

**В.Н. Гончаров, А.А. Гаузе, М.В. Аввакумов**

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА  
ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ  
БУМАЖНОЙ МАССЫ**

**Часть 2. Рубительные машины**

**Учебное пособие**

**Санкт-Петербург  
2012**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ»

---

**В.Н. Гончаров, А.А. Гаузе, М.В. Аввакумов**

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА  
ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ  
БУМАЖНОЙ МАССЫ**

**Часть 2. Рубительные машины**

**Учебное пособие**

**Санкт-Петербург  
2012**

УДК 676.2.054.1(075)

ББК 35.77

Г 240

Гончаров В.Н., Гаузе А.А., Аввакумов М.В. Основы теории и расчета оборудования для подготовки бумажной массы. Часть 2. Рубительные машины: учеб. пособие / СПбГТУРП. – СПб., 2012. – 50 с.: ил. 15.

В учебном пособии освещены основные положения теории резания древесины в рубительных машинах; приведены примеры конструкций и рассмотрены вопросы технологического расчета основных параметров дисковой многоножевой рубительной машины; даны рекомендации по расчету на прочность и жесткость основных элементов конструкции. Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению «Технологические машины и оборудование» при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Рецензенты:

Кокушин Н.Н. – д-р техн. наук, профессор кафедры ТМ и ТММ СПбГТУРП;  
Макаров В.И. – генеральный директор ООО «ЦНИИбуммаш Инженеринг».

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия.

Редактор и корректор Т.А. Смирнова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Компьютерный набор и верстка О.В. Ветохина.

Тем. план 2012г. поз. 47

---

Подп. к печати 14.06.12. Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.

Печать офсетная. Объем 3,25 печ. л., 3,25 уч. – изд. л.

Тираж 100 экз. Изд. № 47. Цена "С". Заказ №

---

Ризограф Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров, 198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.

©Гончаров В.Н., Гаузе А.А.,  
Аввакумов М.В., 2012

© Санкт-Петербургский государственный  
технологический университет  
растительных полимеров, 2012

## Введение

Измельчение древесины в щепу – один из важных этапов целлюлозно-бумажного производства, назначение которого состоит в том, чтобы привести исходное сырьё в состояние, наиболее пригодное для его дальнейшей термохимической обработки в варочных котлах с целью получения целлюлозы или механической обработки в размалывающих машинах для получения древесной массы. На целлюлозно-бумажных предприятиях в настоящее время для измельчения древесины в технологическую щепу используют, в основном, дисковые рубительные машины. В гидролизной промышленности и на лесозаготовках используют также барабанные рубительные машины.

В пособии рассмотрены процессы получения технологической щепы в рубительных машинах, классификация и принципы их работы. Изложение вопросов геометрии резания, взаимодействия режущих элементов с древесиной сопровождается необходимыми схемами, что существенно облегчает студентам усвоение дисциплины при самостоятельном изучении материала. Силовой анализ рубки, расчет мощности и производительности увязан со свойствами древесины.

Приведены важные для механиков рекомендации по учету особенностей расчета отдельных элементов конструкции машины, подвергаемых комплексу статических и динамических нагрузок. Дан пример расчета параметров рубительной машины по заданным технологическим показателям. В пособии учтены рекомендации ИСО по унификации обозначения физических величин.

# 1. Основные свойства древесины, влияющие на рубку

**Физико-механические свойства древесины.** Наибольшее значение для процесса рубки имеют следующие физико-механические показатели древесины: плотность, влажность, механическая прочность в различных направлениях, коэффициенты трения древесины о древесину и металл. Плотность абсолютно сухого вещества древесины, состоящего в основном из целлюлозы и лигнина, не зависит от породы древесины и составляет  $\rho=1,54 \text{ г/см}^3$ . В отличие от этого абсолютно сухая древесина имеет плотность, зависящую от породы и определяется анатомическим её строением, наличием пустот как внутри волокон, так и в межклеточном пространстве. В табл.1 приведены значения плотности различных пород древесины.

В силу гигроскопичности древесного вещества, образующего стенки волокон, древесина в реальных условиях хранения и транспортирования имеет влажность, отличающуюся от нуля. Древесина собирает влагу из воздуха, которая проникает внутрь клеточных стенок, приводя их к разбуханию.

Таблица 1. Плотность древесины различных пород

Порода древесины	Плотность, г/см <sup>3</sup>	Порода древесины	Плотность, г/см <sup>3</sup>
Пихта сибирская	0,33	Береза	0,59
Кедр сибирский	0,34	Тис	0,60
Осина	0,40	Ясень	0,60
Липа	0,45	Лиственница	0,60
Ель	0,46	Дуб	0,69
Сосна	0,47	Бук	0,72
Вяз	0,52	Граб	0,83
Клен	0,54		

Максимально возможное количество гигроскопической (связанной) воды в древесине различных пород составляет 30% от массы абсолютно сухого вещества. Увеличение относительной влажности воздуха приводит к постепенному увеличению влажности

древесины. Кроме гигроскопической влаги в стволе древесины, находящемся в воде или свежесрубленном, содержится свободная влага, заполняющая полости клеток. Это механически связанная влага, удерживаемая в древесине силами поверхностного натяжения (капиллярными силами). В зимних условиях свободная вода замерзает, что сильно увеличивает удельный расход энергии на рубку и ухудшает качество щепы. Наличие влаги существенно влияет на механические показатели древесины: модули упругости в различных направлениях, предел прочности, объёмную массу древесины и коэффициент трения.

Влажность древесины, поступившей на рубку, может колебаться в широких пределах в зависимости от метода её транспортировки, хранения и времени года. Древесина, транспортируемая железнодорожным транспортом, может иметь относительную влажность 20-30%; доставленная сплавом и пролежавшая несколько месяцев на лесобирже, имеет влажность от 18-20% до 40-45%. Древесина, поступившая непосредственно из воды, обычно имеет влажность 50-55%. Установлено, что для различных пород древесины модули упругости и прочность снижаются с увеличением влажности древесины. Это приводит к тому, что удельная работа и мощность рубки уменьшаются. Поэтому экономически целесообразно подавать древесину на рубку непосредственно из воды.

Структурные особенности древесины определяют явно выраженные различия в структурных свойствах её по разным направлениям, т.е. упругую анизотропию. В первом приближении древесину можно рассматривать как идеально упругое тело, обладающее определёнными модулями упругости по трём главным направлениям: осевом, радиальном, тангенциальном. Однако, при достаточно больших нагрузках появляются не только мгновенные, но и развивающиеся во времени упругие деформации, а также необратимые пластические деформации.

Важное значение при рассмотрении процесса рубки имеют показатели предела прочности древесины в различных направлениях. В табл. 2 указаны пределы прочности древесины при различных видах напряжённого состояния.

Таблица 2. Пределы прочности древесины, МПа

Напряжённое состояние	Сосна		Лиственница		Берёза		Дуб	
	влажность, %							
	12	более 30	12	более 30	12	30	12	30
<b>Сжатие:</b>								
вдоль волокон, $\sigma_{смп}$	47,5	20,5	63,0	25,0	54,0	22,0	56,5	30,5
поперёк волокон, $\sigma_{смп\perp}$	3,8	1,8	5,0	2,1	7,2	2,9	7,5	4,1
<b>Растяжение:</b>								
вдоль волокон	102	77,5	122	95	165	124	-	-
поперёк волокон	5,1	3,8	6,1	4,7	8,3	6,2	-	-
<b>Скалывание:</b>								
вдоль волокон, $\tau_{II}$	6,3	3,7	8,3	5,3	7,7	4,1	8,5	6,4
поперёк волокон, $\tau_I$	3,1	1,9	-	-	3,9	2,1	4,3	3,2
<b>Перерезание:</b>								
поперёк волокон	25,0	15,0	-	-	31,0	16,5	25,5	14,5
изгиб статический	84,5	48,7	109	60,5	108	58,5	101	67,0

В табл. 2 представлены лишь крайние возможные случаи направления действия сил по отношению к направлению волокон: когда угол между этими направлениями  $\theta = 0$  (сила действует вдоль волокна) и когда угол  $\theta = \pi/2$  (сила действует поперёк волокон).

В табл. 3 приведены данные по сопротивлению древесины скалыванию в радиальной и тангенциальной плоскостях. Этот показатель имеет важное значение при формировании размеров щепы по толщине и оказывает существенное влияние на удельный расход энергии.

Таблица 3. Прочность древесины разных пород на скалывание  
вдоль волокон

Порода	Влажность, %	Пределы прочности, МПа	
		в радиальной плоскости	в тангенциальной плоскости
<b>Хвойные</b>			
Ель	-	4,9-5,9	5,9
Сосна	-	6,8-9,6	-
Пихта	-	3,6-6,9	7,8
Лиственница	-	7,8-9,4	8,8
<b>Лиственные</b>			
Осина	15	4,4-5,7	-
Берёза	15	6,2-0,2	-
Вяз	15	7,0	7,7
Клён	15	8,7-11,7	13,2
Дуб	15	8,1-10,4	9,1
Бук	15	6,8-9,9	9,2-13,1
Ясень	15	8,0	13,3

## 2. Требования к технологической щепе

Технологическая щепа характеризуется рядом показателей, определяющих качество и выход целлюлозы.

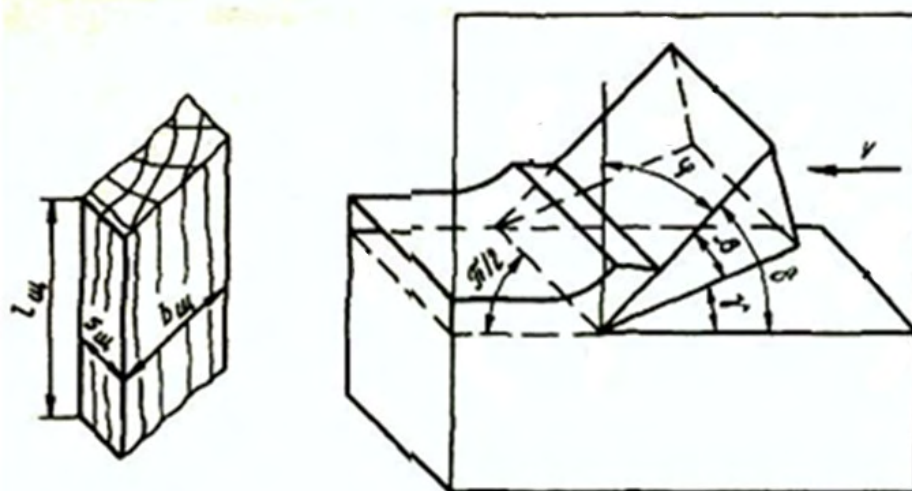


Рис. 1. Размеры технологической щепы



**Размер щепы.** Наиболее важными размерами щепы являются её длина и толщина. Длина щепы  $l_{щ}$  измеряется в направлении вдоль волокон. Толщина  $S_{щ}$  и ширина  $b_{щ}$  - в радиальном и тангенциальном направлениях поперёк волокон (рис.1). Желательное соотношение длины и толщины щепы определяется скоростью проникновения варочного раствора в соответствующих направлениях. При сульфатной варке диффузия варочного раствора в продольном, тангенциальном и радиальном направлениях происходит примерно с одинаковой скоростью. Поэтому наибольшее влияние на равномерность провара оказывает наименьший размер – толщина щепы. Длина щепы также влияет на равномерность её провара при сульфатной варке, но в значительно меньшей степени, чем толщина.

При сульфитной варке варочный раствор проникает в щепу в продольном направлении в несколько раз быстрее, чем в других направлениях. Поэтому важно, чтобы при сульфитной варке отношение длины щепы к её толщине не превышало отношения скоростей диффузии раствора в этих направлениях.

Для ускорения процессов пропитки и варки желательно получать щепу возможно меньших размеров. Однако при этом неизбежно заметное укорочение волокна древесины, которое скажется в дальнейшем на снижении качества сваренной целлюлозы. Зависимость между длиной щепы  $l_{щ}$  и средним значением длины волокна  $l_B$ , для различной природной длины волокна  $M$  в древесине, определяется формулой (основанной на теории вероятности)

$$l_B = M \cdot l_{щ} / (M + l_{щ}).$$

Срез щепы должен быть чистым под углом 30-60° без смятых и ломаных кромок. Смятие кромок ведёт к закрытию капилляров, ухудшает пропитку, снижает качество и выход целлюлозы. В районе срезов происходит перерубание и повреждение волокон, что снижает механическую прочность целлюлозы.

При рубке балансов на существующих рубительных машинах геометрические размеры щепы варьируются в широких пределах: длина 5 - 50 мм, толщина 1 - 12 мм и ширина 0,5 - 60 мм. Анализ исследований, выполненный Н.М.Вальщиковым и Э.П.Лицманом [1,2], показал, что оптимальные размеры щепы следующие: длина

вдоль волокна 15 -20 мм, толщина 3-5 мм, ширина щепы не играет существенной роли, но устанавливается в пределах 2 -20 мм по условиям сортирования. Оптимальная длина щепы при рубке лиственных пород 10 - 15 мм.

Однородность щепы по размерам является важной характеристикой её качества, обеспечивает равномерность процесса делигнификации и позволяет добиваться плотной загрузки варочных котлов. Реальная щепа даже в самых совершенных рубительных машинах имеет значительный разброс по размерам. Поэтому она подвергается сортированию на специальных вибрационных сортировках.

### 3. Виды конструкций рубительных машин

Виды конструкций рубительных машин определяются как направлением взаимодействия ножа (резца) с древесиной, так и видом поверхности, по которой расположены ножи.

По отношению к волокнам древесины различают три основных направления резания: торцевое, продольное и поперечное (рис. 2).

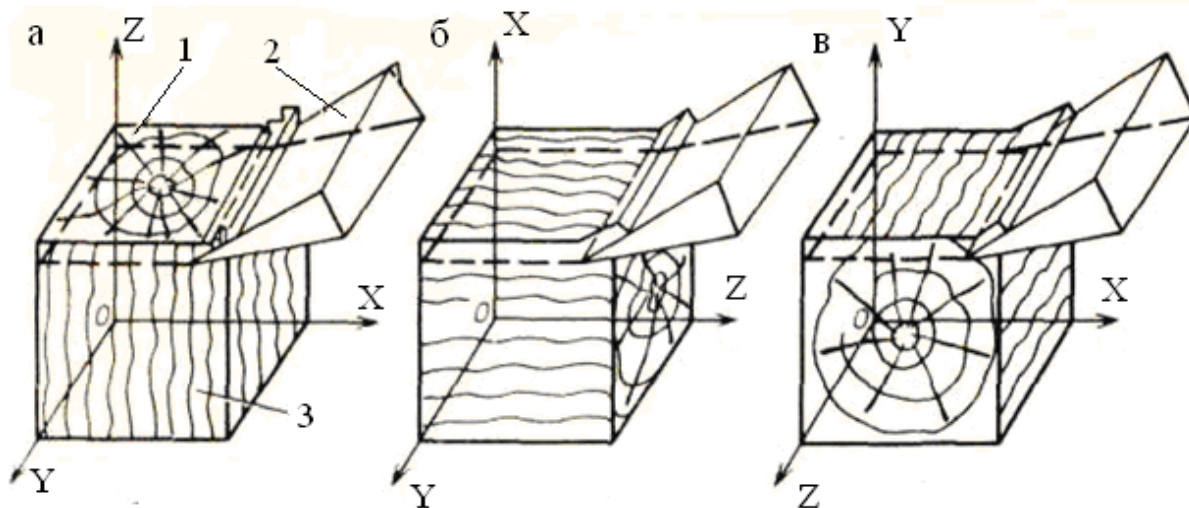


Рис. 2. Главные направления резания древесины:

а – торцевое, б – продольное, в – поперечное;

1 – образец древесины, 2 – резец, 3 – волокна древесины

При торцевом резании кромка резца движется в плоскости, перпендикулярной направлению волокон, перерезая их. При продольном – резец движется в плоскости вдоль волокон в направле-

нии, параллельном их длине. При поперечном – скорость резания нормальна к волокнам, а плоскость резания параллельна им.

В рубительных машинах имеет место более сложный общий случай торцево-продольно-поперечного резания (торцево-продольное, торцево-поперечное), при которых вектор скорости  $v$  и плоскость резания не параллельны и не нормальны к осям  $X, Y, Z$ .

В зависимости от поверхности, по которой расположены ножи, рубительные машины можно подразделить на следующие основные виды: дисковые, барабанные, конические (двухконические).

В дисковых рубительных машинах механизм резания выполнен в виде массивного диска, на котором установлены режущие ножи. В барабанных рубительных машинах механизм резания состоит из вращающегося барабана с режущими ножами. Конические рубительные машины (двухконические) имеют рабочий механизм в виде двух усечённых конусов с ножами, соединённых меньшими диаметрами.

В практике целлюлозно-бумажного производства наибольшее распространение получили дисковые рубительные машины с торцево-продольно-поперечным резанием (рис. 3). Эти машины отличаются простой и надёжной конструкцией и обеспечивают одинаковые условия резания независимо от диаметра балансов.

Барабанные рубительные машины с торцево-продольным резанием применяются для переработки отходов лесопиления и деревообработки (реек и горбылей), а также отходов лесозаготовок (сучьев и вершин) в щепу для гидролизного производства и древесноволокнистых плит. На предприятиях ЦБП в настоящее время эти машины практически не применяются. Основным недостатком их является зависимость углов резания от диаметра балансов. Вследствие этого щепы имеет неодинаковое направление среза и неоднородна по фракционному составу (рис. 4).

Барабанные рубительные машины с поперечным резанием (рис.5) обеспечивают постоянство фракционного состава щепы. В процессе резания щепы мало повреждается, что обеспечивает повышенные показатели качества целлюлозы. Достоинствами машин этого типа являются меньшие удельные усилия резания и меньшие удельные затраты энергии по сравнению с другими конструкциями. Применение барабанных рубительных машин этого типа ограничивается их сложностью.

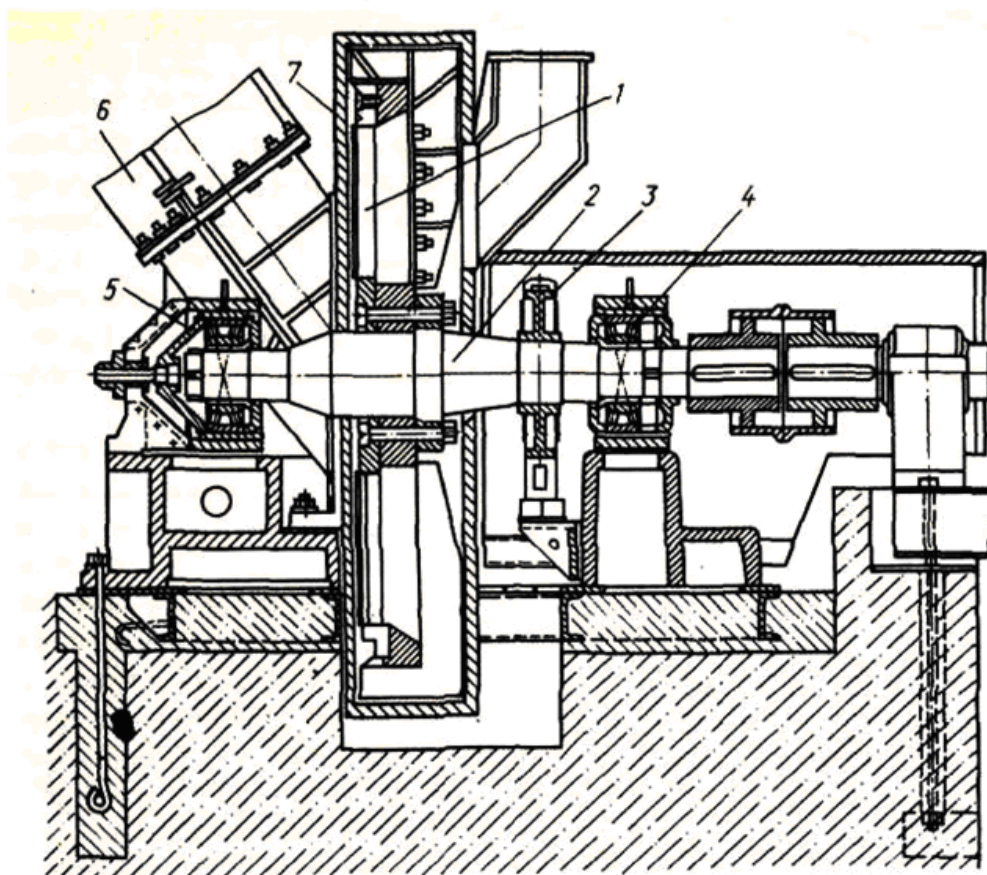


Рис. 3. Дисконная рубительная машина:  
 1 – диск, 2 – вал, 3 – тормоз, 4,5 – подшипники,  
 6 – загрузочный патрон, 7 – кожух

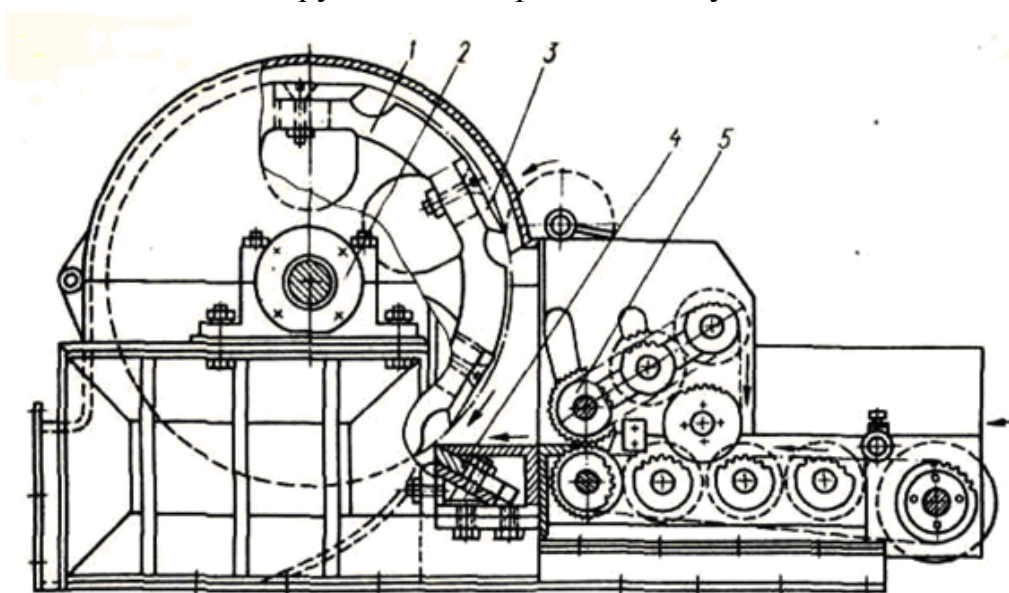


Рис. 4. Схема барабанной рубительной машины:  
 1 – ножевой барабан, 2 – откидной кожух, 3 – ножи,  
 4 – контрнож, 5 – вальцы для подачи древесины

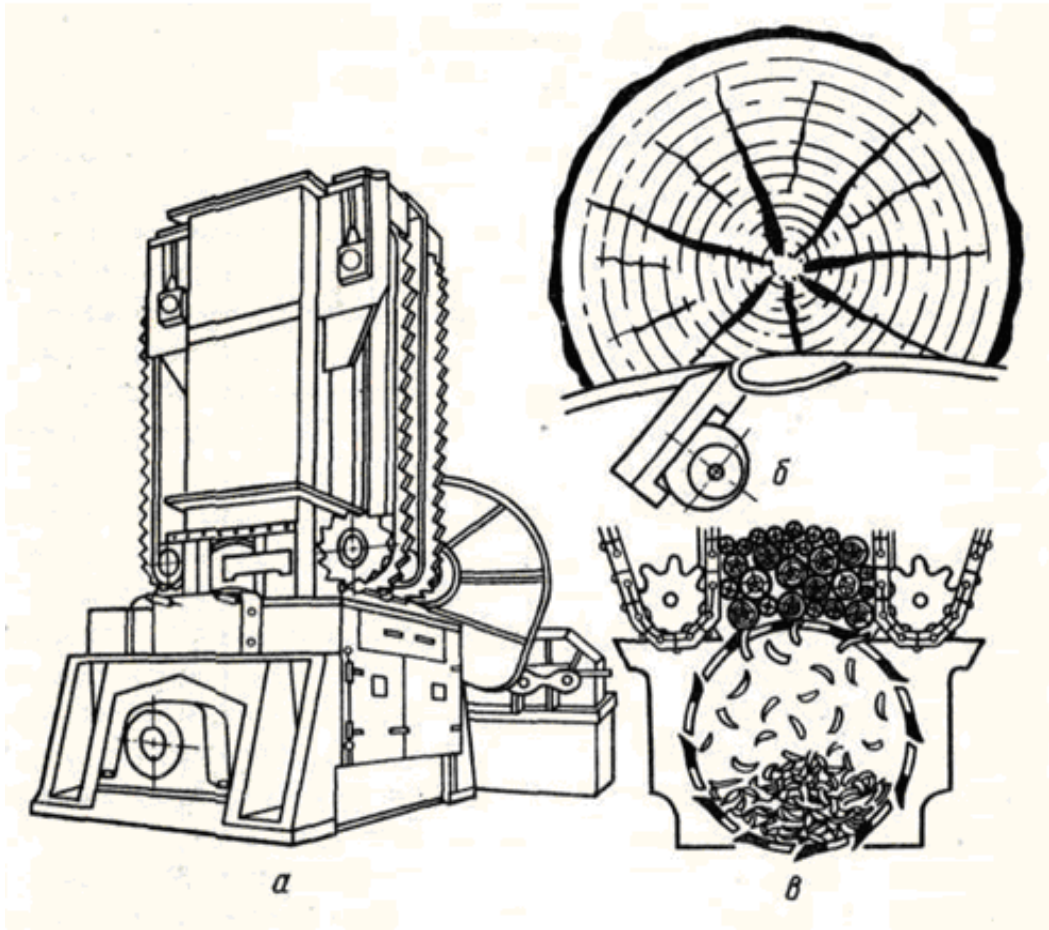


Рис. 5. Схема барабанной рубительной машины (с поперечным резанием):  
 а – общий вид, б – схема резания, в – принцип работы

Конические (спиральные) рубительные машины имеют специфическое применение для снятия горбыльной части при получении бруса.

#### 4. Устройство и принцип действия дисковой рубительной машины

Ножевой диск крепится к буртику вала с помощью болтов без зазора (рис. 3). Диск имеет сквозные щели для отвода щепы (их число соответствует числу ножей), наклонённые по ходу вращения к радиусу диска. В гнёздах, расположенных над щелями, устанавливаются ножи. Для увеличения момента инерции на валу ранее устанавливали маховик, служащий одновременно тормозным шкивом ленточного тормоза, используемого для остановки машины.

В современных машинах маховик отсутствует, а необходимый запас кинетической энергии обеспечивается массивным диском.

Подшипники вала установлены в чугунных разъёмных корпусах, закреплённых на станинах. Стакан лицевого подшипника перемещается винтовым устройством, регулирующим зазор между ножами диска и контрножом. Загрузочный патрон служит для подачи древесины к ножевому диску. Патрон наклонён к горизонтальной плоскости, проекция оси патрона развёрнута относительно оси вала. Для обеспечения скатывания балансов малого диаметра к центру диска, дно патрона имеет наклон. Этим обеспечивается непрерывность резания при рубке балансов малого диаметра.

Кожух служит в качестве ограждения и является направляющим каналом для потока щепы. При верхнем выбросе кожух имеет патрубок для отвода щепы и отверстие для подсоединения рециркуляционного трубопровода от циклона. По обе стороны кожуха располагаются отверстия для смены ножей. В машине с нижним выбросом часть кожуха открытая и имеет фланец для присоединения кожуха к бункеру для щепы.

Работа дисковой рубительной машины заключается в следующем: древесину по питающему патрону подают под вращающиеся ножи диска. Каждый нож отрубает шайбу толщиной, равной выпуску режущих ножей над плоскостью диска. Отрубаемая древесина распадается на отдельные элементы, которые проходят через подножевые щели на приводную сторону диска и удаляются из машины.

### **Классификация дисковых рубительных машин**

Дисковые рубительные машины отличаются разнообразием конструкций и могут быть классифицированы по ряду конструктивных признаков.

**По расположению вала** эти машины подразделяются на горизонтальные, вертикальные и наклонные.

**По виду рабочей поверхности диска** рубительные машины бывают с плоским диском и с профилированным (геликоидальным). Во втором случае поверхность диска имеет особый профиль (геликоидальная поверхность), обеспечивающий непрерывный кон-

такт торца древесины с поверхностью диска и лучшие условия отруба.

**По характеру отруба** различают машины с прерывистым и с непрерывным отрубом. Рубительные машины с прерывистым отрубом – это малоножевые машины старой конструкции (3-4 ножевые). Прерывистость отруба – недостаток, снижающий производительность, эксплуатационные характеристики и качество получаемой щепы.

В машинах с непрерывным режимом резания в контакте с древесиной находится постоянно, по крайней мере, один нож, что обеспечивает более спокойные условия резания и лучшее качество щепы. Непрерывность достигается установкой на диске большего количества режущих ножей (до 10-16), в связи с чем машины такого типа называются многоножевыми. Эти машины получили в настоящее время наибольшее распространение.

**По направлению подачи древесины** различают дисковые машины с наклонной и горизонтальной подачей. При наклонной подаче используется собственный вес балансов, при горизонтальной обычно применяются механизмы принудительной подачи балансов. Достоинством машин с горизонтальной подачей является возможность перерабатывать балансы большой длины. Выбор типа подачи определяется в зависимости от вида оборудования для окорки древесины и общей компоновки древесно-подготовительного отдела.

**По способу удаления щепы** из рубительной машины различают машины с верхним и нижним выбросом. При верхнем выбросе щепы удаляются лопастями, установленными на периферии диска, в циклон, где происходит отделение щепы от пыли. При нижнем выбросе щепы под действием собственного веса падает на транспортёр и далее направляется на сортирование. Нижний выброс предпочтителен при выработке высококачественных видов целлюлозы, где особенно нежелательно повреждение щепы. Достоинством этого метода является снижение на 15-20% необходимой мощности по сравнению с машинами для верхнего выброса. Недостатком является большая запыленность помещения. При нижнем выбросе необходим глубокий приямок для транспортёра щепы и дополнительный транспортёр для подачи щепы к сортировкам. В последнее время находят применение машины с безударным удалением щепы

(прямоточного типа), в которых повреждаемость щепы существенно снижается.

## 5. Геометрия резания древесины в дисковой рубильной машине

Углы резания задаются расположением ножей и патрона по отношению к диску (рис.6).

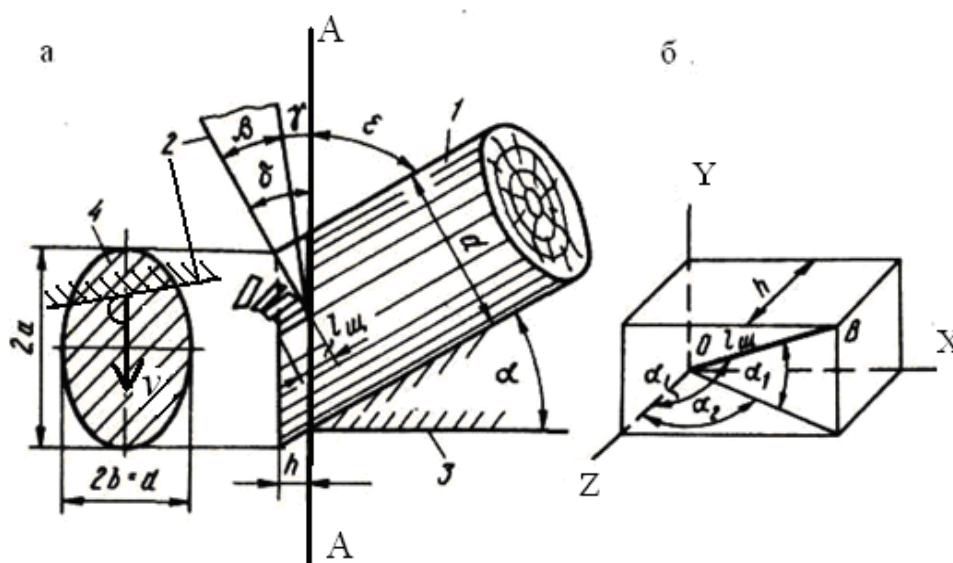


Рис. 6. Угловые параметры рубки древесины (а) и схема для определения длины щепы (б):  
1 – баланс, 2 – нож, 3 – контрнож.

На рис.6а показаны основные угловые параметры заточки и установки ножа. Угол  $\beta$  – угол заточки или заострения ножа, образованный передней и задней гранями;  $\gamma$  – задний угол, между задней гранью ножа и плоскостью резания (угол затягивания);  $\delta$  – угол резания между передней гранью и плоскостью резания ( $\delta = \beta + \gamma$ ),  $\epsilon$  – угол встречи. Величина угла заточки  $\beta$  выбирается в диапазоне  $30 - 40^\circ$ . Меньшее значение угла  $\beta$  приводит к получению более толстой щепы и ограничивается стойкостью режущих ножей.

Положение баланса (соответственно, патрона) принято характеризовать углами  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  в системе координат XYZ, в которой ось OZ параллельна оси вращения диска, а плоскость YOX параллельна плоскости диска. Угол  $\alpha_1$  характеризует наклон патрона к горизонтальной плоскости,  $\alpha_2$  – угол разворота патрона в горизонтальной



плоскости;  $\alpha$  – угол между осью баланса и осью вращения диска. Существует зависимость  $\cos \alpha = \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2$ .

Применяются различные варианты ориентации патрона (рис. 6б):

1. С одним углом наклона  $\alpha_1$  к горизонтальной плоскости; угол  $\alpha_2 = 0$ . В этом случае  $\alpha_1 = \alpha$ ;
2. С углом наклона  $\alpha_1$  и с дополнительным углом разворота  $\alpha_2$ ;
3. С одним углом разворота  $\alpha_2$  в горизонтальной плоскости. В этом случае  $\alpha_1 = 0$  и  $\alpha_2 = \alpha$ .

Первые два варианта – машины с наклонной подачей. Угол  $\alpha_1$  назначается из условия самоподачи балансов к диску под действием силы тяжести и принимается в диапазоне  $\alpha_1 = 45-55^\circ$ . Угол разворота обычно принимается равным  $\alpha_2 = 10-30^\circ$ , в некоторых конструкциях  $\alpha_2 = 0$  (вариант торцево-продольного резания). Третий вариант – машина с горизонтальной подачей, имеющей обычно угол разворота  $\alpha_2 = 48-55^\circ$ .

Применительно к условиям работы дисковых рубительных машин основные параметры резания древесины показаны на рис.6а. Для упрощения изображения показан случай, когда угол разворота патрона  $\alpha_2 = 0$  и  $\alpha_1 = \alpha$  (рис.6б).

**Эллипс отруба.** При рубке баланса, наклоненного к плоскости диска, в сечении отруба образуется эллипс (рис.6а), характеризуемый большой ( $2a$ ) и малой ( $2b$ ) осями, которые определяются соотношениями

$$2b = d ; 2a = d / \cos \alpha = d / (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2), \quad (1)$$

где  $d$  – диаметр баланса.

**Длина щепы** определяется углами наклона питающего патрона и выпуском ножей  $h$ . Из рисунка 6б, поясняющего процесс формирования щепы, следует, что длина щепы

$$l_{щ} = h / \cos \alpha = h / (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2). \quad (2)$$

**Условие непрерывности резания.** На непрерывность резания древесины влияет несколько факторов: диаметр бревна  $d$ , углы наклона патрона, число режущих ножей  $z$  и радиус резания  $R_p$  (рис.7). Непрерывность резания с достаточной для практических расчётов точностью обеспечивается при условии, что большая ось

эллипса отрубa  $2a$  (при  $\alpha_2 = 0$ ) должна быть равна или больше расстояния АВ между соседними ножами на окружности резания.

$$2a \geq AB ; 2a = d / \cos \alpha_1 \geq 2R_p \cdot \sin (\varphi / 2) , \quad (3)$$

где  $\varphi = 2\pi/z$  – угол между соседними ножами;  
 $z$  – число ножей.

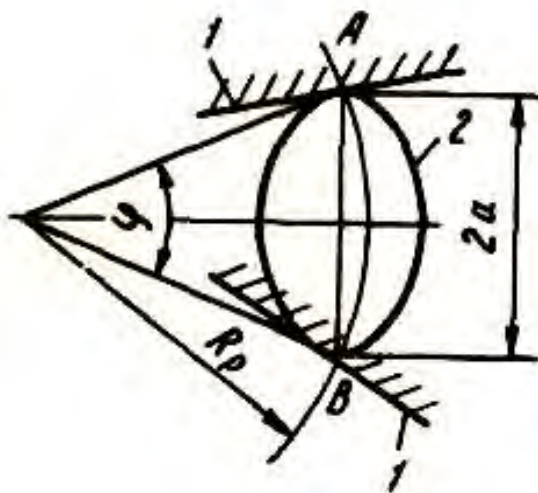


Рис. 7. Схема для определения непрерывности резания:  
 1 – ножи, 2 – эллипс отрубa

Диаметр бревна, при котором осуществляется непрерывное резание, определяется из соотношения

$$d \geq 2R_p \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin (\pi / z) . \quad (4)$$

## 6. Определение производительности рубительной машины

Производительность дисковых рубительных машин зависит от размеров перерабатываемой древесины, длины щепы, числа режущих ножей  $z$  и частоты вращения диска. В рубительную машину поступает древесина различного диаметра от 50-100 до 500-700 мм. Поэтому для расчета производительности машины вводят понятие эквивалентного диаметра древесины, который определяется как средняя квадратичная величина диаметров балансов в данной партии поставки штабеля

$$d_{\text{экв}} = \sqrt{\lambda_1 \cdot d_1^2 + \lambda_2 \cdot d_2^2 + \lambda_i \cdot d_i^2 + \dots + \lambda_m \cdot d_m^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot d_i^2}, \quad (5)$$

где  $d_1, d_2, d_i \dots d_m$  – средние диаметры брёвен по категориям (60-80 мм, 80-100 мм ... 350-400 мм и т.д.);

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_i \dots \lambda_m$  – относительные содержания отдельных категорий балансов в общем штабеле. Очевидно  $\sum_{i=1}^m \lambda_i = 1$ .

Теоретическую производительность  $Q_T$ , пл.м<sup>3</sup>/ч, машины можно определить по формуле

$$Q_T = \frac{3600 \cdot \pi \cdot d_{\text{экв}}^2 \cdot k_l \cdot l_{\text{щ}} \cdot n_n \cdot z}{4} = 900 \frac{\pi d_{\text{экв}}^2 \cdot h \cdot k_l \cdot n_n \cdot z}{\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2}, \quad (6)$$

где  $k_l$  – коэффициент неравномерности длины щепы. Для малоножевых машин  $k_l = 0,80-0,85$ , для многоножевых машин  $k_l = 0,93-1,0$ ;  $n_n$  – номинальная частота вращения ротора, с<sup>-1</sup>.

Фактическая производительность меньше теоретической, так как балансы поступают в машину не непрерывно, а с некоторым интервалом. Это учитывается введением коэффициента использования рабочего времени машины или коэффициента загрузки  $k_n$

$$k_n = t_p / (t_p + t_{xx}), \quad (7)$$

где  $t_p$  – время рубки одного баланса;

$t_{xx}$  – среднее время холостого хода машины между рубкой соседних балансов.

Фактическая производительность  $Q$ , пл.м<sup>3</sup>/ч, связана с теоретической зависимостью

$$Q = k \cdot Q_T = 900 \cdot k_n \cdot k_l \cdot \pi \cdot d_{\text{экв}}^2 \cdot l_{\text{щ}} \cdot n_n \cdot z. \quad (8)$$

Коэффициент загрузки  $k_n$  на основе практических данных принимается: для тихоходных малоножевых машин – 0,7-1,0, для быстроходных многоножевых машин с геликоидальной поверхностью – 0,4-0,7.

## 7. Силы, возникающие при отрубке щепы

Внедрение ножа в древесину сопровождается возникновением следующих усилий (рис.8):

- Передняя грань воздействует на древесину с нормальной силой давления  $F_1$  и касательной силой трения между поверхностью ножа и древесиной  $F_{T1}$ . Суммарная сила на переднюю грань  $\bar{R}_1 = \bar{F}_1 + \bar{F}_{T1}$ .

- Задняя грань воздействует на вновь образуемую поверхность среза с нормальной силой давления  $F_2$  и касательной силой трения  $F_{T2}$ . Суммарная сила на заднюю грань  $\bar{R}_2 = \bar{F}_2 + \bar{F}_{T2}$ .

- При затупленном резце появляется сила сопротивления движению кромки резца  $P_k$ .

Сила трения  $F_{T1}$  и  $F_{T2}$  связаны с соответствующими нормальными силами  $F_1$  и  $F_2$  соотношениями

$$F_{T1} = f \cdot F_1 ; F_{T2} = f \cdot F_2 , \quad (9)$$

где  $f$  – коэффициент трения между материалом ножа и древесиной. Значения коэффициентов трения покоя дерева по дереву принимаются  $f_n = 0,4-0,6$ ; металла по дереву при покое  $f_n = 0,5-0,6$ ; при движении  $f_d = 0,3-0,6$ .

При постепенном внедрении ножа в древесину сила  $F_1$  возрастает настолько, что приводит к сколу элемента щепы по плоскости  $o_1p$ , совпадающей с направлением волокон. В плоскости скалывания возникают нормальные и касательные напряжения, а в зоне контакта древесины с передней гранью ножа – напряжения смятия, приводящие к деформации участка волокон, прилегающего к граням резца. Следует отметить, что силы  $F_2$  и  $F_{T2}$ , действующие на заднюю грань резца, не участвуют в формировании элемента щепы. Сопротивление скалыванию щепы зависит в первую очередь от площади скалывания (длины щепы  $l_{щ}$ ) и от предела прочности древесины на скалывание вдоль волокон  $\tau_{II}$ . Необходимое для скола элемента щепы усилие  $F_1$  достигается только при определённой глубине внедрения резца, соответствующей толщине щепы  $S_{щ}$ .

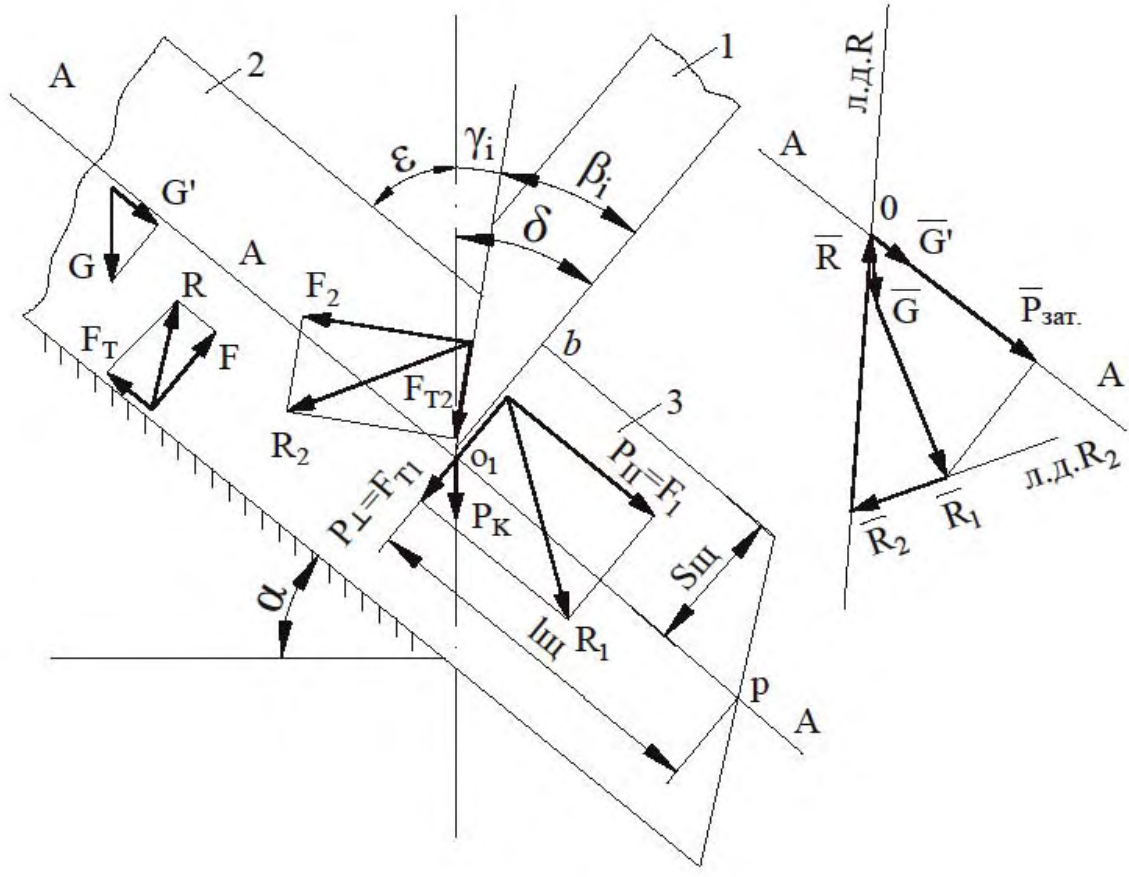


Рис. 8. Схема сил при взаимодействии резца с древесиной: 1 – режущий нож, 2 – древесина, 3 – элемент щепы

Для упрощения анализа отделения щепы методом скола рассмотрим случай взаимодействия ножа с древесиной, когда сумма угла встречи  $(\delta + \epsilon) = 90^\circ$  (однако, будем иметь в виду, что наиболее характерен случай  $(\delta + \epsilon) < 90^\circ$ ).

Разложим силу  $R_1$  (рис.8) на две составляющие:  $P_{\parallel}$ , совпадающую с направлением вдоль волокон, и  $P_{\perp}$ - нормальную к ним. Для упрощения анализа скола щепы будем считать ширину щепы равной единице и, следовательно, указанные силы – действующими на единицу длины ножа. Сила  $P_{\parallel}$ , необходимая для отделения элемента щепы, состоит из силы скалывания  $P_{ск}$  и добавочного усилия  $P_{доб}$  при сдвиге щепы, обусловленного трением между элементом щепы и древесиной по поверхности скола  $o_1p$  (рис.8).

$$P_{\parallel} = P_{ск} + P_{доб} = l_{щ} \cdot \tau_{\parallel} + f_n \cdot P_{\perp}, \tag{10}$$

где  $l_{щ} = o_1p$  – длина щепы, м;

$\tau_{II}$  – предел прочности древесины на скалывание вдоль волокон;  
 $f_n$  – коэффициент трения покоя между элементом щепы и древесиной;

$P_{\perp}$  - сила, нормальная к плоскости скалывания волокон древесины, (в нашем случае  $P_{II} = F_1$  и  $P_{\perp} = F_{T1}$ ).

$$\text{Следовательно } F_1 = l_{щ} \cdot \tau_{II} + f_n \cdot F_{T1} = l_{щ} \cdot \tau_{II} + f_n \cdot f_D \cdot F_1. \quad (11)$$

$$\text{Откуда } F_1 = l_{щ} \cdot \tau_{II} / (1 - f_n \cdot f_D). \quad (12)$$

Сила  $F_1$  может быть найдена также из условия смятия древесины передней гранью резца по площадке  $o_1b$ . При этом считаем, что по всей площадке контактирования действуют давления, равные пределу сопротивления древесины смятию вдоль волокон  $\sigma_{смII}$ . Поскольку длина площадки  $o_1b$  в нашем случае равна толщине щепы  $S_{щ}$ , то очевидно  $F_1 = S_{щ} \cdot \sigma_{смII}$ , а с учётом (12) толщина щепы будет

$$S_{щ} = l_{щ} \cdot \tau_{II} / [\sigma_{смII} (1 - f_n \cdot f_D)]. \quad (13)$$

### Удельное усилие и полезная работа резания

Проекции сил  $R_1$  и  $R_2$ , действующих по граням ножа, на направление скорости, а также сила сопротивления кромки ножа (в случае её затупления)  $P_k$  образуют в сумме силу резания  $P$ .

Удельное усилие резания – это усилие, приходящееся на единицу длины режущей кромки ножа и направленное по вектору скорости ножа. Общая сила резания  $P$  может быть определена по известному удельному усилию  $p$  и ширине резания  $B_p$

$$P = p \cdot B_p. \quad (14)$$

Ширина резания  $B_p$  меняется от нуля до максимума в пределах одного отруба по эллиптическому закону.

Величина удельной силы  $p$  зависит от многих параметров, в частности: от длины щепы  $l_{щ}$ , геометрических параметров резания, затупленности ножа, породы и состояния древесины и др.

На рис.9 представлена номограмма ЦНИИМЭ, по которой можно определить удельную силу резания для наиболее распространённых условий работы рубительных машин: угол резания  $\delta = 40^\circ$ , порода – сосна свежесрубленная, толщина срезаемого слоя

$h = 12$  мм, ножи острые. Номограмма построена в зависимости от угла встречи  $\varepsilon$  при различных углах наклона кромки ножа  $\varphi_n$  к направлению скорости его движения. В большинстве рубительных машин угол наклона  $\varphi_n$  лежит в диапазоне  $75-90^\circ$  и, как показывает номограмма, мало влияет на усилие резания.

Удельное усилие резания  $p$  для конкретных условий работы рубительных машин определяют из выражения

$$p = p' \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4, \text{ Н/м}, \quad (15)$$

где  $p'$  – удельное усилие резания, определяемое по номограмме;

$k_1$  – коэффициент затупления: для острых ножей  $k_1 = 1$ ; для тупых ножей  $k_1 = 1,25$ ;

$k_2$  – коэффициент, учитывающий влажность древесины: при влажности 25-30% -  $k_2 = 1,1$ ; при 50-57% -  $k_2 = 1,0$ ;

$k_3$  – коэффициент учёта агрегатного состояния свободной влаги в древесине: вода в виде жидкой фазы  $k_3 = 1$ ; вода в виде твёрдой фазы (замороженная древесина) -  $k_3 = 1,4$ ;

$k_4$  – коэффициент, учитывающий породу древесины: сосна – 1,0; ель, пихта – 0,87; лиственница – 1,07; осина – 0,85; берёза – 1,25; ясень – 1,6; бук – 1,4.

Работа резания  $W$ , Дж, производимая одним ножом при отрубке шайбы, определяется как произведение удельной силы резания  $p$  на площадь шайбы  $A_{ш}$ ,  $\text{м}^2$

$$W = p \cdot A_{ш}, \text{ Дж}. \quad (16)$$

Поскольку при отрубке баланса круглой формы в плоскости резания отрубается эллипс, то  $A_{ш}$  определяется на основании известной из математики формулы для площади эллипса

$$A_{ш} = \pi \cdot a \cdot b = \pi \cdot d^2 / (4 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2). \quad (17)$$

Таким образом, работа отрубка одной шайбы

$$W = p \cdot \pi \cdot d^2 / (4 \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2) = p \cdot \pi \cdot d^2 / (4 \cos \alpha). \quad (18)$$

$$\text{Мощность резания } P = p \frac{\pi d^2 10^{-3}}{4 \cos \alpha_1 \cos \alpha_2} \cdot n \cdot z, \text{ кВт.} \quad (19)$$

Отнеся величину мощности резания  $P$  к часовой производительности  $Q_T$  (6) получим выражение для определения удельного расхода энергии  $U$ , Дж/пл.м<sup>3</sup>, который показывает, какое количество энергии необходимо для рубки 1 пл.м<sup>3</sup> древесины

$$U = 3,6 \cdot 10^6 P / Q_T = p / (h \cdot k_l) . \quad (20)$$

$$\text{Тогда } p = k_l \cdot h \cdot U . \quad (21)$$

Как показывает формула (20), удельный расход энергии  $U$  при отрубке шайбы определённой толщины  $h$  зависит от удельного усилия резания  $p$ . Поэтому представляется возможным определение величины  $U$  в зависимости от условий рубки по тем же номограммам и формулам, что и величины  $p$  (см. рис.9).

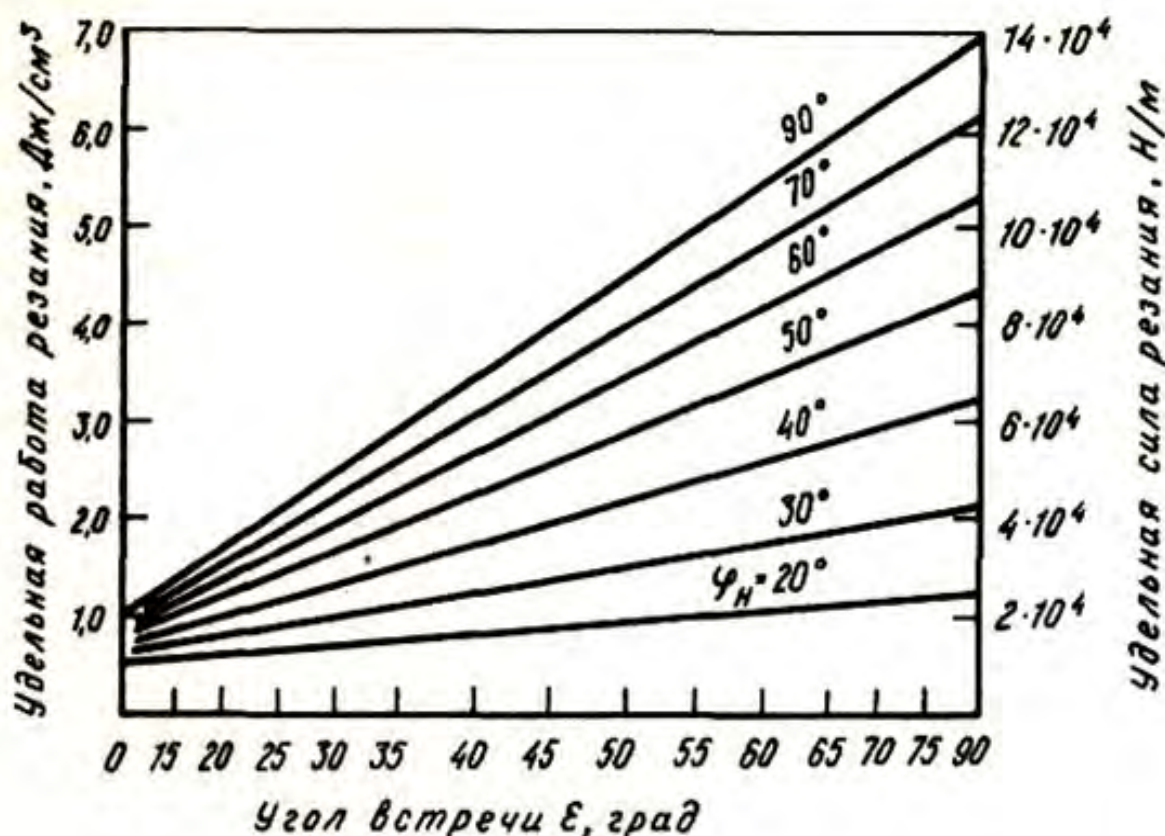


Рис. 9. Номограмма для определения удельной работы и силы резания при различных значениях угла встречи и угла наклона



## 8. Анализ процесса подачи баланса

В общем случае движение баланса в патроне рубительной машины складывается из двух стадий: подвода баланса к диску до начала отруба и подачи баланса в период отруба.

При горизонтальном расположении патрона подача осуществляется принудительно с помощью ленточного транспортёра или специальным подающим механизмом. При наклонном патроне баланс направляется к диску под действием силы тяжести. Условие самопроизвольного скольжения баланса по наклонной поверхности патрона  $tg \alpha > f_{Д}$ .

Приняв максимальное значение коэффициента трения между балансом и дном патрона  $f_{Д} = 0,6$ , получим, что минимальное значение угла наклона патрона для самопроизвольного скольжения баланса составит  $\alpha_1 = arctg 0,6 = 31^\circ$ . В существующих рубительных машинах  $\alpha_1 = 45-55^\circ$ , что обеспечивает подвод древесины к диску с некоторым ускорением.

В период отруба конструкция машины должна обеспечивать такую скорость подачи, чтобы каждый нож отрубал от баланса щепу заданной длины. Существуют две возможные причины, побуждающие баланс двигаться в период отруба – это сила тяжести в машинах с наклонной подачей и сила самозатягивания, возникающая при взаимодействии ножа с древесиной. Эта сила заставляет баланс постоянно прижиматься своим торцом к задней грани ножа. Для определения силы затягивания  $P_{зам}$  обратимся к силовой схеме взаимодействия ножа с древесиной показанной на рис.8.

Баланс находится в равновесии под действием системы сил. Силы  $R_1$  и  $R_2$  являются равнодействующими сил, приложенных со стороны передней и задней граней ножа к древесине; кроме этого на баланс действует сила тяжести  $G$  и опорная реакция  $R$ . Искомая сила  $P_{зам}$  действует вдоль направления движения балансов А-А, способствуя прижиму древесины к задней грани резца. Это усилие может быть определено построением плана сил на основе векторного уравнения

$$\bar{G} + \bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{R} = 0. \quad (22)$$

Силы  $G$  и  $R_1 = \sqrt{F_{T1}^2 + F_1^2}$  известны по величине (см. формулы 9 и 12). Известными являются также направления сил  $R_2$  и  $R$ .

$$R_2 = \sqrt{F_{T2}^2 + F_2^2}; R = \sqrt{F_T^2 + F^2},$$

где  $F_{T2} = f_D \cdot F_2$  и  $F_T = f_D \cdot F$ .

При построении плана сил (рис.8) вначале откладываем в определённом масштабе силу тяжести баланса  $\bar{G}$ , затем величину силы  $\bar{R}_1$ , определяемую из условия образования элемента щепы. Проводя из конца вектора  $\bar{R}_1$  линию действия силы  $\bar{R}_2$  и из точки  $O$  линию действия вектора  $\bar{R}$ , замкнём многоугольник сил.

Величина силы затягивания  $P_{зам}$  определяется проекцией сил  $G$  и  $R_1$  на направление движения баланса А-А. Сила  $P_{зам}$  уравновешивается силой  $F_{\delta}$  трения балансов об опорную поверхность и составляющей реакции  $R_2$  задней грани ножа на направление А-А. Рассмотренный план сил позволяет сделать вывод, что в процессе рубки возникает сила затягивания, обеспечивающая постоянный прижим торца баланса к задней грани ножа.

Скорость подачи баланса  $v$  (или скорость самозатягивания) будет определяться величиной угла затягивания  $\gamma_i$ , образованного задней гранью ножа и плоскостью диска. Применяя теорему синусов, из треугольника скоростей  $Av_0v_{II}$  на рис.10, получим

$$\frac{v_{II}}{\sin \gamma_i} = \frac{v_0}{\sin(90^\circ + \alpha - \gamma_i)}. \quad (23)$$

$$\text{Откуда } v_{II} = v_0 \cdot \sin \gamma_i / \cos(\alpha - \gamma_i), \quad (24)$$

где  $v_0$  – окружная скорость ножей на данном диаметре резания  $D_p$ ,  
 $v_0 = \pi D_p \cdot n$ .

$$v_{II} = \pi D_p \cdot n \cdot \sin \gamma_i / \cos(\alpha - \gamma_i)$$

или, учитывая, что  $\cos(\alpha - \gamma_i) = \cos \alpha \cdot \cos \gamma_i - \sin \alpha \cdot \sin \gamma_i$ , получим

$$v_{II} = \pi \cdot D_p \cdot n / (\cos \alpha \cdot \operatorname{ctg} \gamma_i + \sin \alpha). \quad (25)$$

Скорость подачи  $v_{II}$  должна быть такой, чтобы бревно продвигалось на расстояние, равное длине щепы  $l_{щ}$  за время  $t_1$ , в течение которого диск повернётся на угловой шаг между соседними ножами, то есть

$$v_{II} = l_{щ} / t_1 = l_{щ} \cdot n \cdot z, \quad (26)$$

где  $t_1 = 1/(n \cdot z)$  - время, в течение которого диск пройдет расстояние, равное дуге  $AA_1$  (рис.10).

Подставляя выражение (26) в уравнение (25) и решая его относительно  $l_{щ}$ , получим

$$l_{щ} = \frac{\pi D_p}{z} \cdot \frac{1}{\cos \alpha \cdot \operatorname{ctg} \gamma_i + \sin \alpha} \quad (27)$$

Выражения (26) и (25) показывают, что при одинаковом значении угла затягивания  $\gamma_i$  скорость подачи и длина щепы зависят от диаметра  $D_p$ , на котором происходит резание.

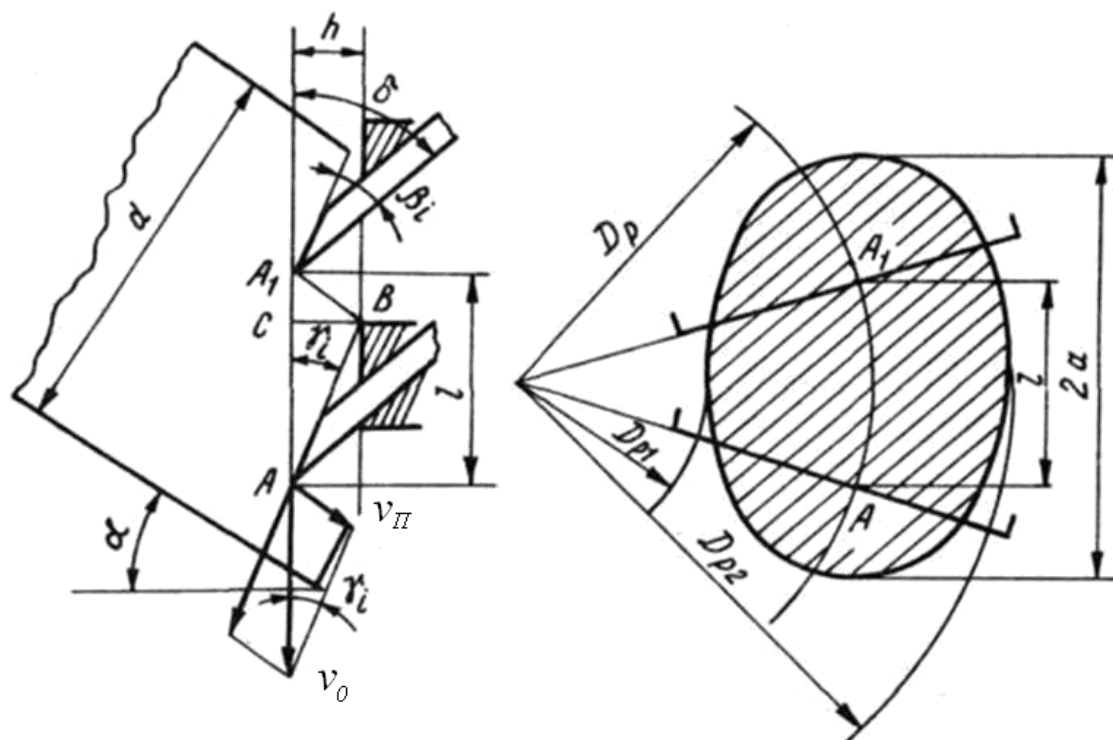


Рис. 10. Схема подачи балансов в период резания

В случае рубки балансов большого диаметра резание происходит на существенно различных диаметрах  $D_{p1}$  и  $D_{p2}$  (рис.10), что в соответствии с выражением (27) обуславливает получение неоднородной по длине щепы. Угол затягивания  $\gamma_i$  на основании формулы (27) составляет

$$\gamma_i = \operatorname{arctg} \left( \frac{l_{щ} \cdot \cos \alpha}{\frac{\pi D_p}{z} - l_{щ} \cdot \sin \alpha} \right), \quad (28)$$

$$\text{а угол заточки } \beta_i = \delta - \gamma_i = \delta - \arctg \left( \frac{l_{\text{щ}} \cdot \cos \alpha}{\frac{\pi D_p}{z} - l_{\text{щ}} \cdot \sin \alpha} \right). \quad (29)$$

Углы затягивания  $\gamma_i$  и заточки  $\beta_i$  зависят от нескольких параметров: угла наклона  $\alpha$ , длины щепы, диаметра резания, числа ножей. Выражения (25), (27) – (29) показывают, что для обеспечения одинаковой скорости подачи по всей длине режущей кромки, с целью получения однородной по размерам щепы, необходимо иметь различный угол затягивания, который уменьшается от центра к периферии диска. Угол же заточки ножа  $\beta_i$ , наоборот, будет соответственно возрастать с увеличением диаметра резания. Такой принцип резания обеспечивается в машинах, имеющих геликоидальную (винтовую) поверхность задней грани ножей и межножевых участков диска.

В рубительных машинах с плоской поверхностью диска в результате несовпадения поверхностей ножей и межножевых секторов с плоскостью резания наблюдается явление срыва в подаче. В особенности это явление заметно на балансах большого диаметра, в которых резание происходит на сильно различающихся диаметрах резания. Наблюдается также смятие торца баланса, ввиду несовпадения плоскости отруба с поверхностью ножей и диска. При рубке толстых брёвен ухудшается фракционный состав щепы.

В существующих рубительных машинах с геликоидальной поверхностью угол заточки в соответствии с формулой (29) изменяется по длине ножа в диапазоне 4-5° (для машин отечественного производства от 34°56' до 30°56'). Незначительная величина изменения этого угла позволяет осуществить довольно простой способ заточки геликоидальных ножей на обычных точильных станках путём скручивания ножей по спирали на соответствующий угол в специальном приспособлении.

## **9. Определение мощности электродвигателя привода рубительной машины и выбор момента инерции**

Мощность, подводимая к рубительной машине от электродвигателя, складывается из ряда составляющих :

$$P = P_p + P_e + P_{mn} + P_{щ}, \text{ кВт} , \quad (30)$$

где  $P_p$  – мощность на преодоление сопротивления резанию древесины;  $P_e$  – мощность на создание вентиляционного напора и трения вращающегося диска о воздух;  $P_{mn}$  – мощность механических потерь в уплотнениях и подшипниках;  $P_{щ}$  – мощность на ускорение щепы, для её механического удаления из рубительной машины в циклон при верхнем выбросе.

Средняя мощность резания  $P_p$ , в соответствии с выражениями (19), (21), (6) будет

$$P_p = \frac{\rho \pi d_p^2 \cdot 10^{-3}}{4 \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2} \cdot n \cdot z = \frac{10^{-3}}{4} \pi \cdot U \cdot d_p^2 \cdot z \cdot l_{щ} k_l n = Q \cdot U \frac{1}{3,6 \cdot 10^6}, \text{ кВт}, \quad (31)$$

где  $d_p$  – расчётный диаметр баланса, при котором заданная производительность  $Q$  обеспечивается непрерывной подачей балансов в рубительную машину.

Величина расчётного диаметра баланса определяется по заданной производительности  $Q$ , пл.м<sup>3</sup>/ч

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot l_{щ} \cdot k_l \cdot n_n \cdot z \cdot 3600}}, \text{ м}. \quad (32)$$

Мощность  $P_{щ}$  расходуется на сообщение кинетической энергии щепе при её разгоне от нулевой скорости в момент отруба до скорости лопаток  $v_l = \pi D_l \cdot n$  на ободу диска

$$P_{щ} = \frac{dm}{dt} \cdot \frac{v_l^2}{2} = \frac{10^{-3}}{8} \pi^3 \cdot d_p^2 \cdot l_{щ} \cdot k_l \cdot z \cdot \rho \cdot \pi_n^3 \cdot D_l^2 = \frac{Q \cdot U_{щ}}{3,6 \cdot 10^6}, \quad (33)$$

где  $\frac{dm}{dt} = Q \cdot \rho$  – массовая производительность машины, кг/ч;

$\rho$  – плотность древесины, кг/м<sup>3</sup>;  $D_l$  – диаметр центра лопаток, м,  
 $U_{щ} = 0,5 \rho (\pi \cdot n_n \cdot D_l)^2$  – удельный расход энергии, необходимый для ускорения 1 пл.м<sup>3</sup> щепы до скорости лопаток, Дж/м<sup>3</sup>.

Мощность на вентиляцию  $P_e$  и механические потери  $P_{mn}$  образуют в сумме мощность холостого хода  $P_{xx}$ , которая незначительна по величине и не превышает 5-7% от общей мощности двигателя.

В дальнейшем эти составляющие мощности учитываем, введя коэффициент учёта механических и вентиляционных потерь  $\eta = 0,93 - 0,95$ .

$$P = (P_p + P_{щ}) / \eta = 0,28 \cdot 10^{-6} \cdot Q(U + U_{щ}) / \eta, \text{ кВт} . \quad (34)$$

В реальных условиях эксплуатации электродвигатель рубительной машины работает в условиях резко выраженной переменной нагрузки: периоды интенсивного нагружения двигателя, особенно в момент рубки балансов максимального диаметра, сменяются периодами пауз. Мощность рубки зависит от квадрата диаметра баланса (см. формулу (31)). Для привода используются двигатели переменного тока двух типов: асинхронные и синхронные (для рубительных машин большой производительности). Для асинхронного привода целесообразно выбирать электродвигатели с большим искусственным скольжением и мягкой механической характеристикой, допускающие значительное снижение частоты вращения. В этом отношении наиболее предпочтительными являются асинхронные электродвигатели с фазным ротором.

При использовании асинхронных двигателей важную роль выполняют моменты инерции (маховые массы  $mD^2$ ) рубительной машины. Их значение состоит в том, что в период рубки баланса в результате снижения частоты вращения вала используется часть кинетической энергии, накопленной маховыми массами. В период пауз происходит восстановление частоты вращения и повторное накопление кинетической энергии. Таким образом, маховые массы позволяют для случая подачи балансов с паузами применять двигатели меньшей мощности, чем рассчитанные по формуле (34) при рубке балансов максимального диаметра. В старых рубительных машинах для увеличения общего момента инерции ротора на валу устанавливался маховик. В современных машинах для упрощения конструкции маховик не используется так как, практически, весь момент инерции сосредоточен в диске рубительной машины.

Недостатками асинхронных двигателей являются: низкое значение коэффициента мощности ( $\cos\varphi$ ), особенно при недоиспользовании мощности двигателя, и высокий пусковой ток (это обстоятельство частично устраняется при использовании асинхронных двигателей с фазным ротором). В последнее время для привода ру-

бительных машин всё большее применение находят синхронные двигатели. Основным достоинством синхронного двигателя является его способность работать с  $\cos\varphi=1$ , или даже с опережающим  $\cos\varphi$ , что улучшает  $\cos\varphi$  всего предприятия. Применение синхронных двигателей целесообразно в рубительных машинах, которые часто работают с недогрузкой, так как в это время он может быть использован для получения реактивной мощности. Синхронные двигатели позволяют работать с кратковременной перегрузкой, которая превышает номинальную мощность в 2,5 - 3,0 раза. В силу того, что частота вращения вала рубительной машины, приводимой синхронным двигателем, не снижается при повышении нагрузки, величина момента инерции не имеет существенного значения. В этом случае рубка балансов большого диаметра осуществляется использованием двигателя увеличенной мощности (с двух-трёхкратной кратковременной перегрузкой).

Расчёт мощности асинхронного двигателя взаимосвязан с вопросом выбора моментов инерции. Наиболее напряжённые условия работы двигателя возникают в момент рубки баланса максимального диаметра. Обозначим  $\sum W_{pm}$  и  $\sum W_{um}$  – соответственно, суммарную работу рубки и ускорения щепы при измельчении баланса максимального диаметра  $d_m$ .

$$\sum W_{pm} = P_{pm} \cdot t_p \text{ и } \sum W_{um} = P_{um} \cdot t_p ,$$

где  $P_{pm}$  и  $P_{um}$  – соответственно, мощности резания и ускорения щепы при рубке баланса максимального диаметра  $d_m$  длиной  $L$ ;

$t_p$  – время рубки одного баланса.

Исходя из формул (31) и (33)

$$P_{pm} = \frac{\pi \cdot U}{4} \cdot d_m^2 \cdot l_{щ} \cdot k_l \cdot z \cdot n_{cp} \cdot 10^{-3}; \quad (35)$$

$$P_{um} = 0,25 \pi^3 \cdot d_m^2 \cdot l_{щ} \cdot k_l \cdot z \cdot \rho \cdot n_{cp}^3 \cdot D_l^2 \cdot 10^{-3}, \quad (36)$$

$$n_{cp} = 0,5 \cdot (n_n + n) \approx n_n \cdot (1 - 0,5S), \quad (37)$$

где  $n_n$ ,  $n$  – соответственно, частота вращения начальная и по окончании рубки одного баланса.

На основании закона сохранения энергии уравнение движения вала диска рубительной машины при рубке баланса  $t_p$  имеет вид

$$P_{pm} \cdot t_p + P_{цм} \cdot t_p = \eta \cdot \lambda \cdot P_{дв} \cdot t_p + 0,5I \cdot (\omega_n^2 - \omega^2), \quad (38)$$

где  $\lambda$  – допускаемый коэффициент кратковременной перегрузки двигателя;  $I$  – приведённый к валу диска момент инерции вращающихся частей машины и привода,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\omega_n, \omega$  – угловые скорости вала, номинальная и конечная,  $\text{с}^{-1}$ .

Первое слагаемое в правой части уравнения (38) представляет собой выражение энергии, подводимой от электродвигателя; второе – выражение кинетической энергии, выделяемой вращающимися массами рубительной машины при снижении угловой скорости от номинальной  $\omega_n$  до конечной  $\omega$ .

За время холостого хода  $t_{xx}$  между рубкой двух последовательно идущих балансов двигатель должен восстановить первоначальную частоту вращения. Уравнение движения вала рубительной машины в период времени восстановления частоты вращения  $t_\theta$  имеет вид

$$0,5I(\omega_n^2 - \omega^2) = \eta \cdot \lambda \cdot P_{дв} \cdot t_\theta. \quad (39)$$

Условие полного восстановления частоты вращения заключается в том, что время восстановления  $t_\theta$  должно быть не больше времени холостого хода  $t_{xx}$ , т.е.  $t_\theta \leq t_{xx}$ .

Время холостого хода при известном значении  $k_n$  составит

$$t_{xx} = t_p \left[ \left( \frac{1}{k_n} \right) - 1 \right] > t_\theta. \quad (40)$$

Сложим левые и правые части уравнений (38) и (39), приняв значение  $t_\theta = t_p \left[ \left( \frac{1}{k_n} \right) - 1 \right]$  и решим полученное уравнение относительно мощности двигателя  $P_{дв}$

$$P_{дв} = (P_{pm} + P_{цм}) k_n / (\eta \cdot \lambda). \quad (41)$$

Мощность двигателя, достаточная для рубки баланса максимального диаметра, рассчитанная по формуле (41) с учётом соотношений (35) и (36), пропорциональна квадрату диаметра баланса и зависит от принятого значения коэффициента  $k_n$ . Мощность может быть уменьшена за счёт выбора двигателя, допускающего значительную перегрузку, величина которой составляет  $\lambda = 2,3 - 2,5$ . Величину момента инерции  $I$  вращающихся масс, необходимую для обеспечения рубки балансов максимального диаметра, определим из уравнения (38) с учётом формулы (41)

$$I = 2 \cdot 10^3 (P_{pm} + P_{цм} - P_n \cdot \eta \cdot \lambda) t_p / (\omega_n^2 - \omega^2). \quad (42)$$



Так как  $\omega_n = 2\pi \cdot n_n$ ;  $\omega = 2\pi \cdot n_n(1 - S)$  и

$$t_p = L / (k_l \cdot l_{щ} \cdot z \cdot n_{cp}) = L / [k_l \cdot l_{щ} \cdot z \cdot n_n(1 - 0,5S)], \quad (43)$$

получаем 
$$I = \frac{(P_{pm} + P_{цм} - P_{дв} \cdot \eta \cdot \lambda) \cdot L \cdot 10^3}{\pi^2 \cdot n_n^3 \cdot S(2 - S)^2 \cdot k_l \cdot z \cdot l_{щ}}. \quad (44)$$

Для уменьшения величины момента инерции и, следовательно, массы машины целесообразно применять двигатели, допускающие значительное скольжение, достигающее величины  $S = 0,5$ . Это позволяет более полно использовать кинетическую энергию маховых масс при рубке толстых брёвен и снизить мощность приводного двигателя. Существенным резервом уменьшения момента инерции, а следовательно и массы рубительной машины, как показывает формула (44), является увеличение скорости вращения диска.

После определения мощности двигателя обычно проводится его проверка на динамическую устойчивость. При длительных перегрузках проводится проверка двигателя на нагрев.

## 10. Особенности расчета элементов конструкции рубительных машин

### 10.1. Расчет ножевого диска

Для проверки прочности перемычек у ступицы (рис.11) диск рассматривается как маховик [3].

Нормальная растягивающая сила в поперечном сечении спицы у обода равна

$$N_r = \frac{\rho \omega^2}{6} \cdot \frac{\left(4 + 3 \frac{r_1}{R}\right)}{\frac{R^2}{I} f_2(\alpha) + \frac{1}{A} f_1(\alpha) + \frac{R - r_1}{R \cdot A_1}}, \text{ Н,}$$

7

где  $r_1$  – наружный радиус ступицы, м;

$R$  – средний радиус обода диска, м;

$2\alpha$  – угол между осями соседних перемычек,  $\alpha = \pi/z$ ;

$A_1$  – средняя площадь переменного сечения перемычки,  $\text{м}^2$ ;  
 $I$  – момент инерции поперечного сечения обода,  $\text{м}^4$  :

$$I = b(r_2^3 - r_0^3)/3 \approx R^2 b(r_2 - r_0) = R^2 A,$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения обода,  $\text{м}^2$ ;

$b$  – толщина диска, м;

$f_1(\alpha), f_2(\alpha)$  – функции угла  $\alpha$  ;

$$f_1(\alpha) = \frac{1}{4 \sin^2 \alpha} \left( \frac{\sin 2\alpha}{2} + \alpha \right); f_2(\alpha) = f_1(\alpha) - 1/2 \alpha,$$

$z$  – число перемычек (ножей).

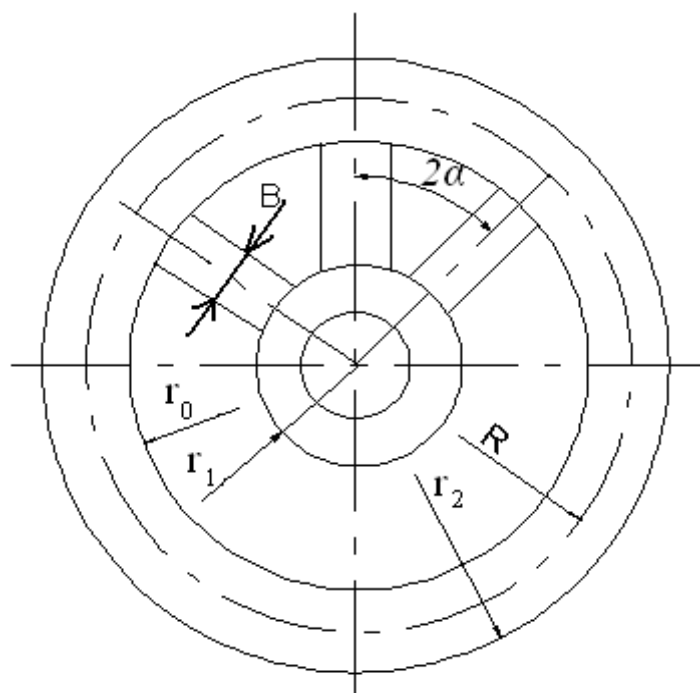


Рис. 11. Схема к расчету перемычек

Значение функций  $f_1(\alpha), f_2(\alpha)$  от числа перемычек (ножей)  $z$

$z$	$f_1(\alpha)$	$f_2(\alpha)$	$z$	$f_1(\alpha)$	$f_2(\alpha)$
6	0,915	1,69	12	1,91	0,20
8	1,274	0,76	15	2,39	0,10
10	1,592	0,35	16	2,55	0,085

На радиусе  $r$   $N_r = N_R + \rho \omega^2 \int_r^R A_1' \cdot r \cdot dr$ , Н,

где  $A_1' = \left( \frac{2\pi \cdot r}{z} - B \right) b$  – площадь поперечного сечения перемычки

на радиусе  $r$ , м<sup>2</sup>;

$B$  – средняя ширина подножевой щели,  $B \approx 0,09$  м.

Подставляя значение  $A_1'$  в формулу для определения  $N_r$  и производя вычисления, получим

$$N_r = N_R + \rho \omega^2 b \left[ \frac{2\pi}{3z} (R^3 - r^3) - \frac{B}{2} (R^2 - r^2) \right].$$

При  $r = r_1$

$$N_{r1} = N_R + \rho \omega^2 b \left[ \frac{2\pi}{3z} (R^3 - r_1^3) - \frac{B}{2} (R^2 - r_1^2) \right].$$

Условие прочности  $\sigma_p = N_{r1} / A_{r1} \leq [\sigma_p]$ ,

где:  $\sigma_p$  – наибольшее нормальное напряжение в опасном сечении;

$$A_{r1} = \left( \frac{2\pi \cdot r_1}{z} - B \right) b;$$

$[\sigma_p]$  – допускаемые напряжения растяжения,  $[\sigma_p] = \sigma_T / [S]$ .

### Проверка прочности при отрыве половинок диска

Центробежная сила, действующая на половину диска (рис. 12)

$$C = 0,5 m_1 \cdot \rho_1 \cdot \omega^2, \text{ Н},$$

где  $m_1$  – масса половины диска, кг;

$\rho_1 = 0,212D$  – расстояние от оси вращения диска до центра масс его половины, м.

Условие прочности имеет вид

$$\sigma_p = C / \sum A \leq [\sigma_p],$$

где:  $\sigma_p$  – напряжение растяжения в ободе и ступице диска;

$\sum A$  – сумма площадей сечения диска в сечении 1-1,

( $\sum A = A_{об} + A_{см}$ ).

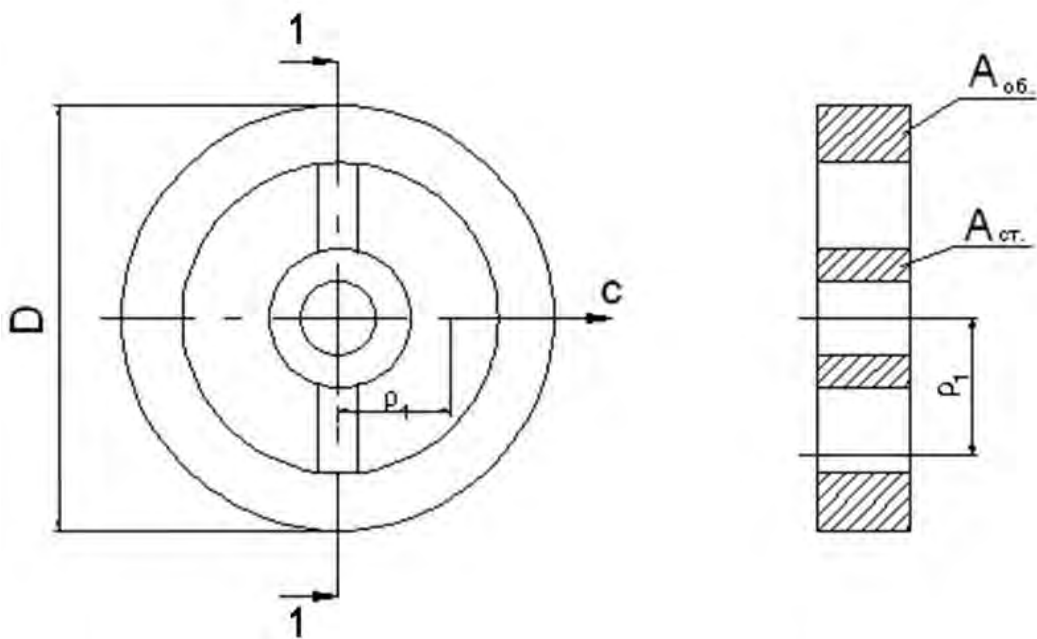


Рис. 12. Схема к расчету обода диска

Вращающий момент, передаваемый от двигателя, вызывает напряжения среза в перемычках между окнами в диске. Расчетное значение вращающего момента принимается с запасом  $T = 1,5 T_{онр}$ . Напряжения среза равны

$$\tau_{ср} = 1,5 T_{онр} / (A_{r1} \cdot z_1 \cdot r_1) \leq [\tau_{ср}],$$

где  $z_1$  – число одновременно нагружаемых перемычек,  $z_1 = 2$ .

## 10.2. Расчет вала рубительной машины

На вал рубительной машины (рис.13) в вертикальной плоскости действуют силы веса: вала  $G_v$ , ножевого диска  $G_d$ , тормозного шкива  $G_t$  и полумуфты  $G_m$ . Учитывая, что вал рубительной машины имеет относительно небольшую длину, вес вала можно представить в виде сосредоточенной силы. Вес полумуфты и тормозного шкива считаем приложенными в одной точке.

При работе машины возникает сила резания  $P_p$ . Направление силы резания зависит от углов наклона питающего патрона и его расположения относительно горизонтальной оси ножевого диска. В общем случае составляющая от силы резания действует в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис. 13).

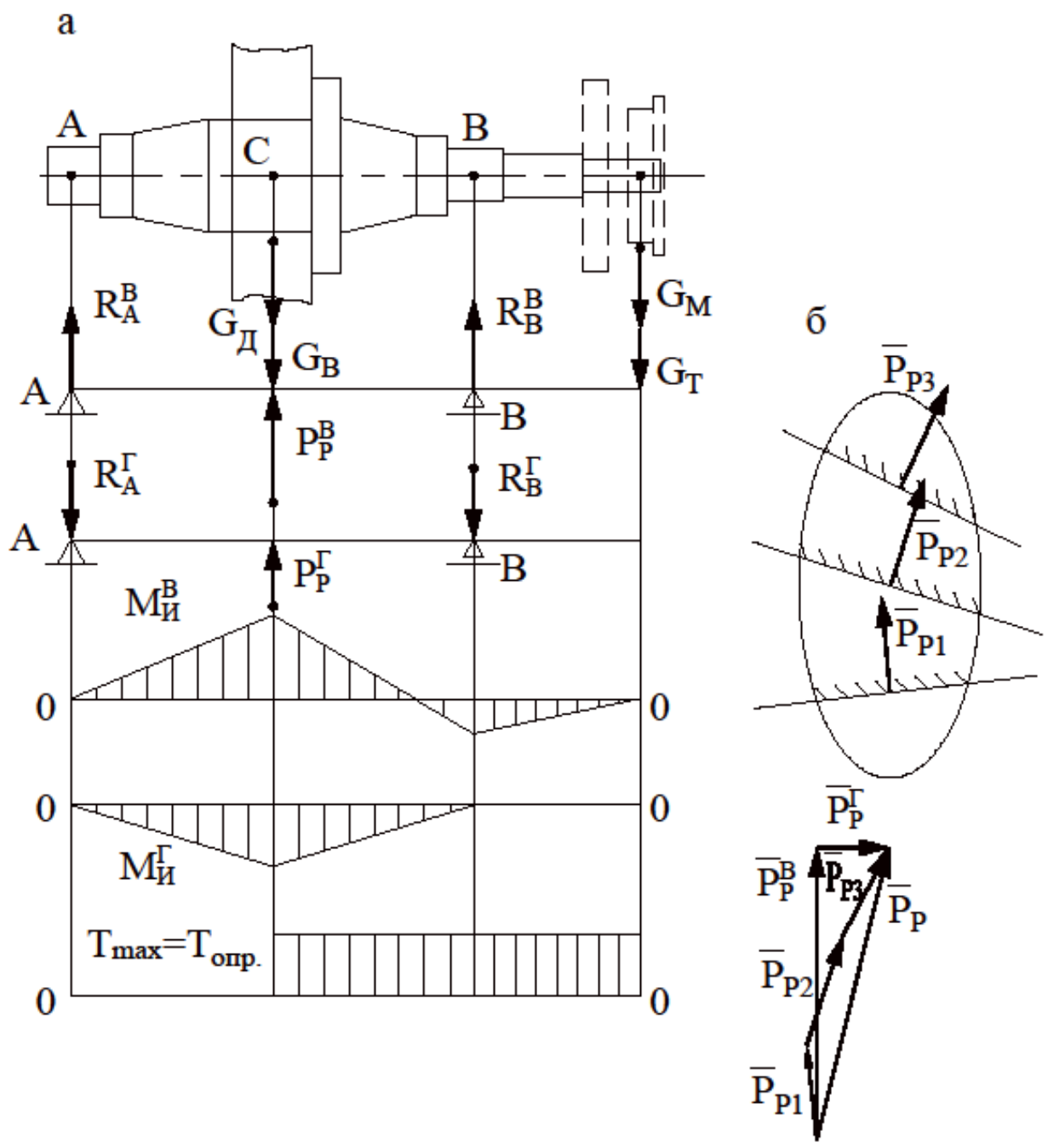


Рис. 13. Расчетная схема вала рубительной машины и эпюры моментов (а). Силы резания и многоугольник сил резания при рубке балансов максимального диаметра (б)

При рубке баланса максимального диаметра в зоне рубки может находиться одновременно 3 ножа (рис.13б). Реакция со стороны усилия резания, действующая на каждый нож  $P_{p1}$ ,  $P_{p2}$ ,  $P_{p3}$  определяется удельным усилием резания  $p$  и длиной участка ножей

$b_1, b_2, b_3$ , взаимодействующих с древесиной:  $P_{p1} = p \cdot b_1$ ;  $P_{p2} = p \cdot b_2$ ;  $P_{p3} = p \cdot b_3$ .

Общую силу резания  $P_p$  удобно найти, построив в определенном масштабе многоугольник сил  $P_p = P_{p1} + P_{p2} + P_{p3}$  (рис.13б). Разложив вектор  $P_p$  на вертикальную и горизонтальную составляющие, получим вертикальную силу  $P_p^B$  и горизонтальную силу  $P_p^F$ . Так как вертикальная составляющая  $P_p^B$  действует в сторону противоположную силе тяжести, она способствует уменьшению общей нагрузки на вал. Поэтому рабочую нагрузку следует учитывать при условии, когда  $P_p^B$  примерно в 2 раза больше весовой нагрузки. В противном случае расчет необходимо вести для режима холостого хода, когда действуют только весовые нагрузки.

При расчете машин с горизонтальной подачей древесины усилие резания следует учитывать, так как она действует, в основном, в горизонтальном направлении и увеличивает основную нагрузку на вал.

На вал действует также вращающий момент, передаваемый от двигателя. Максимальное значение вращающего момента на валу равно  $T_{max} = T_{опр}$ .

На рис.13 приведены эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, эпюра суммарного и вращающего моментов.

Расчетный суммарный момент определяется по выражению

$$M_{расч} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 T}.$$

Диаметр вала в рассматриваемом сечении определяется из условия прочности на изгиб

$$\sigma_u = M_{расч} / W \leq [\sigma_u],$$

где  $W = 0,1d^3$  - осевой момент сопротивления сечения вала.

$$d \geq \sqrt[3]{M_{расч} / (0,1 \cdot [\sigma_u])}.$$

Участок вала под полумуфтой рассчитывается только на кручение и диаметр вала в этом месте определяется по формуле

$$d_k \geq \sqrt[3]{T_{max} / (0,2 \cdot [\tau]_{кр})},$$

где  $[\tau]_{кр}$  - допускаемые напряжения кручения для вала, МПа.

После предварительного проводится уточненный расчет вала на усталостную выносливость по коэффициенту запаса прочности.

Допускаемый коэффициент запаса прочности равен

$$[S] = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3,$$

где  $S_1 = 1,1 - 1,6$  – коэффициент, учитывающий ответственность детали;

$S_2 = 1,1 - 1,5$  – коэффициент, учитывающий степень точности определения расчетных нагрузок;

$S_3 = 1,3 - 1,5$  – коэффициент, учитывающий надежность материала.

Обычно  $[S] = 1,57 - 3,60$ .

При расчете вала на жесткость определяется величина наибольшего прогиба, угла наклона упругой линии и угла закручивания. Полученные значения сопоставляются с допускаемыми, которые рекомендуется принимать следующими:

допускаемый максимальный прогиб  $[y] = 0,0002L$ ,

где  $L$  - расстояние между опорами.

Допускаемый угол наклона упругой линии  $[\Theta] = 0,05$  рад;  
допускаемый угол закручивания  $[\varphi] < 0,25^\circ$  на 1 погонный метр длины вала.

### 10.3. Расчет тормоза рубительной машины

Момент торможения определяется по формуле

$$T_T \geq \sum I \cdot \varepsilon, \text{ Нм},$$

где  $\sum I$  - сумма моментов инерции вращающихся частей рубительной машины и привода,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$\varepsilon = \omega / t_T$  - угловое ускорение при торможении,  $\text{с}^{-2}$ ;

$\omega$  - угловая скорость вала до начала торможения,  $\text{с}^{-1}$ ;

$t_T$  - время торможения, с. Принимаем  $t_T = 120$  с.

Окружное усилие, возникающее на рабочей поверхности тормозного шкива диаметром  $D_T$  (рис. 14)

$$P_T = 2F_r / D_T, \text{ Н}.$$

Натяжение набегающей и сбегающей ветвей ленты тормоза соответственно равны

$$F_T = P_T \cdot e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1), F_{T1} = P_T / (e^{f\alpha} - 1),$$

где  $e = 2,72$  – основание натурального логарифма;

$f = 0,35$  – коэффициент трения между поверхностями тормозной ленты и шкива;

$\alpha$  – угол охвата тормозного шкива тормозной лентой.

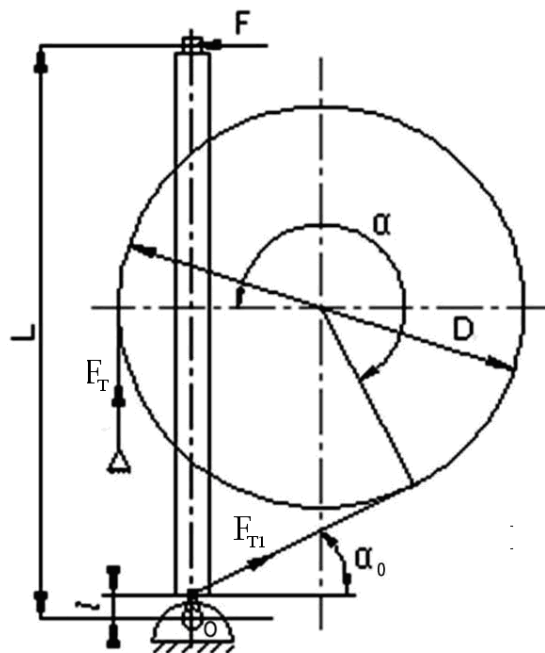


Рис. 14. Схема к расчету тормоза

Из условия равновесия системы определяется усилие, прикладываемое к рычагу тормоза

$$\sum M_0 = 0, \\ F \cdot L - F_{T1} \cdot \cos \alpha_0 \cdot l = 0.$$

где  $F$  – усилие торможения, прикладываемое к рычагу тормозного устройства.

$$F = F_{T1} \cdot \cos \alpha_0 \cdot l / L.$$

Полученное значение усилия торможения не должно превышать 150-200 Н. После проектного расчета проводится расчет тормоза на нагрев. Производится проверка элементов тормоза на прочность.



## 11. Порядок расчета основных параметров рубительных машин

11.1. Средний расчетный диаметр  $d_p$  перерабатываемой древесины задается или на основе заданного распределения балансов вычисляется по формуле (5).

11.2. По заданной производительности принимается диаметр ножевого диска. При выборе параметров рубительной машины можно воспользоваться следующими рекомендациями [1,2](табл.4).

Таблица 4. Рекомендуемые параметры рубительных машин

Производительность, $Q$ , пл.м <sup>3</sup> /ч	Диаметр диска, $D$ , мм (не более)	Диаметр баланса, $d_m$ , мм (максимальный)	Мощность двигателя, $P$ , кВт	Число ножей, $z$	Частота вращения диска, $n$ , мин <sup>-1</sup>
20;30	1280	220	55 - 90	16	600
40;50	1600	315	160	6;15	800
100	2500	500 (550)	500	15	365
200;300	3000	700	1250(асхр) 1600 (схр)	10;15	250

Определяется средний диаметр резания ( $D_p \approx 0,6D$ ). Принимается скорость резания на среднем радиусе ножа. В современных рубительных машинах скорость резания находится в диапазоне  $v=25 - 35$  м/с.

По формуле  $n_H = v/\pi D_p$  определяется частота вращения вала рубительной машины, с<sup>-1</sup> (или  $n_H = 60v/\pi D_p$ , мин<sup>-1</sup>), которая округляется до ближайшей стандартной частоты вращения вала двигателя. Частота вращения для синхронных двигателей  $n_c = f/p$  зависит от числа пар полюсов  $p$  ( $p = 1,2,3,4,5,6,8,10,12\dots$ ) и частоты тока в сети ( $f=50$  с<sup>-1</sup> = 3000 мин<sup>-1</sup>), и составляет для интересующего нас диапазона: 250, 300, 375, 500, 600 мин<sup>-1</sup>. Частота вра-

щения асинхронных двигателей при номинальной нагрузке от 1,5 до (3 - 4) % ниже из-за скольжения ротора (более точное значение выбирается по характеристике конкретно выбранного асинхронного электродвигателя).

Мощность двигателей выбирается из стандартного ряда: 55, 75, 90, 110, 132, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600 кВт.

11.3. Из формулы производительности (8) определяется число ножей

$$z = \frac{Q}{900 \cdot k_n \cdot k_1 \cdot \pi \cdot d_p^2 \cdot l_{ш} \cdot n_{cp}},$$

где  $n_{cp}$  – среднее значение частоты вращения вала рубительной машины с учетом замедления при рубке баланса заданной длины,  $c^{-1}$ .

$$n_{cp} = 0,5 (n_n + n_k),$$

$n_k$  – конечная частота вращения вала после рубки баланса расчетного диаметра и длины,  $c^{-1}$

$$n_k = n_n (1 - S_{don}),$$

$S_{don}$  – допустимое скольжение электродвигателя при рубке баланса расчетного диаметра. Предварительно принимают  $S_{don} = 0,1$ .

Величина коэффициента загрузки для быстроходных рубительных машин  $k_n$  принимается в диапазоне 0,4 - 0,7, коэффициент  $k_1 \approx 0,7 - 1,0$  [1,2].

Полученное значение  $z$  округляется до ближайшего целого числа (2, 3, 4, 5, 6, 8, 9, 10, 12, 15).

11.4. По формуле (43) определяется время рубки одного баланса длиной  $L$ . Среднее значение частоты вращения вычисляется с учетом скольжения ротора электродвигателя по формуле (37). Величина скольжения предварительно принимается 40 - 50 % ( $S = 0,4 - 0,5$ ).

По заданной производительности, с использованием рекомендаций приведенных в табл. 4, выбирается максимальный диаметр измельчаемой древесины. Максимальная длина балансов  $L$  зависит от технологической схемы древесно-подготовительного отдела и типа рубительных машин. Для машин с наклонной подачей длина баланса обычно составляет 2200 и 3000 мм. Для машин с горизонтальной подачей до 6000 мм.

11.5. Определяется мощность двигателя рубительной машины; суммарный момент инерции рубительной машины и ротора электродвигателя, минимально необходимый для обеспечения рубки балансов максимальных размеров.

Величина удельного усилия резания  $p$ , Н/м определяется по формуле (15) и номограмме на рис.9. В каталогах для электродвигателей вместо момента инерции  $I$ , кг·м<sup>2</sup>, иногда указывается величина махового момента  $mD^2 = 4 \cdot I$ , кг·м<sup>2</sup>. На основании полученных значений выбирается электродвигатель и сравнивается с рекомендациями табл. 4.

11.6. Производится проверка выбранного электродвигателя на динамическую устойчивость, а также определяется предельная длина измельчаемого баланса. По условиям расчета на динамическую устойчивость необходимо определить средние моменты на резание древесины и ускорение щепы при рубке балансов максимального диаметра

$$T_{p \max} = P_{p \max} / (2\pi \cdot n_{cp}), \quad T_{щ \max} = P_{щ \max} / (2\pi \cdot n_{cp}),$$

где  $P_{p \max}$  – см. формулы (19) и (15),  $P_{щ \max}$  – см. формулу (36).

$$T_{p \max} = \frac{p \cdot \pi \cdot d_m^2 \cdot z \cdot n_{cp}}{4 \cos \alpha \cdot 2\pi \cdot n_{cp}} = \frac{P \cdot d_m^2 \cdot z}{8 \cos \alpha};$$

$$T_{щ \max} = \pi^2 \cdot d_m^2 \cdot l_{щ} \cdot k_l \cdot z \cdot \rho \cdot n_{cp}^2 \cdot D_l^2 / 16.$$

Критический момент двигателя

$$T_{кр} = \lambda \cdot T_n = \lambda \cdot P_{дв} / (2\pi \cdot n_n),$$

где  $\lambda$  – коэффициент допустимой кратковременной перегрузки двигателя;

$P_{дв}$  – номинальная мощность электродвигателя, кВт;

$n_n$  – номинальная частота вращения, с<sup>-1</sup>.

Относительный момент сил сопротивления

$$\mu_c = T_c / T_{кр},$$

где  $T_c = T_p + T_{щ} + T_v + T_{mn}$ , Н·м,

$T_v$  и  $T_{mn}$  – моменты на перемещение чистого воздуха (вентиляцию) и преодоление механических потерь на холостом ходу, соответственно.

При рубке баланса расчетного диаметра величина  $T_{xx} = (T_e + T_{mn})$  не превышает 5 - 7 % (максимально 9%) от момента  $T_n$  при номинальной мощности двигателя  $P_{дв}$ .

Относительный момент холостого хода

$$\mu_0 = T_{xx} / T_{кр}$$

Критическая постоянная времени электропривода при опрокидывании

$$T_k = \frac{\sum I \cdot n_H \cdot S_{кр}}{9,55 T_{кр}}$$

где  $S_{кр}$  – критическое скольжение электродвигателя

$$S_{кр} = S_u (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}),$$

$S_u$  – искусственное скольжение электродвигателя;

$$\sum I = I_{р.м} + I_{дв},$$

$I_{р.м}$  – момент инерции вращающихся частей рубительной машины, кг·м<sup>2</sup>;

$I_{дв}$  – момент инерции ротора электродвигателя, кг·м<sup>2</sup>.

В современных рубительных машинах практически весь момент инерции ротора сосредоточен в ножевом диске. Момент инерции диска рубительной машины  $I_{р.м}$  можно определить по формуле  $I_{р.м} = m_d \cdot R_d^2 / 2 = m_d \cdot D_d^2 / 8 \approx (\pi D_d^2 \cdot b \cdot \rho \cdot \psi / 4) \cdot (D_d^2 / 8)$ , где  $D_d$  – диаметр диска, м;  $R_d$  – радиус диска, м;

$b$  – толщина диска, обычно  $b \approx (0,065 - 0,08) D_d$ ;

$\rho$  – плотность материала диска, для стали  $\rho \approx 7800$  кг/м<sup>3</sup>;

$\psi$  – коэффициент, учитывающий наличие подножевых прорезей в диске (при  $z = (10 - 15) - \psi \approx 0,8 - 0,9$ ).

Момент инерции ротора двигателя определяется по каталогу (если марка двигателя известна). Для предварительной оценки можно принять  $I_{дв} \approx (0,06 - 0,10) I_{р.м}$  (большее значение – при меньшей частоте вращения).

Критическое время электропривода

$$t_p^k = \tau_k \cdot T_k, \text{ с},$$

где  $\tau_k$  – относительное критическое время, определяемое по диаграмме на рис.15, в зависимости от относительного момента сил сопротивления и относительного момента холостого хода.

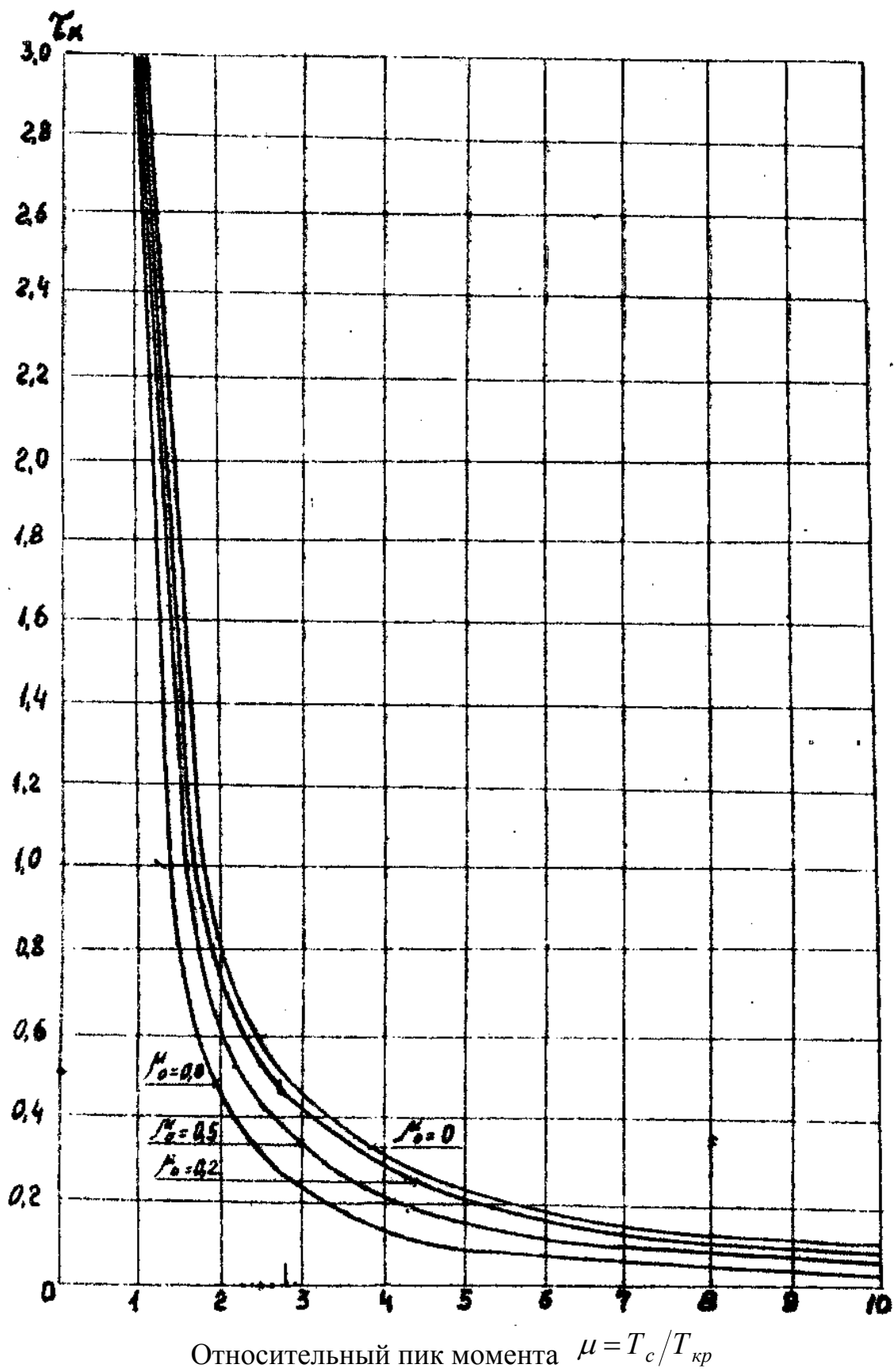


Рис. 15. Графики для определения относительного критического времени

Условием устойчивой работы электродвигателя является неравенство  $t_p^k > t_p$  ( $t_p$  – время рубки баланса заданных размеров).

Предельная длина баланса, измельчаемого за время равное критическому, получается из выражения

$$L_k = t_p^k \cdot n_{cp}' \cdot z \cdot l_{щ}.$$

11.7. Проводится расчет вала рубительной машины на прочность и жесткость, прочностные расчеты ножевого диска, устройства для крепления ножей и других элементов конструкции рубительной машины.

## 12. Пример расчета рубительной машины

Рассчитать рубительную машину производительностью  $Q = 100$  пл.м<sup>3</sup>/ч для рубки древесины хвойных пород. Длина щепы  $l_{щ} = 20$  мм. Средний расчетный диаметр измельчаемых балансов  $d_p = 220$  мм.

12.1. По заданной производительности принимаем диаметр ножевого диска  $D = 2500$  мм и скорость резания  $v = 30$  м/с.

Частота вращения вала рубительной машины при диаметре резания  $D_p$

$$n_n = v / (\pi D_p), \text{ с}^{-1},$$

где  $D_p = 0,6D = 0,6 \cdot 2,5 = 1,5$  м.

$$n_n = 30 / (\pi \cdot 1,5) = 6,3, \text{ с}^{-1} = 378 \text{ мин}^{-1}.$$

Ближайшая синхронная частота вращения  $n_c = 375 \text{ мин}^{-1}$ . Асинхронный двигатель при номинальной нагрузке имеет меньшую (на 3 - 4 %) частоту вращения ( $n_n = 360 - 365 \text{ мин}^{-1}$ ). По табл. 4 принимаем  $n_n = 365 \text{ мин}^{-1} = 6,08 \text{ с}^{-1}$ .

12.2. Определение числа ножей рубительной машины

$$z = \frac{Q}{900 \cdot k_n \cdot k_l \cdot \pi \cdot d_p^2 \cdot l_{щ} \cdot n_{cp}}.$$

Из рекомендаций на с. 41

$$n_k' = n_n (1 - S_{дон}) = 365(1 - 0,1) = 328,5 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{cp} = 0,5 (n_n + n_k') = 0,5(365 + 328,5) = 347 \text{ мин}^{-1} = 5,8 \text{ с}^{-1}.$$

Принимаем коэффициенты:  $k_n = 0,4$  ;  $k_l = 1,0$  .

$$z = \frac{100}{900 \cdot 0,4 \cdot 1,0 \cdot 3,14 \cdot 0,22^2 \cdot 0,02 \cdot 5,8} = 15,8.$$

Принимаем окончательное число ножей  $z = 15$ . В этом случае заданная производительность обеспечивается при  $k_n = 0,42$ .

12.3. Определение времени рубки балансов максимальных размеров. Максимальный диаметр перерабатываемых балансов для заданной производительности равен  $d_m = 500$  мм (см. табл. 4). Принимаем расчетную длину баланса  $L = 2200$  мм.

$$t_p = L / [k_l \cdot l_{щ} \cdot z \cdot n_n (1 - 0,5S)].$$

При  $S = S_{кр} = 0,5$ .

$$t_p = 2,2 / [1,0 \cdot 0,02 \cdot 15 \cdot 6,08 (1 - 0,5 \cdot 0,5)] = 1,61 \text{ с.}$$

12.4. Определение мощности электродвигателя и момента инерции рубительной машины

$$P_{дв} = \frac{(P_{рм} + P_{щм}) \cdot k_n}{\eta \cdot \lambda}; \quad I = \frac{(P_{рм} + P_{щм} - P_{дв} \cdot \eta \cdot \lambda) \cdot L \cdot 10^3}{\pi^2 \cdot n_n^3 \cdot S(2 - S)^2 \cdot k_l \cdot z \cdot l_{щ}}$$

Мощность резания при рубке балансов максимального диаметра

$$P_{р.м} = \frac{p \pi d_m^2 \cdot z \cdot 10^{-3}}{4 \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2} \cdot n_{срк} = \frac{10^{-3}}{4} \pi \cdot U \cdot d_p^2 \cdot z \cdot l_{щ} k_l n_{срк}, \text{ кВт},$$

где  $p$  – удельное усилие резания. По номограмме на рис. 9 принимаем  $p = 10 \cdot 10^4$  Н/м;

$$n_{срк} = n_n (1 - 0,5 \cdot S_{кр}) = 6,8 (1 - 0,5 \cdot 0,5) = 4,56 \text{ с}^{-1} = 274 \text{ мин}^{-1}.$$

Соответственно удельная работа резания

$$U = p / (h \cdot k_l) = p / (l_{щ} \cdot \cos \alpha \cdot k_l) = 10 \cdot 10^4 / (0,02 \cos 53^\circ \cdot 1,0) = 8,3 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3.$$

В случае необходимости величина удельного усилия резания может быть уточнена с учетом конкретных условий рубки, учитываемых коэффициентами  $k_1, k_2, k_3, k_4$  (см. формулу 15).

$$P_{pm} = \frac{10^{-3}}{4} \cdot 3,14 \cdot 8,3 \cdot 10^6 \cdot 0,5^2 \cdot 15 \cdot 0,02 \cdot 1,0 \cdot 4,56 = 2230 \text{ кВт.}$$

Мощность на ускорение щепы при рубке баланса максимального диаметра при  $S_{кр} = 0,5$

$$P_{щм} = \pi^3 d_m^2 \cdot l_{щ} \cdot k_l \cdot z \cdot \rho \cdot n_{срк}^3 \cdot D_l^2 \cdot 10^{-3} / 8, \text{ кВт,}$$

где  $\rho$  – плотность древесины, кг/м<sup>3</sup>. С учетом влаги  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup> ;

$D_l$  – средний диаметр лопаток. Принимаем равным диаметру диска  $D_l = 2,5$  м.

$$P_{щм} = 3,14^3 \cdot 0,5^2 \cdot 0,02 \cdot 1,0 \cdot 15 \cdot 800 \cdot 4,56^3 \cdot 2,5^2 \cdot 10^{-3} / 8 = 138 \text{ кВт.}$$

Следует отметить, что в начале процесса рубки баланса максимального диаметра, когда частота вращения диска номинальная  $n_n$ , мощность на ускорение щепы существенно выше вычисленного среднего значения и составляет

$$P_{щс} = P_{щм} \left( n_n / n_{срк} \right)^3 = 138 \left( 365 / 273 \right)^3 = 326 \text{ кВт.}$$

Расчетная мощность двигателя

$$P_{дв} = (P_{pm} + P_{щс}) \cdot k_n / (\eta \cdot \lambda) = (2230 + 326) \cdot 0,42 / (0,8 \cdot 2,5) = 497 \text{ кВт.}$$

Выбираем мощность электродвигателя  $P_{дв} = 500$  кВт (см. с. 36)

Необходимый момент инерции диска рубительной машины

$$I = \frac{(2230 + 326 - 500 \cdot 0,8 \cdot 2,5) \cdot 2,2 \cdot 10^3}{3,14^2 \cdot 6,08^3 \cdot 0,5(2 - 0,5)^2 \cdot 1 \cdot 15 \cdot 0,02} = 4,02 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$



Полученные расчетные значения момента инерции (маховых моментов) соответствуют минимальным значениям, при которых обеспечивается работа рубительной машины.

### 12.5 . Проверка двигателя на динамическую устойчивость

Масса диска

$$m_{\delta} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot b \cdot \rho \cdot \psi = \frac{3,14 \cdot 2,5^2}{4} \cdot 0,2 \cdot 7800 \cdot 0,8 = 7600 \text{ кг.}$$

Момент инерции диска рубительной машины

$$I_{\rho m} = m_{\delta} \cdot D^2 / 8 = 7600 \cdot 2,5^2 / 8 \approx 5940 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 = 5,94 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Предварительная оценка момента инерции и махового момента ротора электродвигателя

Для привода рубительной машины из каталога выбран асинхронный электродвигатель мощностью  $P_{\delta e} = 500$  кВт, с частотой вращения  $n_{\text{н}} = 365 \text{ мин}^{-1} = 6,08 \text{ с}^{-1}$  и искусственным скольжением  $S_u = 0,12$ . Момент инерции ротора электродвигателя  $I_{\delta e} = 475 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Средние моменты:

на резание древесины

$$T_{\rho m} = P_{\rho m} / (2\pi \cdot n_{cp}) = 2230 \cdot 10^3 / (2 \cdot 3,14 \cdot 5,8) = 61,2 \cdot 10^3 \text{ Нм};$$

на ускорение щепы

$$T_{\text{щ.м}} = 138 \cdot 10^3 / (2 \cdot 3,14 \cdot 5,8) = 3,8 \cdot 10^3 \text{ Нм.}$$

Номинальный момент электродвигателя

$$T_{\text{н}} = P_{\delta e} / (2 \cdot \pi \cdot n_{\text{н}}) = 500 \cdot 10^3 / (2 \cdot 3,14 \cdot 6,08) = 13 \cdot 10^3 \text{ Нм.}$$

Критический момент электродвигателя при  $\lambda = 2,6$  (из характеристики двигателя)  $T_{\text{кр}} = 2,6 \cdot 13,0 \cdot 10^3 = 33,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

### Относительный момент сил сопротивления

$$\mu_c = T_c / T_{кр} = (T_{рм} + T_{цм} + T_{хх}) / T_{кр},$$

где  $T_{хх} = \eta \cdot T_n = 0,09 \cdot 13 \cdot 10^3 = 1,17 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$

$$T_c = (61,2 + 3,8 + 1,17) \cdot 10^3 = 66,17 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\mu_c = 66,17 \cdot 10^3 / 33,8 \cdot 10^3 = 1,96.$$

### Относительный момент холостого хода

$$\mu_0 = T_{хх} / T_{кр} = 1,17 \cdot 10^3 / 33,8 \cdot 10^3 = 0,035 \approx 0,04.$$

### Критическая постоянная времени электродвигателя $T_k$

$$T_k = \sum I \cdot n_n \cdot S_{кр} / (9,55 \cdot T_{кр}),$$

где  $\sum I = I_{рм} + I_{дв} = 5940 + 416 = 6356 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \approx 6,36 \cdot 10^3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$

$$S_{кр} = S_n (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}) = 0,12 (2,6 + \sqrt{2,6^2 - 1}) = 0,6.$$

$$T_k = 6,36 \cdot 10^3 \cdot 365 \cdot 0,6 / (9,55 \cdot 33,8 \cdot 10^3) = 4,31.$$

По диаграмме  $\tau_k = 0,55 \text{ с}$  (рис.15).

### Критическое время электропривода

$$t_p^k = \tau_k \cdot T_k = 0,55 \cdot 4,31 = 2,37 \text{ с}.$$

Так как  $t_p = 1,61 \text{ с} < t_p^k = 2,37 \text{ с}$ , условие устойчивости работы электродвигателя соблюдается.

Предельная длина баланса  $L_k$ , измельчаемого за время  $t_p^k$

$$L_k = t_p^k \cdot n'_{ср} \cdot z \cdot l_{щ}, \text{ м},$$

$$n'_{ср} = (n_n + n_k) / 2 = (365 + 146) / 2 = 255,5 \text{ мин}^{-1} = 4,26 \text{ с}^{-1},$$

$$n_k = n_n (1 - S_{кр}) = 365 (1 - 0,6) = 146 \text{ мин}^{-1} = 2,43 \text{ с}^{-1}.$$

$$L_k = 2,37 \cdot 4,26 \cdot 15 \cdot 0,02 \approx 3 \text{ м}.$$

Рубка баланса расчетной длины  $L = 2,2 \text{ м}$  при максимальном диаметре обеспечивается.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вальщиков Н.М., Линцман Э.П. Рубительные машины. – М.: Лесная промышленность, 1980. – 96 с.
2. Гаузе А.А., Гончаров В.Н., Кугушев И.Д. Оборудование для подготовки бумажной массы: учебник для вузов. – М.: Экология, 1992. – 352 с.
3. Серенсен С.В. Справочник машиностроителя. Т.3.- М.: ГосНТИ, 1962.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1.Основные свойства древесины, влияющие на рубку .....	4
2. Требования, предъявляемые к технологической щепе .....	7
3. Виды конструкций рубительных машин.....	9
4. Устройство и принцип действия дисковой рубительной машины .	12
5. Геометрия резания древесины в дисковой рубительной машине...	15
6. Определение производительности рубительной машины.....	17
7. Силы, возникающие при отрубке щепы.....	19
8.Анализ процесса подачи баланса.....	24
9. Определение мощности электродвигателя привода рубительной машины и выбор момента инерции .....	27
10. Особенности расчета элементов конструкции рубительных машин .....	32
10.1. Расчет ножевого диска.....	32
10.2. Расчет вала рубительной машины .....	35
10.3. Расчет тормоза рубительной машины .....	38
11. Порядок расчета основных параметров рубительных машин.....	40
12. Пример расчета рубительной машины.....	44
Библиографический список.....	50