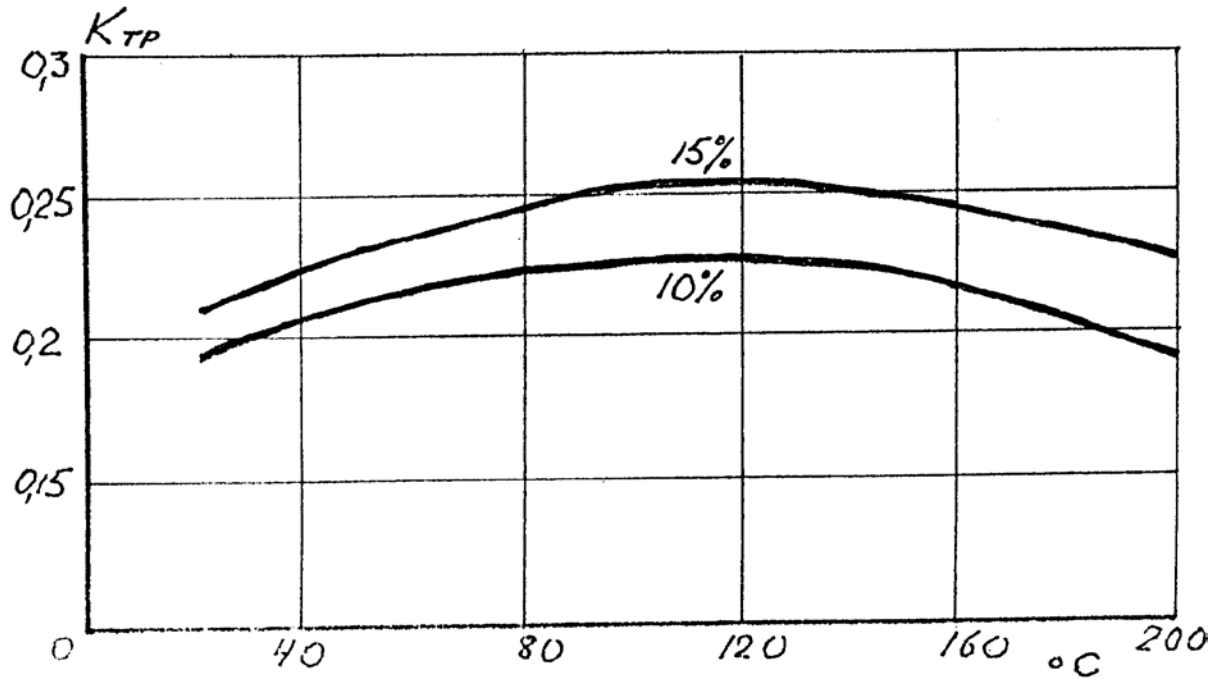


Рис. 52. Изменение коэффициента трения $K_{тр}$ в зависимости от температуры ленты при содержании связующего 10% и 15%.

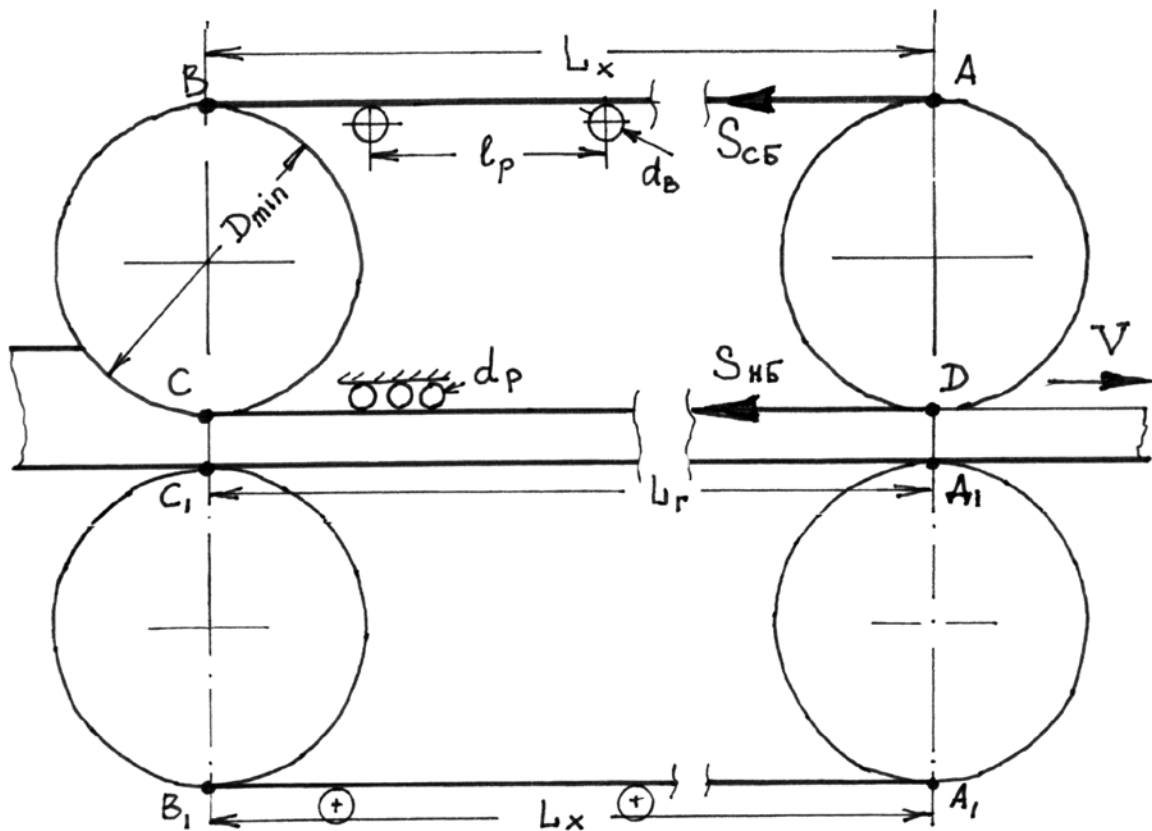


Рис. 53. Расчетная схема мощности привода прессы.

где W_x — сопротивление движению ленты на холостом участке $AB=L_x$;
 W_6 — сопротивление на барабане (участок BC),
 W_r — сопротивление движению на груженом участке $CD=L_r$.
 Сопротивление движению на участке $L_x=AB$ равно

$$W_x=(q_l+q_p)L_x\omega',$$

где q_l — вес одного погонного метра длины ленты (по справочным данным или расчетам), Н/м;

q_p — погонный вес вращающихся частей центрирующих роликов, поддерживающих холостую ветвь ленты. Число роликов для холостой ленты принимают из расчета, что $l_p=2\dots3$ м. Обычно устанавливают ролики диаметром $d_p=102$ мм и весом длины ролика равной 0,5 м — $q_p=74$ Н.

$$q_p = \frac{q_p \cdot B}{l_p \cdot 0,5},$$

где B — ширина ленты пресса, м;
 $L_x=L$ — рабочая длина пресса, м;
 ω' — коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам. Для средних условий работы (отапливаемое помещение, нормальная влажность, небольшое количество пыли)
 $\omega'=0,022$.

Тогда

$$S_B=S_{сб}+(q_l+q_p)L_x\omega'.$$

Сопротивление на участке BC равно

$$S_c=KS_B$$

где K — коэффициент увеличения натяжения ленты. При угле обхвата барабана лентой, равном 180° , $K=1,05\dots1,06$. Тогда

$$S_c=KS_{сб}+K(q_l+q_p)L_x\omega'.$$

Сопротивление на участке $CD=L_r$ равно

$$W_r=(q_n+q_c)L_r\omega',$$

где $q_{\text{п}}$ — давление прессования, приходящееся на погонный метр ленты, Н/м; Считаем, что давление распределяется равномерно по длине участка и составляет в среднем $q=1,0$ МПа или $\sim 10^6$ Н/м², тогда $q_{\text{п}}=q \cdot B$;

$q_{\text{с}}$ — погонный вес стержней, опирающихся на ленту.

Расстояние между осями стержней примерно $l_{\text{с}}=0,022$ м.

Вес одного стержня

$$q'_{\text{с}} = 9,8 \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} \cdot B \cdot \rho,$$

где $d_{\text{п}}=0,02$ м;

ρ — плотность стали, кг/м³.

$L_{\text{г}}=L$ — рабочая длина пресса, м.

Тогда

$$S_{\text{Д}}=S_{\text{нб}}=S_{\text{с}}+W_{\text{г}}=KS_{\text{сб}}+K(q_{\text{л}}+q_{\text{п}})L_{\text{х}}\omega'+(q_{\text{л}}+q_{\text{п}}+q_{\text{с}})L_{\text{г}}\omega'$$

или

$$S_{\text{нб}}=KS_{\text{сб}}+L\omega'[K(q_{\text{л}}+q_{\text{п}})+(q_{\text{л}}+q_{\text{п}}+q_{\text{с}})]$$

или в общем виде

$$S_{\text{нб}}=AS_{\text{сб}}+E.$$

Максимальное тяговое усилие (P), которое способен передать барабан без пробуксовывания ленты

$$P=S_{\text{нб}}-S_{\text{сб}}=S_{\text{сб}}(e^{\mu\alpha}-1).$$

где e — основание натуральных логарифмов;

μ — коэффициент сцепления ленты с поверхностью барабана;

α — угол обхвата барабана лентой.

При значениях $\mu=0,15; 0,25; 0,3; 0,35$ и $\alpha=200^\circ$ значение $e^{\mu\alpha}$ получим соответственно: 1,69; 2,40; 2,85; 3,40.

С другой стороны,

$$S_{\text{нб}} \leq S_{\text{сб}} e^{\mu\alpha}.$$

Решая совместно эти уравнения можем определить искомые величины $S_{\text{сб}}$, $S_{\text{нб}}$ и P .

Таким образом, например, при $\mu=0,15$ и $\alpha=200^\circ$

$$S_{нб}=AS_{сб}+E.$$

$$P=S_{сб}(1,69-1)=0,69S_{сб}$$

$$S_{нб}=S_{сб}\cdot 1,69.$$

Тогда

$$1,69S_{сб}=AS_{сб}+E;$$

получим

$$S_{сб} = \frac{E}{1,69 - A}.$$

Аналогично, но с добавлением сопротивления от веса брикета и без учета сопротивления на стержнях, рассчитывается нижняя часть пресса.

Мощность, кВт, на приводном барабане пресса

$$N = \frac{P_o v}{1000 \cdot 60},$$

где $P_o=2P$ — окружное усилие на приводном барабане;

v — скорость движения ленты пресса, м/мин.

Мощность, кВт, приводного двигателя пресса определяют с учетом динамики повторных пусков:

$$N_{дв} = \frac{1,3N + 0,7}{\eta},$$

где η — КПД всех кинематических звеньев.

По этой мощности выбирают по каталогу электродвигатель с частотой вращения вала n_d . Частота вращения ведущего барабана определяется как

$$n_6 = \frac{60v10^3}{\pi D_6},$$

где v — скорость ленты, м/с;

D_6 — диаметр барабана, мм.

Отношение $n_d/n_6=и_{общ}$ дает значение общего передаточного числа привода пресса. Зная n_d , n_6 и $и_{общ}$ проектируют привод пресса.

Расчетная и кинематическая схемы ленточного пресса для облицовывания плитных материалов приведены на рис. 54 и 55.

Крутящий момент сил сопротивления вращению приведенный к валу электродвигателя определим по формуле:

$$M_{с.э.} = \frac{2P_c \cdot R_6}{\eta \cdot i},$$

где P_c — сила сопротивления вращению, кгс;

R_6 — радиус барабана, см;

η — коэффициент полезного действия механических передач;

i — передаточное число звеньев привода.

Сила сопротивления P_c движению металлической ленты по площади прессования

$$P_c = P_{пf},$$

где $P_{п}$ — сила прижима уплотнения к металлической ленте;

f — коэффициент трения уплотнения о металлическую ленту, 0,12.

Сила прижима

$$P_{п} = qF_{п},$$

где q — давление сжатого воздуха, кг/см²;

$F_{п}$ — площадь прижима, см².

Площадь прижима

$$F_{п} = (a+b) \cdot 2(L+B),$$

где a — величина выступа прижима (рис. 54), см;

b — ширина уплотнения (рис. 54), см;

L — длина ДСтП, см;

B — ширина ДСтП, см.

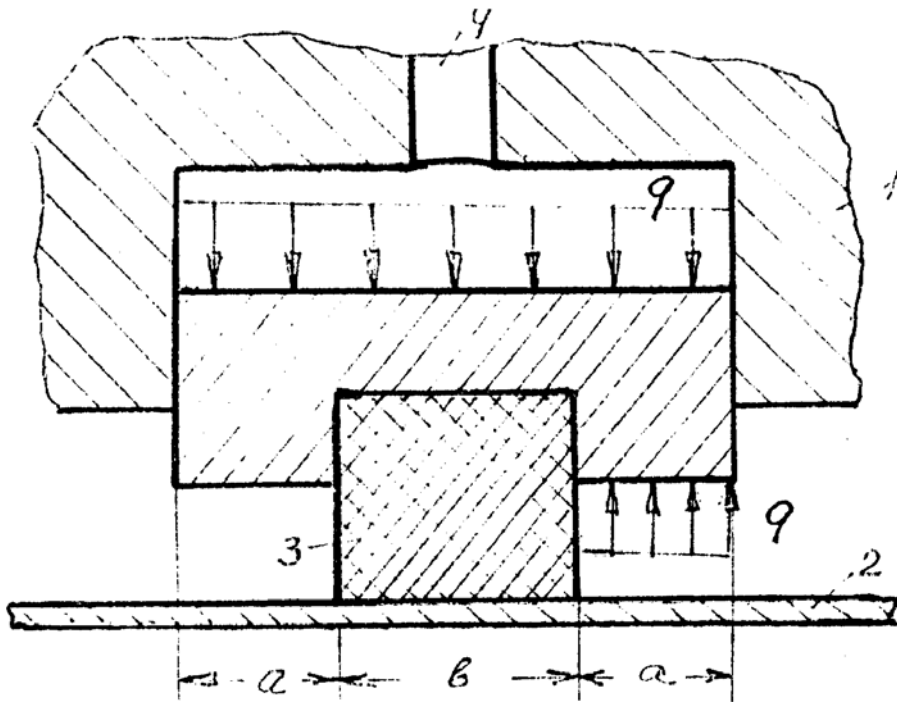


Рис. 54 Расчетная схема нагружения уплотнения:

1 — плита пресса; 2 — лента пресса; 3 — уплотнение;
4 — подача сжатого воздуха.

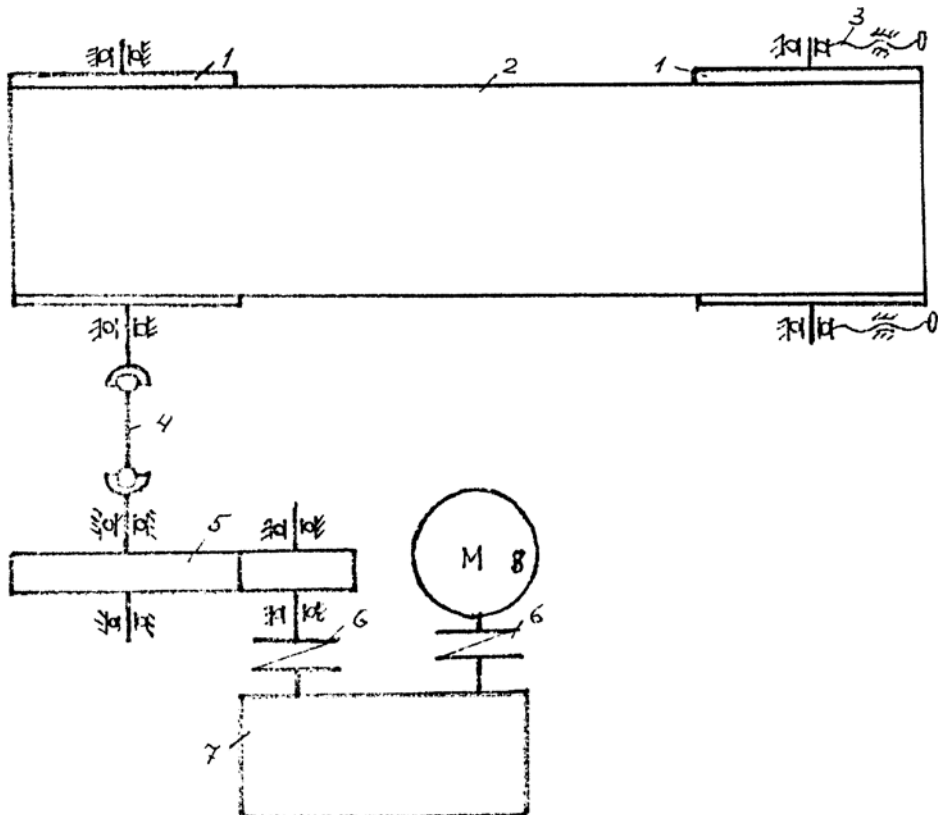


Рис. 55 Кинематическая схема привода ленточного пресса:

1 — барабан; 2 — лента; 3 — натяжное устройство; 4 — кардан;
5 — шестерни; 6 — муфта; 7 — редуктор; 8 — электродвигатель.

Для кинематической схемы (рис. 55) величина $M_{с.э.}$ будет равна

$$M_{с.э.} = \frac{2P_c R_6}{\eta_{п}^2 \cdot \eta_{н}^2 \cdot \eta_{к}^2 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{м}^2 \cdot \eta_{р} \cdot \eta_{э} \cdot i},$$

где $\eta_{п}$ — КПД подшипников качения, 0,99;
 $\eta_{н}$ — КПД натяжного устройства, 0,98;
 $\eta_{к}$ — КПД шарнирного соединения, 0,98;
 $\eta_{зп}$ — КПД зубчатой передачи, 0,96;
 $\eta_{м}$ — КПД муфты, 0,98;
 $\eta_{р}$ — КПД редуктора, 0,9;
 $\eta_{э}$ — КПД электродвигателя, 0,98;

$$i = i_{зп} \cdot i_{р},$$

где $i_{зп}$ — передаточное число зубчатой передачи, 1,9;
 $i_{р}$ — передаточное число редуктора, 100;
 При $a=0,3$, $b=0,4$, $B=183$ см; $L=250$ см

$$F_{п} = (a+b) \cdot 2(L+B) = (0,3+0,4)2(183+250) = 606,2 \text{ см}^2$$

Тогда сила прижима при $q=20$ кг/см²

$$P_{п} = q \cdot F_{п} = 20 \cdot 606,2 = 12124$$

и

$$P_c = P_{п} f = 12124 \cdot 0,12 = 1454,8$$

Момент сопротивления при $R_6=40$ см

$$M_{с.э.} = \frac{2 \cdot 1454,8 \cdot 40}{0,99^2 \cdot 0,98^2 \cdot 0,98^2 \cdot 0,96 \cdot 0,98^2 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 1,9 \cdot 100} = 873 \text{ кгс/см}$$

Определим, что данному значению $M_{с.э.}$ соответствует электродвигатель мощностью $N=37$ кВт с числом оборотов $n_{д}=1500$ мин.

Крутящий момент, развиваемый электродвигателем

$$M_{э} = 97380 \frac{N}{n_{д}} = 97380 \frac{37}{1500} = 2400 \text{ кгс/см}$$

Тогда запас по крутящему моменту

$$n_3 = \frac{M_3}{M_{с.э.}} = \frac{2400}{873} = 2,73$$

С другой стороны

$$M_3 = 97350 \frac{N}{n_d} = M_{с.э.} \cdot n_3$$

Тогда

$$N_d = \frac{M_{с.э.} \cdot n_3 \cdot n_d}{97350} = \frac{873 \cdot 2,73 \cdot 1500}{97350} = 40 \text{ кВт}$$

РАСЧЕТ КАЛАНДРОВОГО ПРЕССА

Процесс прессования плиты в каландровом прессе условно можно разделить на три зоны. В зазоре между барабаном б и главным барабаном 2 (производится подпрессовка ковра, (рис. 56.)). Это I зона уплотнения стружечного ковра. Необходимое давление прессования создается прижимными барабанами 4, установленными с определенным зазором относительно главного вала. В промежутках между соседними барабанами формирующаяся плита находится под давлением, создаваемым натяжением ленты. Давление прессования на прессующих барабанах зависит от зазора между главным валом и прижимными барабанами. Зона II является зоной прессования. В зоне III (участок между последним прижимным барабаном и выходом из пресса) формируемая плита находится под плавно снижаемым давлением, создаваемым за счет натяжения ленты. Таким образом длина зоны S складывается из суммы зон I, II и III.

Продолжительность выдержки стружечной плиты в прессе определяют по уравнению

$$\tau = \tau_y \cdot \delta,$$

где τ_y — удельная продолжительность прогрева, мин/м;
 δ — толщина ДСтП, мм.

В непрерывно действующем прессе продолжительность выдержки и прогрева τ определяется скоростью процесса и длиной пути, проходимого прессуемой плитой под давлением в контакте с нагревательной поверхностью, т.е. главным валом каландрового пресса:

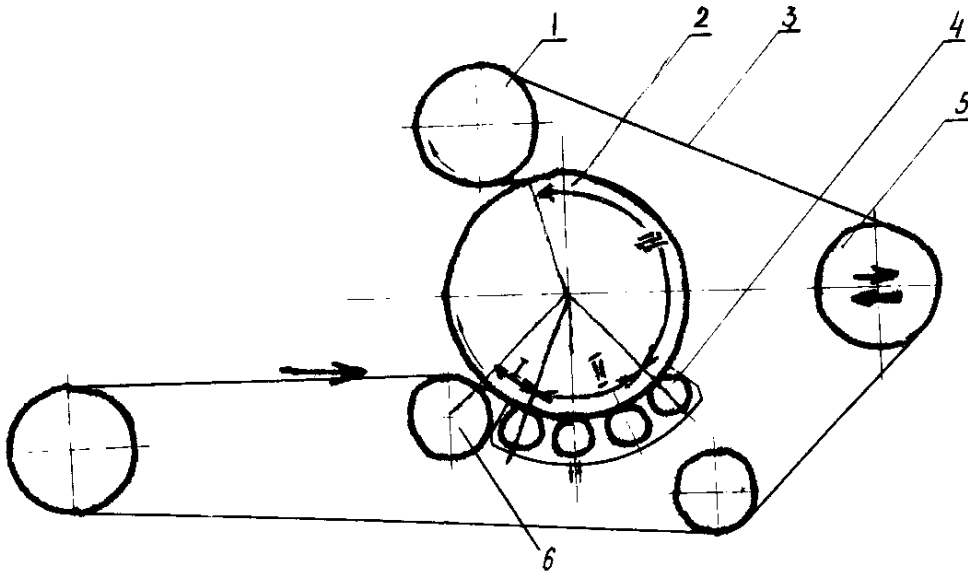


Рис. 56. Расчетная схема каландрового пресса.

$$\tau = \frac{S}{v}$$

где S — длина зоны на главном вале от точки входа стружечного ковра под первый прессующий вал до точки отрыва спрессованной плиты от главного вала, мм;
 v — скорость движения ленты, м/мин.

$$S = \frac{\varphi \pi D}{360},$$

где φ — угол обхвата вала лентой, град;
 D — диаметр вала, мм.
 Производительность пресса

$$Q = 60 v B,$$

где v — скорость движения ленты, м/мин;
 B — ширина стружечной плиты, мм.
 С учетом значения τ

$$Q = \frac{60SB}{\tau_y \cdot \delta}$$

Минимально допустимый радиус кривизны главного вала

$$R \geq \frac{E \cdot \delta}{1000 \cdot \sigma_{\pi}}$$

где E — модуль упругости стружечной плиты, МПа;
 σ_{π} — предел прочности плиты при статическом изгибе, МПа;
 δ — толщина прессуемой плиты, мм.

При $R = \frac{D}{2}$ диаметр главного вала

$$D \geq \frac{E \cdot \delta}{\sigma_{\pi} \cdot 1000}$$

Значение D определяется также из выражения

$$D = \frac{360}{\varphi} \cdot \frac{S}{\pi} \quad \text{или} \quad D = \frac{360}{\varphi} \geq \frac{E \cdot \delta}{\sigma_{\pi} \cdot 1000}$$

В формулу можно подставить значение

$$S = \frac{Q \cdot \delta \tau_y}{60B}.$$

Тогда выражение примет вид

$$D = \frac{360}{\varphi} \cdot \frac{Q \cdot \delta \tau_y}{60B \cdot \pi} \geq \frac{E}{\sigma_{\pi} \cdot 1000}$$

Таким образом, диаметр главного вала зависит от свойств стружечной плиты, ее ширины, угла обхвата вала лентой, производительности установки и удельной продолжительности прогрева плиты.

Другим важным элементом каландровой установки является бесконечная стальная лента. Из условий долговечности, создания необходимого тягового усилия и с учетом сложных условий работы ленты (высокая температура, пульсирующая нагрузка) толщину ленты рекомендуется принимать из расчета

$$h = (0,001 \div 0,0012) D, \text{ мм}$$

где D — диаметр ведущего барабана установки, мм.

При этом усилие натяжения ленты $P_{\text{доп}}$ отнесенное к 1 см её ширины, определяется из выражения

$$P_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{вр}} h}{K}, \text{ кг/см}^2,$$

где $\sigma_{\text{вр}}$ — предел прочности материала ленты на растяжение, кг/см²;
 K — коэффициент запаса прочности.

Максимальное удельное давление ленты на главный барабан и прессуемую стружечную плиту

$$P_{\text{max}} = \frac{2P_{\text{доп}}}{D}, \text{ кг/см}^2,$$

Распределение удельных давлений P_{α} от натяжения ленты на дуге 90° от точки начала контакта ленты с барабаном подчиняется синусоидальному закону, т.е.

$$P_{\alpha} = P_{\text{max}} \cdot \sin \alpha, \text{ кг/см}^2$$

Из рис. 57 можно определить основные зависимости, характеризующие процесс уплотнения древесностружечного ковра в зонах I и II. Угол дуги сжатия ковра с лентой на первом прижимном валу можно определить по формуле

$$\cos \alpha = \frac{R' - H_1 + \delta}{R},$$

где α — угол сжатия ковра, град.;
 R' — радиус прижимного вала;
 H_1 — остановочная высота ковра перед первым прижимным валом;
 δ — толщина прессуемой плиты, мм.

Известно, что существенной разницы в сопротивлениях стружечного ковра, прессуемого в холодном и горячем прессах, нет. Поэтому можно, с известным допущением, распространить зависимости распределений усилий в вальцовом прессе на условия уплотнения ковра в зоне I каландрового пресса. При этом будет справедливо выражение, установленное исследованиями:

$$\alpha_{\text{расш}} = 1/2 \alpha_{\text{сж}}.$$

Толщина ковра перед вторым прижимным валом H_2 определяется зависимостью

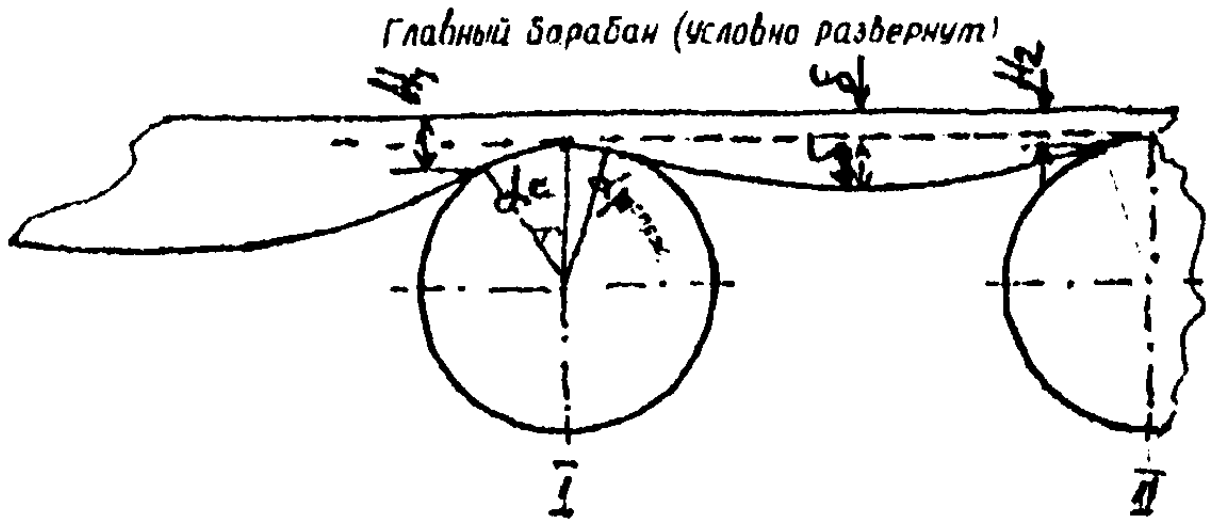


Рис. 57. Схема уплотнения ковра прижимными валами

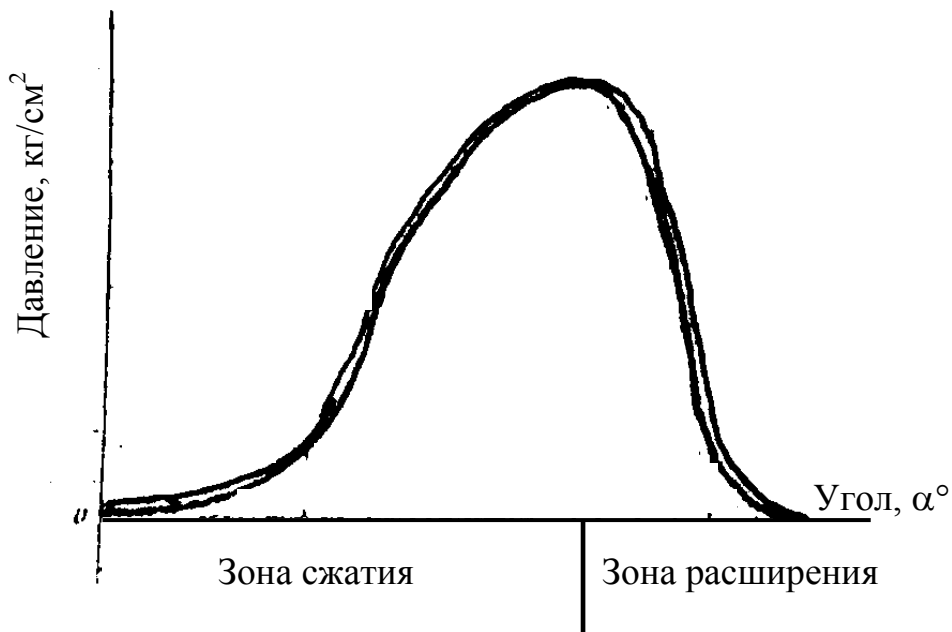


Рис. 58. Усилия прессования прижимными валами

$$H_2 = \delta + \Delta\delta,$$

где $\Delta\delta$ — распрессовка плиты после выхода из первого прижимного вала (мм), определяемая по формуле

$$\Delta\delta = R(1 - \cos\alpha_{\text{расш}})$$

Диаграммы распределения усилий на остальных прижимных валах будут аналогичны диаграмме распределения усилий на первом прижимном валу.

По данным И. А. Отлева для мгновенного сжатия древесностружечного ковра до плотности 850 кг/м^3 при влажности клеестружечной смеси 15...16 % требуется давление порядка 50 кг/см^2 . Сопротивление ковра повторному сжатию составляет не более 15 кг/см^2 . На основании этих данных можно настроить диаграмму прессования плиты прижимными валами (рис. 59). Циклограмма процесса прессования в каландровом прессе строилась путем наложения графиков зависимости удельных давлений на прижимных валах на эпюру удельных давлений ленты на главном барабане (рис. 60).

В таблице 10 приведены параметры процесса прессования тонких плит в каландровом прессе, в качестве исходных данных для расчета которых были приняты:

угол обхвата главного барабана стальной лентой $\varphi=225$;

диаметр ведущего барабана установки $D=1400 \text{ мм}$;

материал ленты — нержавеющая сталь нагартованная с пределом прочности на растяжение $\delta_{\text{вр}}=100 \text{ кг/мм}$;

коэффициент запаса прочности ленты $K=2$;

удельная продолжительность прессования $\tau=0,125 \text{ мин/мм}$.

Расчетами основных параметров установки и анализом процесса прессования тонких древесностружечных плит, выполненными в ВНИИдреве, установлено следующее:

1. Процесс непрерывного прессования в каландровом прессе имеет пульсирующий характер с числом пульсаций, равным количеству прессующих валов.

2. С целью сокращения продолжительности прессования все прессующие валы должны быть установлены с зазором, равным толщине прессуемой плиты. При этом задаваемая плотность плиты достигается практически мгновенно на первом прессующем валу, требуемое удельное давление прессования равно 50 кг/см^2 .

3. Удельное давление после первого прессующего вала быстро падает, снижаясь до 4 кг/см^2 на четвертом валу.

4. Усилие натяжения стальной ленты в зоне выдержки должно обеспечивать удельное давление на барабан $4...5 \text{ кг/см}^2$ во избежание разрушения внутренними напряжениями краевых связей в спрессованной плите.

5. Максимальная толщина прессуемой плиты ограничивается радиусом кривизны поверхности главного барабана (его диаметром). На стадии проектирования диаметр барабана должен определяться толщиной и физико-механическими свойствами прессуемой плиты, производительностью и режимными факторами процесса.

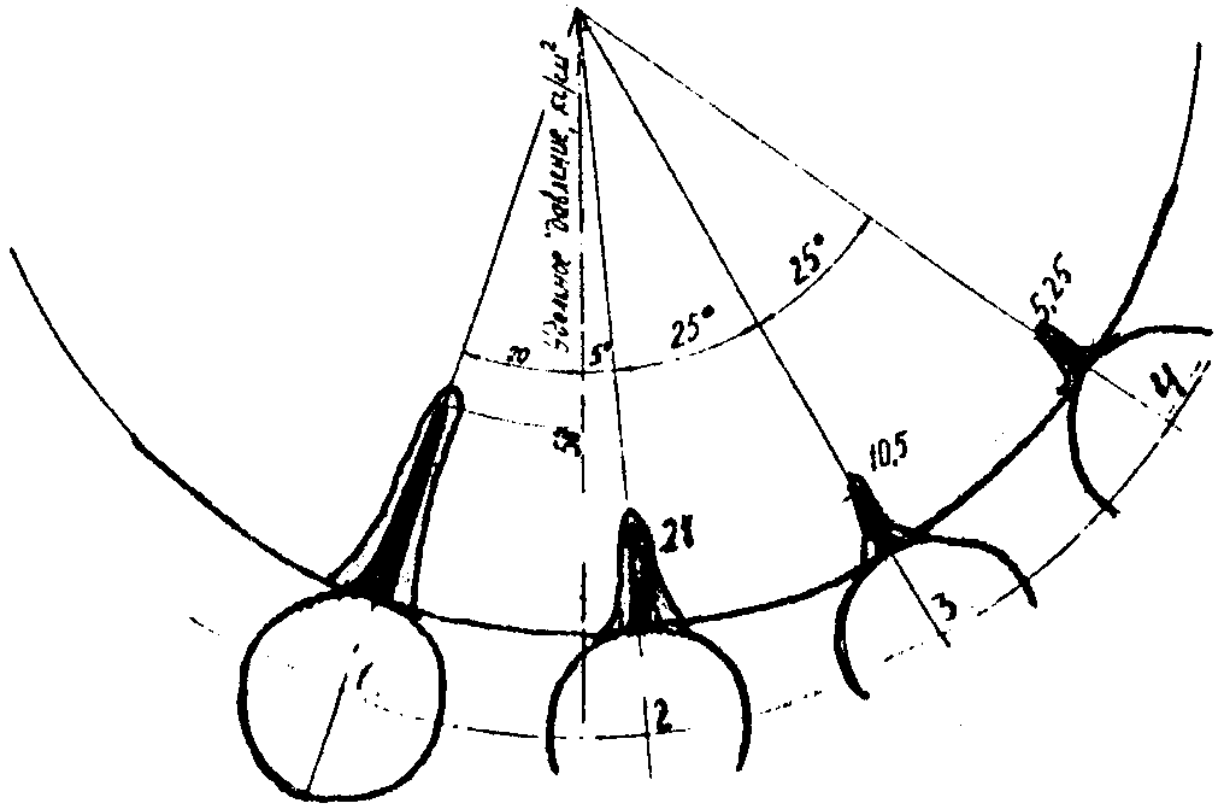


Рис. 59. Удельные давления ленты на главном барабане

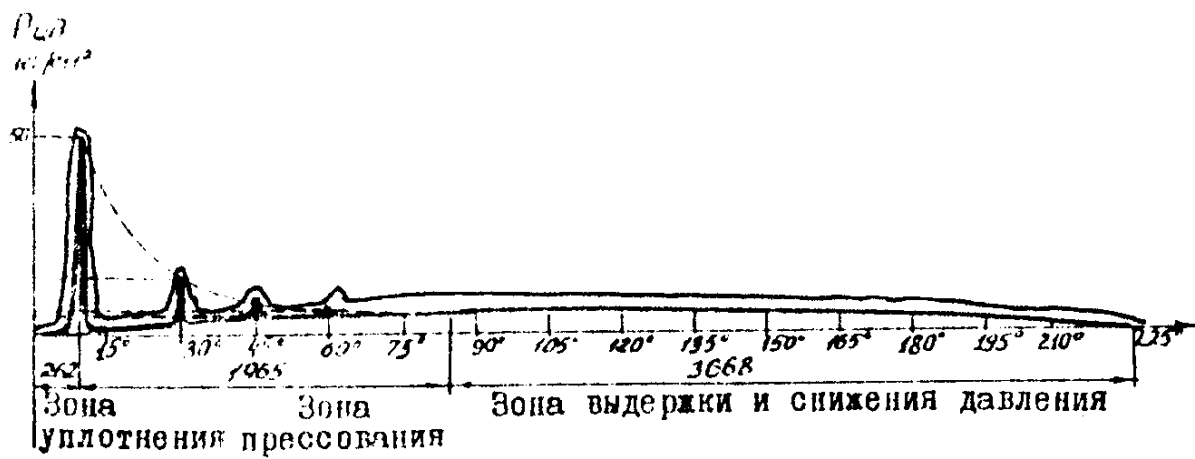


Рис. 60. Диаграмма прессования тонких плит в каландровом прессе.

Таблица 10

ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА ПРЕССОВАНИЯ СТРУЖЕЧНОГО КОВРА

Толщина ковра H	ЗОНА УПЛОТНЕНИЯ				ЗОНА ПРЕССОВАНИЯ			ЗОНА ВЫДЕРЖКИ		ВСЕ
	Заданная толщина плиты	Путь уплотнения (прессования до заданной толщины S)	Скорость ленты пресса V	Время уплотнения (прессования) ковра до заданной толщины	Число секций	Длина одной секции	Время прессования в секции	Время прессования в зоне	Размер зоны (длина)	
мм	мм	м	м/мин	сек		м	сек	сек	м	сек
10,5	1,6	0,164	25	0,40	3	0,654	1,57	4,7	3,52	8,48
17,0	2,6	0,207	17	0,73	3	0,654	2,31	6,9	3,52	12,44
19,6	3,0	0,222	14,7	0,9	3	0,654	2,67	8,0	3,52	14,4
39,2	6,0	0,315	7,3	2,6	3	0,654	5,36	16,1	3,52	28,9
52,3	8,0	0,367	5,5	3,95	3	0,654	7,14	21,4	3,52	38,3

Для облицовывания плитных материалов используют также валковые прессы непрерывного действия. Рассмотрим методику расчета валкового прессы, применяемого при кашировании как полноформатных плит, так и мебельных щитов.

Кинематическая схема привода валкового прессы (рис. 61) работает следующим образом. От мотор-редуктора 1 движение на двухрядную тяговую цепь 11 передается от звездочки 2, через натяжные звездочки 3 и 4 на приводную звездочку 5. Звездочка 5 через вал приводит во вращение нижний горячий вал 6 кашировальной установки. С другой стороны от звездочки 5 вращение передается на звездочку 10 и через цепную передачу 9 на звездочку 8, а затем на верхний горячий вал 7. Остальные валы приводятся в движение аналогичным образом. Со звездочки 12 через цепную передачу передается движение на ролики, выводящие облицованную плиту из установки на штабелирование.

МОЩНОСТЬ ПРИВОДА ВАЛЬЦОВОГО ПРЕССА ДЛЯ КАШИРОВАНИЯ

При входе плиты в пресс (рис. 62) для каширования её принимают первые два вальца. Следовательно, на эти вальцы должна приходиться наиболее тяжелая работа по перемещению плиты вдоль прессы. Однако, первая пара валцов осуществляет накатку пленки, вторая пара — тесильные валы, а на последней паре — дополнительное прикатывание. Тогда расчет мощности ведем для наиболее тяжелых условий, т.е. для второй пары валцов и расчетная схема будет выглядеть следующим образом:

q_T — сила прижима в зоне трения валцов, Н;

P_T — сила тяги валцов, Н;

v — скорость подачи плиты в прессы, м/с;

G_{II} — сила тяжести плиты, приходящейся на нижний валец, Н;

$$P_T = q_T \cdot \mu + (q_T + G_{II}) \cdot \mu = (2q_T + G_{II}) \cdot \mu;$$

где μ — коэффициент сцепления вальца с ДСтП. Для гладких стальных валцов можно принять $\mu=0,25$.

Сила прижима q_T определяется из технической характеристики прессы. Однако, эта сила во многом зависит от физико-механических свойств ДСтП, свойств применяемого клея и от свойств пленки.

По данным ВНИИДрева давление в зонах контакта валцов с пленкой и плитой на первой паре валцов (накатка пленки) составляет $q_T=500$ н/см, на второй паре (тиснение пленки) $q_T=1000$ н/см и на третьей паре (прикатка пленки) $q_T=500$ н/см.

Теоретически среднее удельное давление P_{cp} материала на валец определяют по формуле:

$$P_{cp} = \frac{4ER}{h}(1 - \cos \alpha_k),$$

где E — модуль упругости древесной плиты, определяется в зависимости от свойств и марки плиты и находится в пределах 3000...5000 МПа. Для каширования обычно применяют лучшие по физико-механическим показателям плиты, тогда примем $E=5000$ МПа;

R — радиус вальца, м. По технической характеристике пресса, $R=0,2$ м;

h — толщина ДСтП, м; $h=0,016$ м;

α_k — угол контакта вальца с пленкой и плитой.

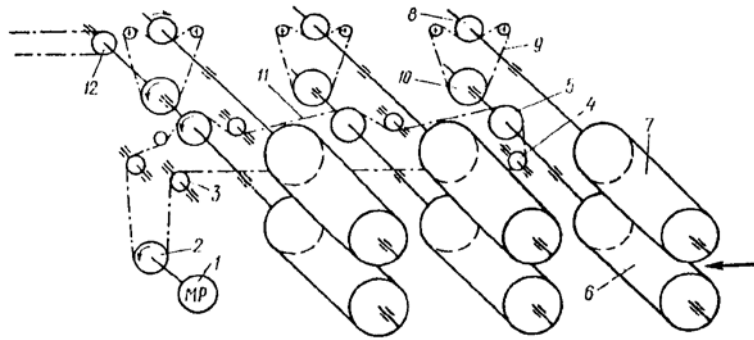


Рис. 61. Кинематическая схема валкового пресса.

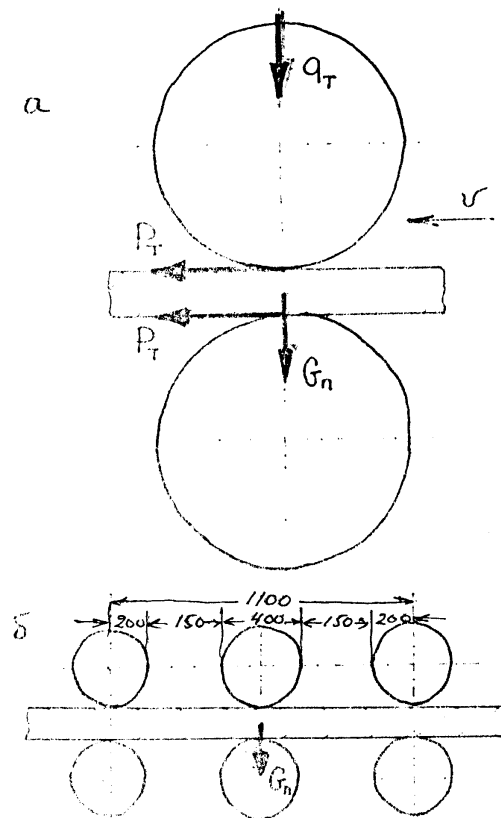


Рис. 62. Расчетная схема валкового пресса для каширования.

По отпечаткам, полученным на пленке, ширина контакта вальца с пленкой составляет 30 мм. Тогда из геометрических построений получим $\alpha_k = 7^\circ 30'$

$$P_{cp} = \frac{4ER}{h}(1 - \cos \alpha_k) = \frac{4 \cdot 5000 \cdot 0,2}{0,016}(1 - \cos 7^\circ 30') = \frac{0,85000}{0,016}(1 - 0,989) = 2750 \text{ МПа}$$

При переходе на линейное давление получим 916 Н/см что соответствует практическим рекомендациям.

Определим далее силу тяжести плиты, приходящуюся на вторую пару вальцов.

При ширине плиты 1830 мм, её объем (V_n) составит:

$$V_n = 1,1 \cdot 1,83 \cdot 0,016 = 0,029 \text{ м}^3,$$

тогда

$$G'_n = V_n \cdot \rho_n = 0,029 \cdot 700 = 16 \text{ кг} \quad \text{или} \quad G_n = 16 \cdot 9,8 = 157 \text{ Н}$$

Сила тяги вальцов:

$$P_T = (2q_T \cdot B + G_n) \cdot \mu$$

где B — ширина плиты, см;

$$P_T = (2 \cdot 1000 \cdot 183 + 157) \cdot 0,25 = 86936,4 \text{ Н.}$$

С учетом приведенного коэффициента трения $\varphi = 0,12$ получим

$$P'_T = P_T \cdot \varphi = 86936,4 \cdot 0,12 = 10432,3 \text{ Н.}$$

Мощность на вторых вальцах

$$N''_B = \frac{P'_T \cdot v}{1000} \text{ кВт,}$$

где v — скорость перемещения плиты по кашировальному прессу.
По технической характеристике пресса максимальная скорость

$$v = 20 \text{ м/мин} \quad \text{или} \quad v = 0,666 \text{ м/с,}$$

$$N''_B = \frac{10432,3 \cdot 0,666}{1000} = \frac{6947,9}{1000} = 6,95 \text{ кВт.}$$

Тогда по аналогичным расчетам мощность на первой и третьей парах валцов

$$N'_B = N'''_B = \frac{N''_B}{2} = 3,47 \text{ кВт.}$$

Мощность привода без учета КПД всех передач

$$N'_{пр} = N'_B + N''_B + N'''_B = 3,47 + 6,95 + 3,47 = 13,89 \text{ кВт}$$

С учетом КПД (потерь на трение в подшипниках качения, цепных передачах и роликах подачи плиты)

$$N_{пр} = \frac{N'_{пр}}{\eta_o} = \frac{N'_{пр}}{\eta_{подш} \cdot \eta_{ц.п.} \cdot \eta_B} = \frac{13,89}{0,77} = 18,03 \text{ кВт,}$$

что соответствует технической характеристике.

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ЛЕНТОЧНО-ВАЛКОВОГО ПРЕССА

При входе пленки и плиты в ленточно-валковый пресс прижим пленки к плите производится прижимной лентой, т.е. здесь происходит накатка пленки, а затем давление передается первой парой прижимных валов, далее дополнительное прикатывание происходит за счет давления прижимной ленты и второй пары валов (рис. 63).

Таким образом имеем дело с двумя системами передачи давления и температуры: лента с прижимными роликами и две пары валцов.

Для определения мощности привода рассмотрим каждую из систем в отдельности.

Вальцы. Расчетная схема для валцов представлена на рис. 62. По аналогии с расчетной схемой считаем, что мощность на первой паре валов равна 3,47 кВт, а на второй паре 6,95 кВт, что составит $N_B = 10,42$ кВт.

Лента. Для определения мощности потребной на приведение в движение ленты составим расчетные схемы.

Для определения силы прижима ленты к плите (q_n) рассмотрим расчетную схему (рис. 64). Нормальное давление на плиту от прижимной ленты

$$P_{\text{п}} = \Delta l (q_{\text{л}} + q_{\text{п}}),$$

где $q_{\text{л}}$ — масса 1 пог. метра прижимной ленты, 60 н/м
 $q_{\text{п}}$ — распределенная нагрузка от воздействия прижимных вальцов на ленту.

Тогда сила сопротивления для верхней ленты

$$T_{\text{п}} = P_{\text{п}} \cdot f = \Delta l f (q_{\text{л}} + q_{\text{п}}),$$

где f — коэффициент трения пленки о прижимную ленту, $f=0,7$.
 Нормальное давление несущей ленты на плиту

$$R = P_{\text{п}} + G_{\text{п}} = \Delta l f (q_{\text{л}} + q_{\text{п}}) + G_{\text{п}}.$$

Массу плиты определим как

$$G_{\text{п}} = \Delta l \rho F,$$

где ρ — плотность плиты с пленкой, кг/м³;
 F — площадь плиты, находящаяся под прижимной лентой, м².

Тогда

$$R = \Delta l f q_{\text{л}} + \Delta l f q_{\text{п}} + \Delta l \rho F$$

Сила сопротивления для нижней ленты

$$T_{\text{л}} = R f = \Delta l f^2 q_{\text{л}} + \Delta l f^2 q_{\text{п}} + \Delta l f \rho F$$

При отсутствии проскальзывания плиты между лентами

$$T_{\text{п}} - T_{\text{л}} = 0$$

Тогда

$$(\Delta l f q_{\text{л}} + \Delta l f q_{\text{п}}) - (\Delta l f^2 q_{\text{л}} + \Delta l f^2 q_{\text{п}} + \Delta l f \rho F) = 0$$

или

$$\begin{aligned} q_{\text{л}} + q_{\text{п}} - f q_{\text{л}} - f q_{\text{п}} + \rho F &= 0 \\ - q_{\text{л}}(1+f) + q_{\text{п}}(1+f) - \rho F &= 0 \end{aligned}$$

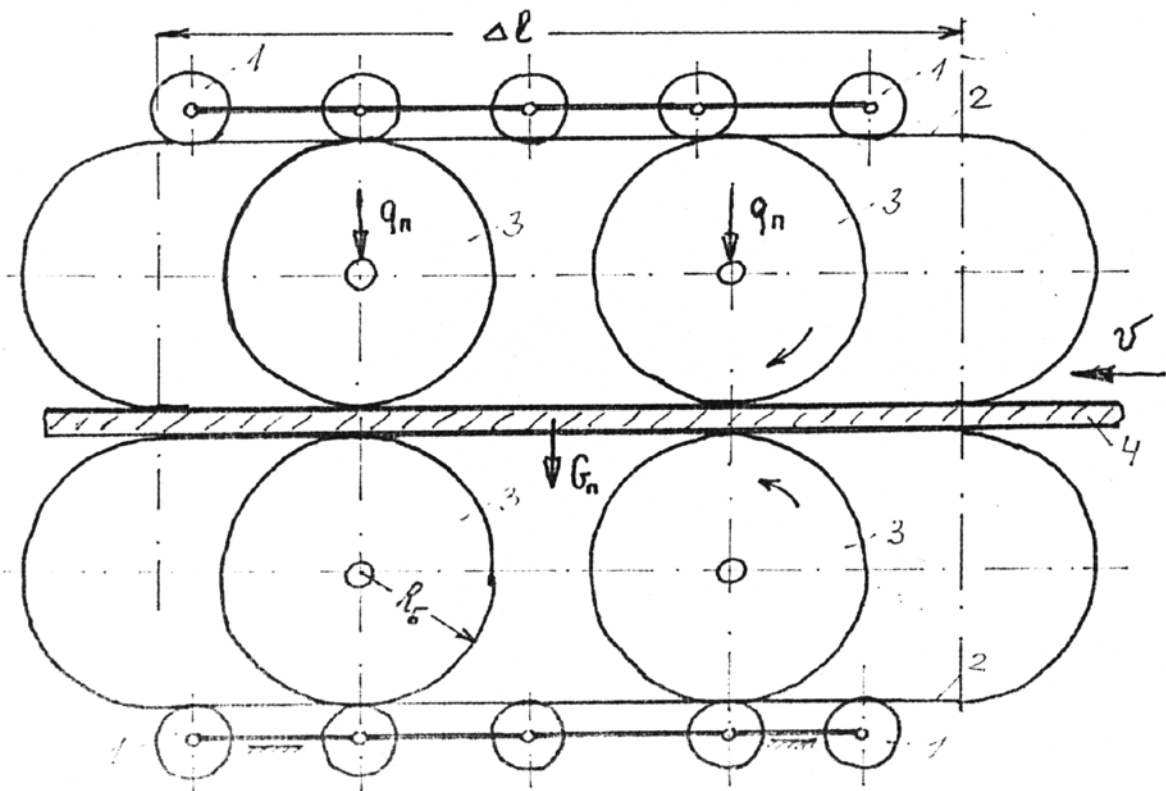


Рис. 63. Расчетная схема ленточно-валкового пресса для каширования древесных плит: 1 — прижимные валики; 2 — стальная лента; 3 — прессующие вальцы; 4 — плита с облицовкой.

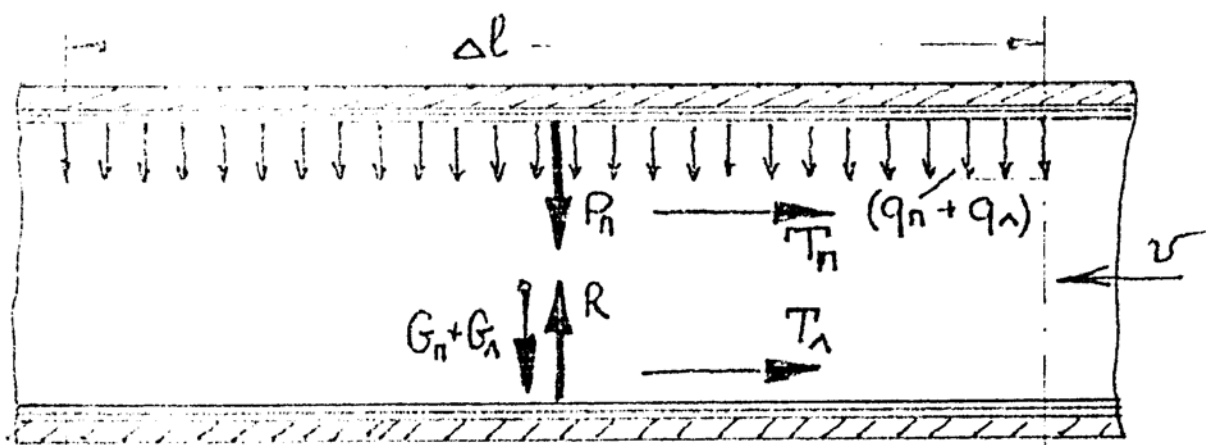


Рис. 64. Расчетная схема сил сопротивления

$$q_{\text{п}} = \frac{q_{\text{л}}(1+f) + \rho F}{(1+f)}$$

$$q_{\text{п}} = q_{\text{л}} + \frac{\rho F}{(1+f)}$$

$$q_{\text{п}} = 60 + \frac{7000 \cdot 3 \cdot 2}{(1+0,7)} = 24760 \text{ Н/м}$$

Потребная мощность (кВт) для преодоления сопротивления прижимной ленты

$$N_{\text{л}} = \frac{W_{\text{пр}} \cdot v}{1000}$$

где $W_{\text{пр}}$ — сопротивление на приводном барабане

$$W_{\text{пр}} = 0,2(S_{\text{сб}} + S_{\text{наб}})$$

$$S_{\text{сб}} = \frac{K_3 \cdot q_{\text{п}} \cdot \Delta l}{e^{f\alpha} - 1},$$

где K_3 — коэффициент запаса = 1,2;

f' — коэффициент трения ленты о барабан, $f'=0,6$;

α — угол обхвата лентой барабана 200° ;

e — основания натуральных логарифмов по таблицам $e^{f\alpha} = 3$

$$S_{\text{сб}} = \frac{K_3 \cdot q_{\text{п}} \cdot \Delta l}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{1,2 \cdot 24760 \cdot 3}{2} = 44500 \text{ Н}$$

$$S_{\text{наб}} = K \cdot n + q_{\text{л}} 2\Delta l + 1,04 S_{\text{сб}}$$

где K — сопротивления на прижимных роликах, $K=1,06$

n — число роликов = 7.

$$S_{\text{наб}} = 1,06 \cdot 7 + 60 \cdot 2 \cdot 6 + 1,04 \cdot 44500 = 47427,4 \text{ Н}$$

$$W_{\text{пр}} = 0,2(S_{\text{сб}} + S_{\text{наб}}) = 0,2(44500 + 47427,4) = 18400$$

Тогда

$$N_{л} = \frac{W_{пр} \cdot \nu}{1000} = \frac{18400 \cdot 0,66}{1000} = 12,2 \text{ кВт}$$

Общая мощность

$$N_{общ} = N_{в} + N_{л} = 10,42 + 12,20 = 22,62 \text{ кВт}$$

С учетом потерь в кинематических парах, получим

$$N_{дв} = \frac{N_{общ}}{\eta_0},$$

где

$$\eta_0 = \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_{подш}$$

η_m — КПД муфты = 0,98;

η_r — КПД редуктора = 0,94;

$\eta_{цп}$ — КПД цепной передачи = 0,94;

$\eta_{подш}$ — КПД подшипников трения качения = 0,99.

$$\eta_0 = 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,94^3 \cdot 0,96^{12} = 0,62$$

$$N_{дв} = \frac{22,62}{0,62} = 36,4 \text{ кВт}$$

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература (по всем темам курсовых проектов).

1. Справочник по древесно-волокнистым плитам. — М., 1981. — 184 с.
2. Справочник по производству древесно-стружечных плит. — М., 1990. — 384 с.
3. Карасев Е. И. Оборудование предприятий для производства древесных плит. — М., 1988. — 384 с.
4. Справочник. Приводы машин. Л., 1982. — 383с. 5. Справочник. Проектирование механических передач. М., 1984. — 553с.
6. Анурьев В.И, Справочник конструктора-машиностроителя 3 т., М., 1978.
7. Отлев И.А. Технологические расчеты в производстве древесно-стружечных плит. М., 1979. — 240 с.
8. Леонов Л.В. Технологические измерения и приборы в лесной и деревообрабатывающей промышленности. М., 1984. — 351 с.

Дополнительная литература по темам стружечных станков, мельниц и других машин для резания и измельчения древесины.

9. Теория и конструкции деревообрабатывающих машин. Под редакцией Н. В. Маковского. М., 1984. — 552 с.
10. Кутуков Л. Конструкции и расчет деревообрабатывающего оборудования. М., 1985. — 263 с.
11. Грубе А. Э., Санев В. И. Основы теории и расчета деревообрабатывающих станков, машин и автоматических линий, М., 1973. — 384 с.
12. Вальщиков Н. М. Рубительные машины. Л., 1970. — 328 с.
13. Маковский Н. М. Проектирование деревообрабатывающих машин. М., 1982. — 304 с.
14. Пашинский В. Ф. Машины для размола волокнистой массы. М., 1972. — 160 с.
15. Пучков Б. В. Измельчение сырья для древесных плит. М., 1980. — 119 с.
16. Демидов Ю. М. Измельчение древесины для производства ДСтП. М., 1974. — 144 с.
17. Рахманов С. И. [и др.]. Основы расчета оборудования лесозаготовок. М., 1973. — 192 с.
18. Швырев Ф. А., Зотов Б. А. Подготовка и эксплуатация дереворежущего инструмента. М., 1979. — 240 с.

19. Амалицкий В. В. Станки и инструменты лесопильного и деревообрабатывающего производства. С. 1985. — 298 с.

По темам механизмов подач, конвейерам, перегрузочным устройствам

20. Таубер Б. А. Подъемно-транспортные машины. М., 1980. — 456 с.

21. Спиваковский А. О., Дьячков В. И. Транспортирующие машины. М., 1983. — 487 с.

22. Михайлов В. И. Конвейеры с погруженным рабочий органом. М., 1984. — 176 с.

23. Конвейеры. Справочник. Л., 1984. — 366 с.

24. Лапкин Ю. П. [и др.]. Перегрузочные устройства. Справочник. Л., 1983. — 224 с.

25. Силаев А. Б. Грузоподъемные и транспортные устройства в деревообрабатывающей промышленности. М., 1978. — 303 с.

По темам сушильных устройств

26. Серговский П. С. Оборудование гидротермической обработки древесины. М., 1981. — 304 с.

27. Стерлин Д. М. Сушка в производстве фанеры и древесностружечных плит. М., 1977. — 384 с.

28. Чичаев В. А. [и др.]. Оборудование целлюлозно-бумажного производства. М., 1981. - 368 с.

29. Архангельский В. Д. Аппараты для сушки сыпучей древесины. М., 1970. — 125 с.

По темам смесителей и формирующих машин

30. Дроздов И. Я., Кунин В. М. Производство древесно-волоконных плит. М., 1979. — 303 с.

31. Черкасов Г. С., Пильцер М. Ш. Формирование стружечных пакетов с пневматическим фракционированием древесных частиц. Сб. трудов ЦНИИФ. Л., 1972, с. 30-38.

32. Черкасов Г. С. Механический способ фракционирования древесных частиц. Сб. трудов ЦНИИФ. Л., 1976, с. 91-101.

33. Шварцман Г. М. [и др.]. Фракционирование и ориентация древесных частиц при формировании стружечного ковра. М., 1972. — 72 с.

34. Конак Г. И., Отлев И. А. [и др.]. Производство многослойных древесностружечных плит. М., 1975. — 95 с.

По темам прессов и околопрессовой механизации

35. Ребрин С. П., Мерсов Е. Д., Евдокимов В. Г. Технология древесноволокнистых плит. М., 1982. — 272 с.
36. Модин Н. А. [и др.]. Брикетирование измельченной древесины и древесной коры. М., 1971. — 111 с.
37. Завражнов А. М. Прессование древесностружечных плит в экструзионном прессе. М., 1969. — 38 с.
38. Типикин В. Ф. [и др.]. Гидравлические прессы для неметаллических материалов. М., 1969. — 195 с.
39. Гидравлические прессы/ Под ред. Васильева Б. П. М., 1966. — 214 с.
40. Михеев В. А. Гидравлические прессовые установки. М.—Л., 1953. — 316 с.
41. Нехай С. К., Хабаров В. И. Прессы для стружечных плит. М., 1961. — 85 с.
42. Розанов Б. В. Гидравлические прессы. М., 1959. — 356 с.
43. Нехай С. М. Проектирование гидропривода прессов. М., 1962. — 138 с.
44. Конструирование и расчет машин химических производств/ Под ред. Кольмана-Иванова Э. Э. М., 1985. — 406 с.
45. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств/ Под ред. Михалева М. Ф. Л., 1984. — 300 с.

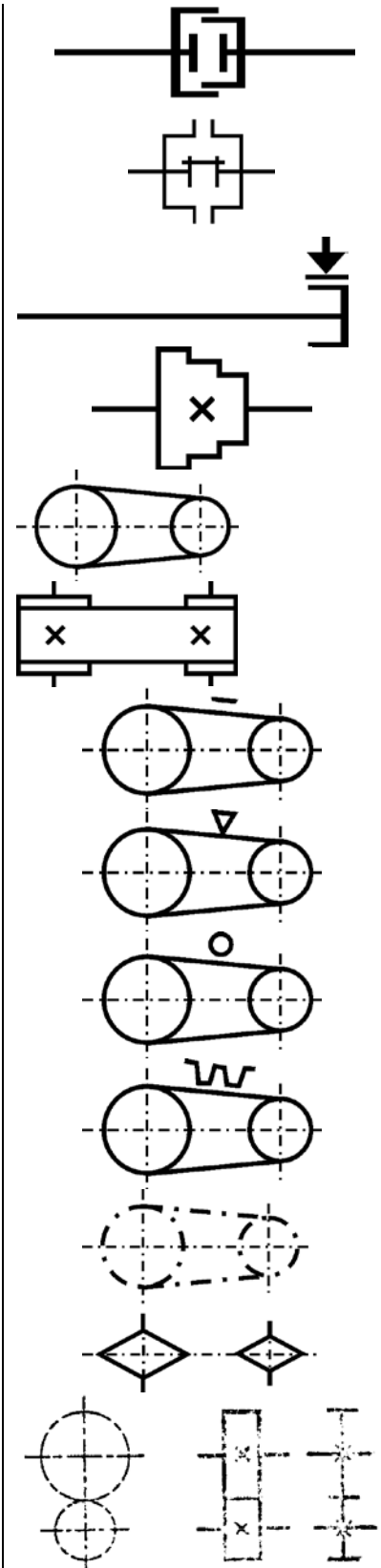
По темам облицовывания и ламинирования плит

46. Буглай Б. М. Технология отделки древесины. М., 1973. — 308 с.
47. Ващев Н. В. Применение древесностружечных плит в производстве изделий из древесины. М., 1977. — 158 с.
48. Мирошниченко С. Н. Отделка древесных плит и фанеры. М., 1978. — 176 с.
49. Плоткин Л. Б., Шалун Б. Б. Декоративные бумажно-слоистые пластики. М., 1978. — 314 с.
50. Буглай Б. М., Гончаров Н. А. Технология изделий из древесины. М. 1985. — 408 с.
51. Справочник мебельщика/ Под ред. Бухтиярова В. Л. М., 1976. — 356 с.
52. Тупицын Ю. С. [и др.]. Процессы и оборудование для отделки древесных плитных материалов. М., 1983. — 255 с.

**УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ
КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ**

Наименование	Обозначение
1. Вал, ось, стержень	
2. Подшипники скольжения и качения на валу (без указания типа):	
а) радиальные	
б) упорные	
3. Подшипники скольжения:	
а) радиальные	
б) радиально-упорные: односторонние	
двусторонние	
упорные односторонние	
упорные двусторонние	
4. Подшипники качения:	
а) радиальные	
б) радиально-упорные односторонние	
двусторонние	
в) упорные	
односторонние	
двусторонние	
5. Муфта	
а) упругая	
б) компенсирующая	

- в) управляемая
- г) предохранительная с разрушаемым элементом
6. Тормоз
 7. Шкив ступенчатый, закрепленный на валу
 8. Передача ремнем без уточнения типа ремня
 9. Передача плоским ремнем
 10. Передача клиновидным ремнем
 11. Передача круглым ремнем
 12. Передача зубчатым ремнем
 13. Передача цепью:
общее обозначение без уточнения типа цепи
 14. Передачи зубчатые (цилиндрические):
а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)



б) то же, с прямыми, косыми и шевронными зубьями

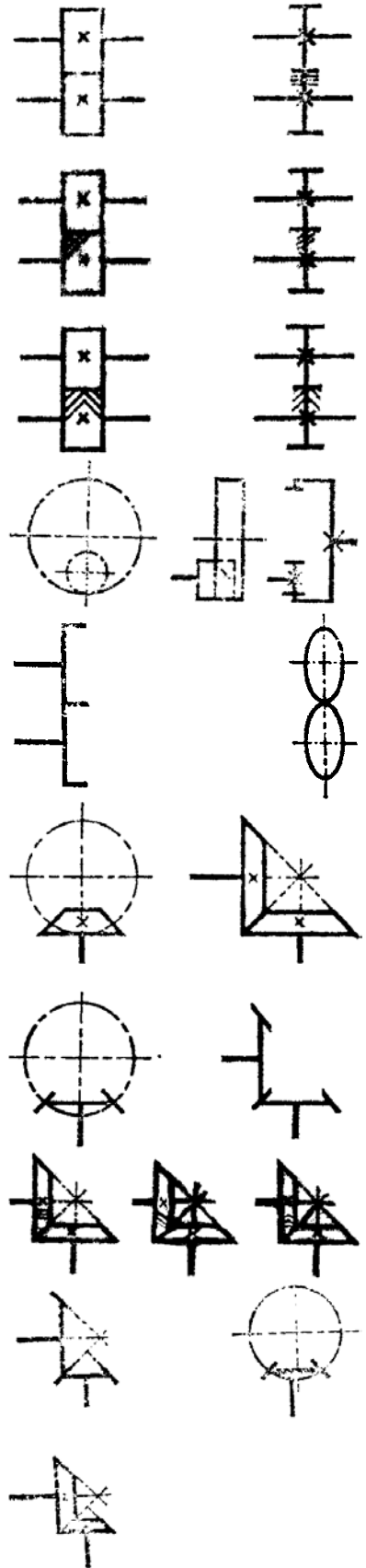
в) внутреннее зацепление

г) с некруглыми колесами

15. Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические:
 а) общие обозначения без уточнения типа зубьев

б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями

16. Передачи зубчатые со скрещивающимися валами:
 а) гипоидные



б) червячные с цилиндрическим червяком

в) червячные глобоидные

17. Передачи зубчатые реечные:
общее обозначение без уточнения типа
зубьев

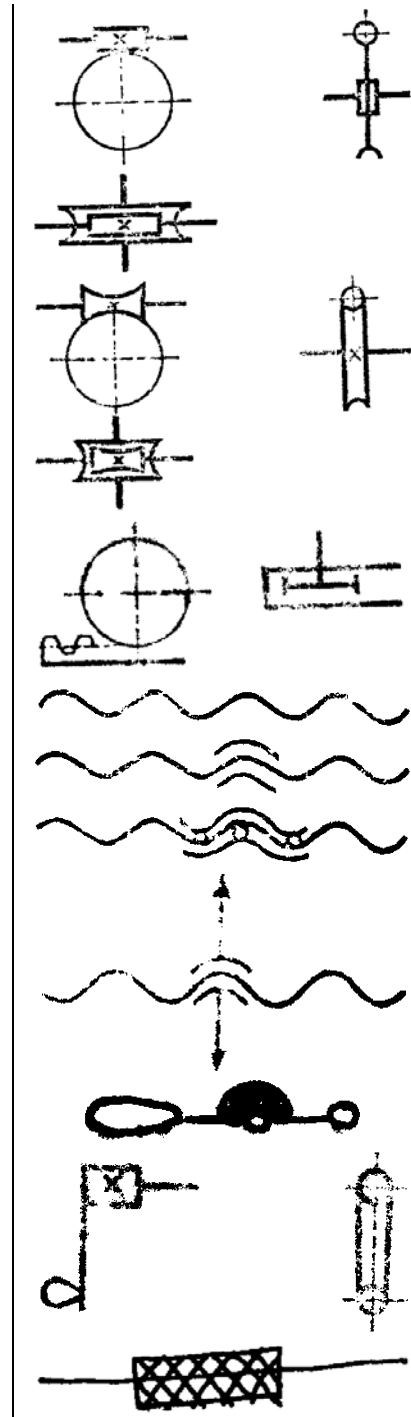
18. Винт передающий движение

19. Гайка на винте, передающем движение:
а) неразъемная
б) неразъемная с шариками
в) разъемная

20. Рычаг переключения

21. Рукоятка

22. Гибкий вал для передачи вращающего
момента



КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПЕРЕДАЧ В ОДНОЙ СТУПЕНИ

Вид передачи	КПД
Одноступенчатый редуктор	0,97
Двухступенчатый редуктор	0,94
Трехступенчатый редуктор	0,94
Зубчатая	0,92
Цилиндрическая:	0,93
открытая	0,93
закрытая	0,98
Коническая:	
открытая	0,88
закрытая	0,92
Червячная:	
с двухходовым червяком	0,75
с одноходовым червяком	0,65
Цепная	0,92...0,96
Плоскоременная, клиноременная	0,94...0,95
Фрикционная	0,85...0,95
Блоки	0,96...0,98
Вариаторы	0,92...0,95
Муфты:	
шарнирные	0,07...0,99
зубчатые	0,99
втулочно-пальцевые	0,99
фрикционные	0,85...0,95
Барабаны	0,98...0,99
Подшипники трения качения (для одной пары)	0,98...0,995
Подшипники трения скольжения (для одной пары)	0,95...0,97
Вал на подшипниках качения	0,98
Приводной орган (звездочка, барабан, шкив)	0,96

НАСЫПНАЯ ПЛОТНОСТЬ ДРЕВЕСНЫХ ЧАСТИЦ, КГ/М³

Технологическая щепа хвойных пород при влажности, %		
	70	260
	90...100	300
	120	360
Резаная стружка от станка с ножевым валом (ДС-6, Хомбак и др.):		
	сырая (80%);	150...200
	сухая (3—4%)	80...120
Резаная стружка от центробежных стружечных станков (ДС-5, Д-7, «Пальман» и др.):		
	сырая (80%);	110...150
	сухая (3-4%)	80...120
Мелкие древесные частицы от мельниц:		
	сухие (3—4%);	80...120
	сырые (80%)	130...140
Мельчайшие древесные частицы — микростружка (сухие 3—4%)		120...180
Технологическая пыль от специальной резаной стружки	(сухая 3—4%)	140...150
Шлифованная пыль (сухая 3—4%)		150...180
Опилки от лесопильных рам:		
	сырые (80%);	150...200
	сухие (3—4%)	100...120
Стружка-отходы от строгальных и фрезерных станков (сухая 10%)		50...110
Волокнистые частицы из специальной резаной стружки,		
	сухие	80...130
Волокно древесное, сухое		30...40

КОЭФФИЦИЕНТЫ ТРЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Кинематический (трение скольжения)		Статический (трение покоя)
Сталь по стали	0,15	—
Сталь по чугуну	0,18	—
Чугун по стали	0,17	—
Алюминий по стали	0,2	—
Алюминий по чугуну	0,18	—
Алюминий по алюминию	0,2	0,3
Латунь по стали	0,18	—
Латунь по чугуну	0,2	—
Резина по чугуну	0,8	—
Кожа по стали	0,6	—
Древесностружечная плита		
Ламинированная по стали	0,17	0,25
Ламинированная по чугуну	0,18	0,3
Ламинированная по ламинированной плите	0,16	0,23
Шлифованная по стали	0,26	0,31
Шлифованная по чугуну	0,3	0,4
Шлифованная по алюминию	0,35	0,37
Шлифованная по шлифованной плите	0,23	0,3
Нешлифованная по стали	0,16	0,21
Нешлифованная по чугуну	0,23	0,31
Нешлифованная по алюминию	0,24	0,28
Древесноволокнистая плита		
Гладкая сторона по гладкой	0,25	0,3
Гладкая сторона по сетчатой	0,23	0,31
Сетчатая сторона по гладкой	0,22	0,37

Сетчатая сторона по сетчатой	0,4	0,5
Древесное волокно		
Сухое по стали	0,2	—
Сухое по чугуну	0,25	—
Сухое по алюминию	0,2	—
Мокрое по стали	0,34	—
Мокрое по чугуну	0,42	—
Мокрое по алюминию	0,35	—
Древесные частицы		
Сухие по стали	0,18	—
Сухие по алюминию	0,17	—
Сухие по резине	0,57	—
Осмоленные (10%) по стали	0,18	—
Осмоленные по алюминию	0,18	—
Осмоленные по резине	0,66	—
Осмоленные (15%) по стали	0,2	—
Осмоленные (15%) по алюминию	0,2	—
Осмоленные (15%) по резине	0,7	—
Металлическая сетка		
Сухая по стали	0,15	0,18
Сухая по чугуну	0,16	0,2
Сухая по алюминию	0,14	0,16
Сухая по резине	0,3...0,4	—
Мокрая по стали	0,16	0,17
Мокрая по чугуну	0,24	0,28
Мокрая по алюминию	0,14	0,17
Мокрая по резине	0,35...0,42	—

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ
(ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ)
ЛИНИЯ ОБЛИЦОВЫВАНИЯ С ПРОХОДНЫМ
ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРЕССОМ**

I. Назначение

Линия предназначена для двухстороннего облицовывания плит: древесностружечных, древесноволокнистых, столярных и других.

II. Техничко-эксплуатационные данные

1. Основные данные

— рабочая ширина	2000 мм
— ширина нагревательной плиты	2000 мм
— длина нагревательной плиты	3300 мм
— удельное давление для 100% загрузки	0,72 Мпа
— просвет между нагревательными плитами	150 мм
— скорость транспортного оборудования	30 м/мин
— температура прессования	140°C
— производительность для времени прессования 60 с	1800 м ² /смену

2. Материал для прессования

	плиты: древесностружечная, древесноволокнистая, столярная и т.п.
— минимальный размер плит	400x400 мм
— предназначено для размера	1830x2800 мм, 1750x3050 мм
— толщина	6...38 мм

III. Оснащение линии

	наименование	позиция по схеме (рис. 65)
1.	подъемный стол	7
2.	щеточная машина	6
3.	клеенамазывающие вальцы	1
4.	дисковой конвейер	2
5.	подающий конвейер	3
6.	гидравлический пресс	4
7.	подъемник для приемки и укладки в штабеля	5
8.	обогревательный агрегат электрическо-масляный	9
9.	пульт управления	10

IV. Исполнение стандартное

- управление линией — система контактор — реле
- плунжера гидравлических цилиндров — шлифованные, диски
дискового конвейера — оцинкованные
- нержавеющий защитной металлический лист нагревательных плит,
натягивание металлических листов — пружинное
- питание теплом нагревательных плит — металлические шланги,
эластичные

V. Установка параметров работы

- установка и отсчет время прессования
- установка и отсчет давления прессования
- установка и отсчет температуры нагревательных плит

VI. Запасные части

- | | |
|--------------------------------------|-------------|
| — фольга конвейера прессы | 2 смены |
| — неподвижное уплотнение | 1 комплект |
| — уплотнение плунжерного сервомотора | 3 комплекта |
| — уплотнение поршневого сервомотора | 2 комплекта |
| — металлический шланг, эластичный | 1 комплект |
| — ремней подающего конвейера | 3 комплекта |

VII. Технические параметры предлагаемого оборудования

1. Подъемный стол ножничного типа поз.7 схемы

- | | | |
|-------------------------------------|-----|-----------|
| — грузоподъемность | кН | 50 |
| — размеры рабочей поверхности стола | мм | 2800x1200 |
| — время подъема стола | сек | 50 |
| — макс. высота подъема | мм | 1500 |
| — высота в сложенном состоянии | мм | 400 |
| — мощность привода | кВт | 5,5 |
| — вес | кг | 1330 |

2. Щеточная машина поз.6. схемы

- | | | |
|------------------------------|-------|-------|
| — максимальная ширина детали | мм | 2000 |
| — минимальная длина детали | мм | 380 |
| — толщина детали | мм | 5-40 |
| — диаметр щёток | мм | 180 |
| — окружная скорость щёток | м/сек | 7 |
| — скорость подачи | м/мин | 15-25 |
| — мощность привода щёток | кВт | 1,5 |

— мощность привода подачи	кВт	1,1
— потребность в воздухе	м ³ /ч	1500...3000
— вес	кг	900

3. Клеенамазывающие вальцы поз. 1 схемы

— рабочая ширина	мм	2000
— толщина детали	мм	3-50
— минимальная длина детали	мм	400
— диаметр клеенамазывающих вальцов	мм	250
— скорость подачи	м/мин	15-25
— минимальное количество нанесенного клея	г/м ²	60
— установленная мощность	кВт	2,2
— вес	кг	1750

4. Дисковой конвейер поз. 2 схемы

— рабочая ширина	мм	2025
— общая длина	мм	2117
— рабочая высота	мм	967
— линейная скорость	м/мин	26-28
— установленная мощность	кВт	0,25

5. Подающий конвейер поз. 3 схемы

— рабочая ширина	мм	2040
— длина	мм	3875
— рабочая высота	мм	880
— скорость	м/мин	30
— установленная мощность	кВт	0,75

6. Гидравлический пресс поз. 4 схемы

— номинальное усилие	МН	4,75
— максимальное удельное давление на плиты 1830x2750 мм	МПа	0,94
— размеры нагревательной плиты	мм	2000x3300
— сторона загрузки	мм	2000
— просвет между плитами пресса	мм	150
— время открывания пресса при полном ходе	сек	3—4
— время замыкания пресса при полном ходе	сек	3
— мощность электродвигателя привода пресса	кВт	11
— мощность электродвигателя привода конвейера	кВт	1,5

— скорость транспортного оборудования	м/мин	30
— габаритные размеры пресса	мм	3680x2500x 3100
— максимальная температура прессования	°С	140
— теплоноситель		масло, пар, горячая вода

7. Конвейер для приёмки с подъёмником поз. 5 схемы

— скорость конвейера для приемки из пресса	м/мин	30
— скорость конвейера для подачи в штабеля	м/мин	15
— скорость для подъема	м/мин	1,2
— мощность привода конвейера	кВт	0,3/0,55
— мощность для подъема	кВт	0,2
— размеры: длина x ширина x высота	мм	400x2300x 2270
— вес	кг	850

8. Обогревательный агрегат

Обогревательный агрегат предназначен для обогрева плит гидравлических прессов применяемых в мебельных цехах. Теплоносителем может являться минеральное масло температурой 150 °С. Агрегат состоит из котла для жидкостей, гидравлической аппаратуры с циркуляционным насосом, из контрольно-управляющей аппаратуры, а также из электрической питательной аппаратуры. Котел для жидкостей изготовлен из трубчатого змеевика внутри которого смонтирован узел электронагревателей. Масло направляется циркуляционным насосом из котла в приемник тепла. Гидравлическая аппаратура состоит из фильтра, запорного и переливного клапанов.

— теплоноситель	вязкость	масло 4...6,5 Cst
— теплопроизводительность	ккал/час	80.000
— максимальная температура теплоносителя	°С	150
— максимальное количество теплоносителя	м ³	2450
— производительность циркуляционного насоса	м ³ /час	12
— вес агрегата	кг	1300
— мощность электродвигателя насоса	кВт	3,0

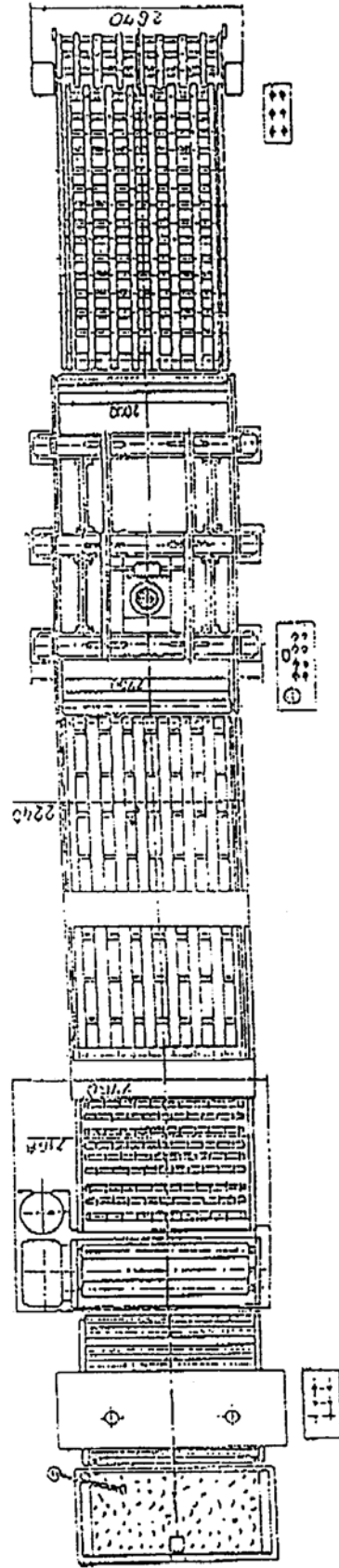
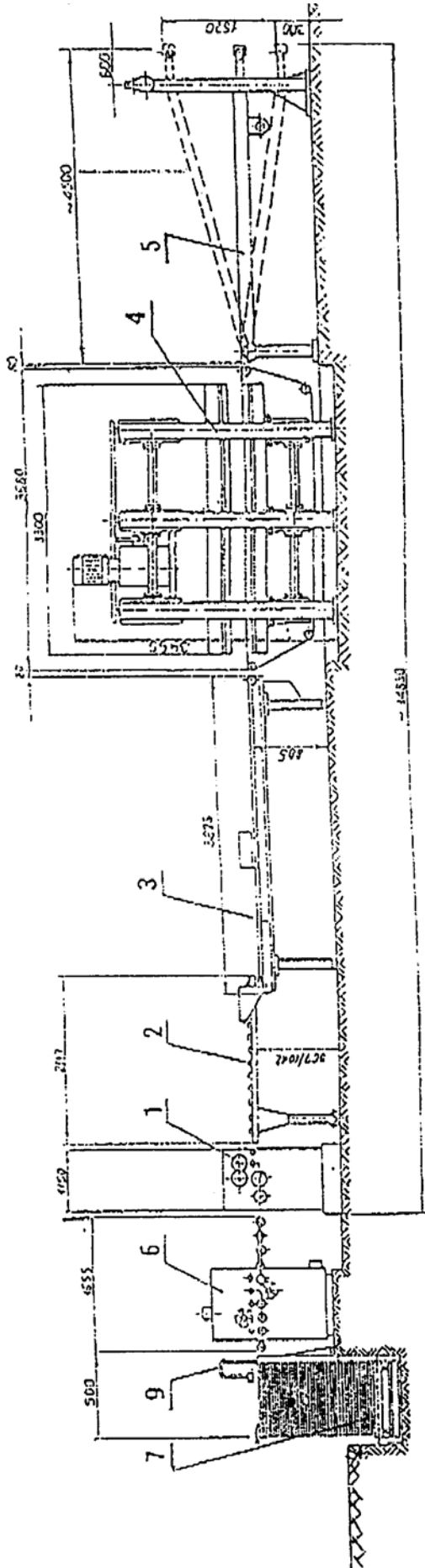


Рис. 65. Лінія облицювання

**ПРИМЕРНАЯ СХЕМА ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ К
КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ (ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ) НА
РАЗРАБОТКУ ЛИНИИ ОБЛИЦОВЫВАНИЯ ПЛАСТЕЙ
ПОЛНОФОРМАТНЫХ ДРЕВЕСНОСТРУЖЕЧНЫХ ПЛИТ НА БАЗЕ
ДВУХЛЕНТОЧНОГО ПРЕССА НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ**

1. НАИМЕНОВАНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

1.1. Наименование — линия облицовывания пластей полноформатных древесностружечных плит на базе двухленточного пресса непрерывного действия.

1.2. Область применения — предприятия мебельной промышленности и аналогичные им производства.

2. ОСНОВАНИЯ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ

2.1. «Заявка на разработку и освоение производства линий облицовывания полноформатных древесностружечных плит на базе двухленточных прессов непрерывного действия», утвержденная зав. кафедрой технологии древесных плит и пластиков и руководителем проекта.

3. ЦЕЛЬ И НАЗНАЧЕНИЕ РАЗРАБОТКИ

3.1. Разработка и постановка на производство нового перспективного высокопроизводительного оборудования для непрерывного двухстороннего облицовывания пластей древесностружечных плит рулонной декоративной пленкой неполной поликонденсации.

4. ИСТОЧНИКИ РАЗРАБОТКИ

Список использованных источников приведен в приложении.

5. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

5.1. Состав линии и требования к ее конструктивному устройству.

5.1.1. Состав линии.

В состав линии облицовывания пластей древесностружечных плит должны входить следующие составные части:

1. Агрегат загрузочный — 1 шт.
2. Станок для очистки от пыли — 1 шт.

3. Станок для размотки и накатки (укладки) облицовочного материала — 1 шт.
4. Пресс двухленточный непрерывного действия — 1 шт.
5. Устройство для снятия продольных свесов — 1 шт.
6. Агрегат для разделения облицованных плит друг от друга — 1 шт.
7. Установка для охлаждения плит — 1 шт.
8. Установка для нагрева теплоносителя — 1 шт.

В состав линии входят также необходимые для перемещения необлицованных и облицованных плит транспортные устройства (конвейеры), требования к которым определяются описанием работы линии.

Агрегат загрузочный обеспечивает ритмичную подачу по одной заготовке (плите) на приводной базирующий конвейер линии в условиях одного подступного места (одностопная загрузка).

После прохождения станка для снятия пыли заготовки с помощью ускорительного конвейера подаются непрерывно в станок для размотки и накатки (укладки) пленки с межторцевым зазором между ними в пределах 8—12 мм.

В станке для размотки и накатки (укладки) обеспечивается непрерывное бездефектное наложение (укладка) декоративной пленки неполной поликонденсации из верхнего и нижнего рулонов на пласти плиты.

Заготовки с уложенным на нижней и верхней поверхностях облицовочным материалом поступают в двухленточный пресс. Под воздействием давления и температуры в течение времени прохождения заготовок через пресс обеспечивается процесс непрерывного облицовывания пластей древесностружечных плит, следующих друг за другом с межторцевым зазором.

Облицованные плиты непрерывно транспортируются далее через устройство для снятия продольных свесов и агрегат для разделения облицованных декоративной пленкой плит друг от друга.

Агрегат для разделения обеспечивает разделение верхнего и нижнего облицовочного материала в зоне межторцевого зазора между плитами.

Облицованные с двух сторон отдельные плиты поступают в установку для охлаждения.

Дальнейшая система ускоренного транспортирования облицованных заготовок должна обеспечить создание межторцевого зазора между плитами, позволяющего осуществить базирование и захват плиты вакуумными присосками разгрузочного агрегата до прихода следующей заготовки.

Разгрузочный агрегат обеспечивает ритмичную поштучную укладку на подъемный стол облицованных плит в стопу и передачу ее на

напольный цеховой конвейер в условиях одного подступного места (одностопная разгрузка).

5.1.2. Общие требования к линии.

5.1.2.1. Состав, параметры и конструктивное исполнение оборудования, входящего в состав линии, должны соответствовать требованиям настоящего ТЗ.

5.1.2.2. Линия должна быть оснащена электронной системой управления, в том числе на микропроцессорах, и работать в автоматическом и ручном (наладочном) режимах.

5.1.2.3. Контрольно-измерительная и регулирующая аппаратура оборудования, входящего в состав линии, должна обеспечить возможность необходимого визуального наблюдения, контроля и регулирования с пульта управления линией следующих данных:

- скорости подачи плит в оборудовании и конвейерах линии;
- давления прессования;
- температуры прессования;
- зазора между верхней и нижней лентами пресса (толщины прессуемой заготовки);
- межторцевого зазора при прохождении плитами станка для размотки и накатки (укладки) пленки и пресса;
- количества облицованных плит (укладка облицованных плит в стопу);
- натяжения и обрыва пленки в станке для размотки и накатки (укладки).

Указанные данные должны выводиться на центральный пульт управления линией.

5.1.2.4. Скорости подачи заготовок (материалов) в станке для размотки и накатки (укладки), прессе, устройстве для снятия продольных свесов и агрегате для разделения облицованных плит должны быть синхронизированы с точностью $\pm 2,5\%$.

5.1.2.5. Система управления двухленточного пресса должна обеспечить контроль и регулирование технологических параметров и переналадку прессовой установки в соответствии с ТЗ на линию.

5.1.3. Требования к основным частям линии.

5.1.3.1. Агрегат загрузочный.

Узлы и механизмы загрузочного агрегата должны обеспечить:

- прием стопы заготовок на приводной напольный конвейер загрузочного агрегата;
- перемещение стопы заготовок приводного напольного конвейера на подъемный стол;
- механическую подачу с заданным ритмом из стопы (одностопная загрузка) по одной заготовке на базирующий конвейер, установленный перед станком для очистки от пыли.

Стопа заготовок на напольный конвейер загрузочного агрегата должна подаваться транспортными средствами цеха. В качестве аналога может быть принято конструктивное исполнение агрегата загрузочного линии каширования мод. РНКА 1900 фирмы Грекон (Германия), снабженного специальным накопителем заготовок для одностопной загрузки.

5.1.3.2. Станок для очистки от пыли. Станок должен обеспечить выполнение следующих операций:

- прием и транспортирование заготовки;
- очистку от пыли одновременно верхней и нижней поверхностей заготовки и боковых кромок.

Станок должен быть снабжен устройством для снятия зарядов статистического электричества с поверхности заготовок.

5.1.3.3. Станок для размотки и накатки (укладки) облицовочного материала.

Станок должен обеспечить:

- прием заготовок и их транспортирование с межторцевым зазором между ними в пределах 8—12 мм;
- размотку и бездефектную (без образования морщин) накатку (укладку) облицовочного материала из верхнего и нижнего рулонов на пласти заготовки (плиты);
- подачу облицовочного материала и заготовок в зону загрузки двухленточного прессы.

Подача заготовок и облицовочного материала непосредственно в зону загрузки прессы должна обеспечиваться за счет приводных роликов с регулируемым прижимом и направляющего канала.

Станок должен быть снабжен двумя верхними и двумя нижними размоточными устройствами. Каретки нижних размоточных устройств должны быть выкатными.

Станок должен быть также снабжен системой регулирования натяжения пленок и устройством для резки.

Конструктивное исполнение станка рекомендуется выполнить по аналогии со станком мод. LAS-4 фирмы Хюммен (Германия), входящим в линию облицовывания MFC 1903.

5.1.3.4. Пресс двухленточный непрерывного действия.

Пресс должен обеспечить непрерывное двухстороннее облицовывание пластей древесностружечных плит, следующих друг за другом с межторцевым зазором в пределах 8—12 мм.

Процесс облицовывания осуществляется между двумя непрерывно движущимися замкнутыми контурами стальных лент.

Необходимое давление прессования должно создаваться за счет расположенных друг над другом воздушных камер (подушек).

Непрерывно движущиеся стальные ленты скользят по неподвижным плоскостям, образуемым графитосодержащими уплотнителями, смонтированными в плиты (корпуса) подушек.

В состав пресса должны входить следующие основные части:

- станина пресса;
- верхняя и нижняя бесконечные стальные ленты с обогреваемыми приводными и натяжными барабанами;
- привод перемещения стальных лент от электроприводов, обеспечивающий плавное синхронное регулирование их скорости;
- верхняя и нижняя нагревательные плиты;
- верхняя и нижняя воздушные камеры (подушки); по периметру каждой воздушной подушки в радиальном пазу расположена специальная цельная манжета из теплостойкой резины;
- механизм дистанционного изменения зазора между лентами в зависимости от толщины облицовываемой плиты;
- система натяжения и слежения за сбегом стальных лент с барабанов;
- компрессор, обеспечивающий необходимое давление в воздушных камерах;
- система нагрева приводных и натяжных барабанов и плит;
- устройства для очистки поверхностей стальных лент в процессе работы пресса;
- система смазки пресса;
- электроприводы и система управления прессом. В комплект пресса рекомендуется включить приспособления для быстрой замены и предложения по сварке лент.

В качестве аналогов рекомендуются прессы двухленточные непрерывного действия типа «ИЗОПРЕСС» фирмы Хюммен и мод. E166 фирмы Хельд (Германия).

5.1.3.5. Устройство для снятия продольных свесов. Конструкция устройства должна обеспечивать снятие продольных свесов облицовочного материала, находящихся вне площади плит. Допускается выкрашивание кромок в пределах припуска на обработку по ТУ ОП-13-2700005-177-89.

5.1.3.6. Агрегат для разделения облицованных плит друг от друга.

Агрегат должен обеспечить:

- разделение посредством разрезки или излома верхнего и нижнего облицовочного материала в стыке между плитами в пределах межторцевого зазора в процессе непрерывной подачи облицованных плит;
- синхронное (с точностью $\pm 2,5\%$) непрерывное перемещение плит при их транспортировании через агрегат.

5.1.3.7. Установка для охлаждения.

Охлаждение облицованных плит должно осуществляться за счет воздушных продувочных сопел до температуры на поверхности плиты, не превышающей +50°C.

5.1.3.8. Агрегат разгрузочный.

Узлы и механизмы разгрузочного агрегата должны обеспечить:

- прием облицованной плиты на разгрузочный конвейер (стол);
- перемещение облицованной плиты с разгрузочного конвейера (стола) и укладку на конвейер подъемного стола или промежуточный накопитель (одностопная разгрузка) с помощью вакуумного переключателя;

5.2. Показатели назначения (техническая характеристика).

5.2.1. Показатели назначения линии должны соответствовать требованиям, приведенным в табл. 11

Таблица 11

Наименование параметра	Величина
1	2
1. Наибольшая ширина обработки, мм	2000
2. Размеры облицовываемых древесностружечных плит, мм:	
длина	2440—3660±5
ширина	1830±5
толщина	8—28±3
3. Максимальное давление прессования, МПа (рабочее тело — воздух)	2,0
4. Скорость подачи заготовок (перемещение лент прессы) регулируемая, м/мин.	2—20,
5. Технологически необходимая рабочая длина зоны прессования, мм	2000*
6. Максимальная температура, °С	200
7. Максимальный диаметр рулона с пленкой, мм	600
8. Максимальная высота стопы заготовок, мм	850
9. Уровень цехового напольного конвейера, мм	350
10. Теплоноситель — высокотемпературный органический	
11. Расчетный ритм работы линии (для плиты длиной 3660 мм), с	22,0
12. Номинальная производительность линии (при скорости подачи 10 м/мин), м ² /ч	1000
13. Суммарная установленная мощность электродвигателей, кВт	260*
14. Масса линии, кг	115000*
15. Габаритные размеры линии, мм	
длина	70000*
ширина	10500*
высота	3700*

*) Уточняется при проектировании

Дополнительные показатели для двухленточного прессы приводятся ниже.

5.2.2. Пресс двухленточный непрерывного действия (дополнительные показатели назначения) (табл. 12)

Таблица 12

Наименование параметра	Величина
1. Диапазон регулирования зазора между верхней и нижней лентами прессы, мм	0—100
2. Точность установки зазора между лентами, мм	$\pm 0,2$
3. Равномерность нагрева, °С	± 3
4. Рекомендуемый диаметр барабанов (расстояние между осями барабанов устанавливается при проектировании), мм	1200
5. Суммарная установленная мощность электродвигателей привода верхней и нижней лент, кВт	100

5.3. Требования безопасности.

Линия должна быть оснащена необходимой предупредительной и аварийной сигнализацией и соответствующими блокировками. Должна быть предусмотрена автоматическая остановка линии при условии:

- отсутствия заданного межторцевого зазора между плитами;
- обрыва пленки в станке для размотки.

Должно быть предусмотрено автоматическое выключение привода подачи и всего предыдущего оборудования в случае остановки любого из агрегатов линии.

В процессе прессования и дальнейшей технологической обработки заготовки выделяются:

- свободный формальдегид;
- пыль аминоформальдегидных смол и древесины.

5.4. Требования к сырью, исходным и эксплуатационным материалам.

5.4.1. В качестве заготовок при облицовывании используются плиты древесностружечные марки П-А по ГОСТ 10632-89 первого сорта с мелкоструктурной поверхностью, шлифованные класса эмиссии E1, шириной 1830 мм.

5.4.2. В качестве облицовочного материала должны использоваться пленки рулонные декоративные на основе меламиноформальдегидной смолы неполной поликонденсации, шириной 1850 мм, подлежащие разработке и освоению заказчиком линии.

5.5. Условия эксплуатации, режимы работы.

5.5.1. Помещение, в котором устанавливается линия, должно соответствовать категории В по СНиП.

5.5.2. Предусматривается установка линии во всех климатических зонах России.

5.5.3. Режим работы оборудования — двухсменный, 260 дней в году.

5.5.4. Количество обслуживаемого линию персонала — 3 чел.

6. Расчетная часть.

Список использованных источников

1. «Технико-экономический анализ способов облицовывания мебельных щитов в ФРГ».

Экспресс-информация по зарубежным источникам, ВНИИПИЭИлеспром, М., 1980 г.

2. «Анализ способов облицовывания мебельных щитов в ФРГ». Экспресс-информация по зарубежным источникам, ВНИИПИЭИлеспром, М., 1980 г.

3. Предложение фирмы Тимвуд Интернациональ (ФРГ) от 24.08.90 г. на поставку линии ламинирования на базе ленточного пресса «Изопресс» типа М С 1903.

4. Предложение фирмы Ниссе Иваи (Япония) от 14 июля 1989 г. по двойным ленточным прессам непрерывного действия.

5. Доклад представителя фирмы Хюммен (ФРГ) Вальтера Крюгера на выставке «Лесдревмаш-89» «Новые разработки непрерывных прессов для облагораживания меламином стружечных плит и производства ламинатов».

6. «Изопресс» Проспект фирмы Хюммен (ФРГ).

7. Журнал «Holz als Roh und Werkstoff», № 4, 1986 г. «Сравнение двухленточных прессов и прессов с заданным тактом при производстве ламинатов».

8. Эксплуатирующиеся в СССР двухленточные прессы непрерывного действия для производства ламината с шириной ленты 660 мм фирм Хюммен и Хельд на предприятиях Минлеспрома СССР. (Надворнянский лесокомбинат, ПМО «Электрогорскмебель», Московский экспериментальный завод ДСП и деталей, Пюссисский КПД и др).

9. «Линия прессования и отделки древесностружечных плит непрерывным способом». Плиты и фанера. Экспресс-информация. Зарубежный опыт. Выпуск 6. 1987 г. ВНИИПИЭИлеспром.

10. «Установки для отделки древесностружечных плит методом ламинирования и изготовления ламинатов». Плиты и фанера. Экспресс-информация. Зарубежный опыт. Выпуск 9. 1987 г. ВНИИПИЭИлеспром.

11. Таскин В. Ю. «Исследование методов и оборудования для непрерывного облицовывания щитовых деталей из древесных материалов». Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Ленинград, ЛТА им. Кирова, 1975 г.

12. Каталог международной выставки «Лесдревмаш-89».
13. BISONSYSTEM HYDROLAM. Проспект фирмы Бизон (ФРГ).
14. Предложение № 90.2.58 от 10.10.1990 г. фирмы Хельд (ФРГ) на поставку двухленточного прессы E166 (2200) 2200 для облицовывания древесностружечных плит.