

В.С. Сюнёв, А.А. Селиверстов, Ю.Ю. Герасимов, А.П. Соколов

Лесосечные машины в фокусе биоэнергетики: конструкции, проектирование, расчет

Учебное пособие



METLA
НИИ леса Финляндии

2011

Рецензенты:

профессор кафедры технологии лесозаготовительных производств СПбГЛТУ им. С. М. Кирова,
доктор технических наук *Э. М. Гусейнов*,

профессор кафедры целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств ПетрГУ,
доктор технических наук *С. Б. Васильев*

Сюнёв В. С.

Лесосечные машины в фокусе биоэнергетики: конструкции, проектирование, расчет: Учеб. пособие / В. С. Сюнёв, А.А. Селиверстов, Ю. Ю. Герасимов, А. П. Соколов. – Йоэнсуу: НИИ леса Финляндии METLA, 2011. – 143 с.

В учебном пособии приведена классификация лесосечных машин, рассмотрены конструкции машин и особенности их оборудования для выполнения технологических процессов лесозаготовительных производств с учетом их модернизации для побочного производства энергетической древесины.

Изложены основы проектирования и расчета манипуляторных систем лесных машин, захватного и срезающего устройств рабочих органов харвестеров с учетом методик оптимального проектирования, а также сучкорезно-протаскивающего механизма.

Описаны особенности устройства, работы, приведены методики проектирования и расчета технологического оборудования для заготовки энергетической древесины: ножевых срезающих устройств, устройств для колки дров и рубительных установок.

Предназначено для студентов, лесомеханических и лесоинженерных специальностей, аспирантов, а также специалистов лесного комплекса.

Работа выполнена в рамках проекта «Лесозаготовки и логистика в России – в фокусе возможностей бизнеса и исследования», финансируемого Европейским союзом через агентство по развитию технологий и инноваций Финляндии (TEKES) и при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России», тема НИР «Система поддержки принятия решений по стимулированию рационального использования древесной биомассы и отходов лесозаготовок в биоэнергетике».

Издатель

НИИ Леса Финляндии METLA
Yliopistokatu 6, PO BOX 68
80101 Joensuu, Finland
тел. +358 10 2111
факс +358 10 211 3251
<http://www.metla.fi>

Редактор

Музалева, Т.Н.

Верстка

ПетрГУ

Отпечатано

Vammalan Kirjapaino Oy

ISBN 978-951-40-2325-5 (в переплете)

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЛЕСОСЕЧНЫХ МАШИН.....	5
1.1 Назначение и функции лесосечных машин с учетом потребностей биоэнергетики.....	5
1.2 Условия эксплуатации лесосечных машин и технологического оборудования.....	8
1.3 Классификация лесосечных машин.....	10
1.4 Конструктивные особенности лесосечных машин.....	12
2 ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЛЕСОСЕЧНЫХ МАШИН.....	43
2.1 Манипуляторы. Особенности проектирования и расчета.....	43
2.1.1 Синтез компоновочно-кинематической схемы манипулятора.....	47
2.1.2 Оптимизационный расчет параметров гидравлического механизма привода стрелы манипулятора.....	52
2.1.3 Оптимизационный расчет параметров гидравлического механизма привода рукоятки манипулятора.....	56
2.2 Рабочие органы.....	67
2.2.1 Проектирование и расчет захватного устройства харвестерной головки.....	68
2.2.1.1 Разработка компоновочно-кинематической схемы.....	69
2.2.1.2 Обоснование расчетного случая нагружения захватных рычагов.....	80
2.2.1.3 Силы, действующие на захватный рычаг с вальцом.....	90
2.2.1.4 Расчет шарнирных соединений.....	92
2.2.2 Проектирование и расчет цепного срезающего устройства.....	93
2.2.2.1 Характеристики цепей и компоновка срезающих устройств.....	94
2.2.2.2 Расчет цепных срезающих устройств.....	99
2.2.3 Проектирование и расчет сучкорезно-протаскивающего механизма.....	101
2.2.3.1 Сучкорезно-протаскивающий механизм.....	101
2.2.3.2 Расчет сучкорезного механизма.....	105
2.2.3.3 Расчет протаскивающего механизма.....	106
2.2.3.4 Определение потребной мощности гидромоторов.....	108
3 ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЗАГОТОВКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ДРЕВЕСИНЫ.....	109
3.1 Ножевые срезающие устройства.....	109
3.1.1 Общее устройство и работа.....	109
3.1.2 Проектирование и расчет ножевого срезающего устройства.....	110
3.1.2.1 Построение компоновочно-кинематической схемы (ККС).....	110
3.1.2.2 Расчет ножевого срезающего устройства.....	110
3.2 Устройства для колки дров.....	111
3.2.1 Общее устройство и работа.....	112
3.2.2 Проектирование и расчет транспортера.....	116
3.2.2.1 Расчет основных параметров тягового органа.....	116
3.2.2.2 Определение натяжения тягового органа.....	118
3.2.3 Расчет раскалывающего механизма.....	119
3.2.3.1 Определение усилия раскалывания.....	121
3.2.3.2 Расчет мощности для раскалывания.....	122
3.3 Рубильные установки.....	122
3.3.1 Общее устройство и работа.....	122
3.3.2 Расчет количества и размеров вентиляционных лопаток на диске.....	127
3.3.3 Проектирование и расчет защитного кожуха и щепопровода.....	128
3.3.4 Особенности расчета вала.....	128
3.3.5 Проектирование и расчет ножевого диска.....	129
3.3.5.1 Расчет крепления диска на валу.....	130
3.3.5.2 Расчет крепления ножей на диске.....	131
3.3.5.3 Расчет крепления лопаток к диску.....	133
3.3.6 Проектирование и расчет ножевого барабана.....	133
3.3.6.1 Расчет основных конструктивных параметров.....	133
3.3.6.2 Расчет производительности и потребной мощности привода.....	135
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	140
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	141

ВВЕДЕНИЕ

Возникновение потребностей общества в том или ином продукте приводит к появлению соответствующих технологий. Так, отвечая современным вызовам в энергетике, в ряде стран началось активное освоение технологий по использованию возобновляемых источников энергии для получения тепла и электричества. Одним из таких источников является древесина. В условиях бореальной лесной зоны применение древесины в качестве источника получения тепла являлось традиционным. Однако в современных условиях развития техники и технологий, этой проблеме придан качественно новый характер. Сегодня для получения тепловой, а в дальнейшем и электрической, энергии из древесины могут использоваться различные гранулы, брикеты, дрова и щепа. Преимущества последней заключаются в возможности её получения уже непосредственно при заготовке леса. При этом можно рассматривать два технологических подхода: либо получение щепы из специально заготавливаемой для этих целей древесины, либо получение щепы путем модернизации существующих процессов заготовки древесины, включая в них побочное производство по сбору и переработке лесосечных отходов в топливную щепу. Последний вариант нашел более широкое применение. Особенно большой опыт в этом направлении накоплен в Финляндии и Скандинавских странах. Естественно, что данный технологический подход потребовал создания и модернизации соответствующих машин и оборудования.

В настоящем учебном пособии проведен анализ существующих на сегодняшний день машин, используемых в различных технологических процессах лесозаготовок, с точки зрения потенциальной возможности их применения в процессах заготовки древесной биомассы для производства топливной щепы. Описаны конструкции машин, рассмотрены особенности их технологического оборудования, изложены основы проектирования и расчета.

Пособие предназначено для студентов лесных высших учебных заведений, аспирантов, специалистов, занимающихся вопросами заготовки древесного биотоплива и проектирования лесных машин.

Пособие подготовлено сотрудниками Петрозаводского государственного университета и НИИ леса Финляндии при поддержке проектов «Лесозаготовки и логистика в России», финансируемого TEKES (Финским агентством развития технологий и инноваций) и «Система поддержки принятия решений по стимулированию рационального использования древесной биомассы и отходов лесозаготовок в биоэнергетике», финансируемого Министерством образования и науки РФ в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России».

Авторы выражают благодарность за оказанную поддержку в проекте финским компаниям «John Deere Forestry», «Kesla», а также финским компаниям ведущим заготовку в России – «UPM», «Stora Enso», «Metsäliitto».

1 НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЛЕСОСЕЧНЫХ МАШИН

1.1 Назначение и функции лесосечных машин с учетом потребностей биоэнергетики

Лесосечные машины представляют собой специальную группу промышленных машин, предназначенных для выполнения технологических операций по заготовке, транспортировке и первичной переработке древесины. К таким операциям относятся срезание растущих деревьев с отделением надземной части от корневой системы, их валка, пакетирование (формирование в пачки, удобные для последующей погрузки и перемещения), трелевка (перемещение от места валки к пункту погрузки или первичной обработки), обрезка сучьев, раскряжевка (разделка на сортименты определенной длины), погрузка и разгрузка, сбор отходов лесозаготовок, транспортировка отходов, измельчение отходов и другие [19, 25, 54].

В зависимости от цели лесозаготовительного производства и условий его осуществления данные операции формируются в технологические процессы (например, заготовка деловой древесины, заготовка биотоплива, заготовка деловой древесины совместно со сбором порубочных отходов (лесосечных отходов) для производства биотоплива (рис. 1.1) и т.д.).



Рис. 1.1. Технологический процесс заготовки деловой древесины со сбором порубочных отходов для производства биотоплива

Основные технологические процессы, как правило, разделяются на четыре группы. В основу данного деления в большинстве стран положен вид трелюемой древесины (деревьями, хлыстами, сортиментами, щепой). Ранее в России вместо вида трелюемой древесины в основу классификации технологических процессов лесозаготовок был положен вид древесины, вывозимой по дорогам основным транспортом. Поэтому некоторое несоответствие в классификации технологических процессов остается и сегодня.

В зависимости от группы технологического процесса и набора (системы) машин и механизмов, используемых для его реализации, основные операции выстраиваются в различной последовательности. В технологическом процессе полностью механизированной заготовки леса деревьями с последующей вывозкой сортиментов последовательность операций следующая: валка, пакетирование, трелевка, обрезка сучьев, раскряжевка, погрузка, вывозка. Данная технология нашла применение не только при заготовке деловой древесины, но и при заготовке тонкомерной древесины энергетического назначения, используемой в качестве сырья для производства древесного топлива (щепы) при проведении некоммерческих рубок ухода [45]. При этом последовательность технологических операций будет следующая: валка, пакетирование, погрузка и трелевка, разгрузка и складирование (штабелевка) у дороги, измельчение в щепу, погрузка на транспорт и вывозка потребителю.

Заготовка хлыстов аналогична способу заготовки деревьями, однако отличие между ними заключается в том, что обрезка сучьев производится на делянке у пня.

При полностью механизированной заготовке сортиментов операции выполняются по следующей цепочке: валка, обрезка сучьев, раскряжевка, пакетирование, погрузка и трелевка, разгрузка и штабелевка, погрузка на транспорт и вывозка.

Заготовка щепой предусматривает операции валки и измельчения деревьев в щепу непосредственно на делянке для дальнейшей ее транспортировки к потребителю.

Как показал опыт Финляндии и Швеции, планирование производства древесного топлива тесно интегрировано во все системы лесопользования [66]. При этом технологические процессы его заготовки можно разделить на три следующие группы [44]:

- 1) комплексная заготовка деловой и топливной древесины на рубках главного пользования;
- 2) специальная заготовка древесной биомассы на некоммерческих рубках ухода, при вырубке плантаций энергетических деревьев и расчистке линейных объектов (обочин дорог, линий электропередач, газопроводов);
- 3) заготовка из пней и корней.

Ниже на рисунке 1.2 представлен комплексный метод, когда наряду с заготовкой деловой древесины при сплошнолесосечной сортиментной технологии осваиваются лесосечные отходы. Операция измельчения древесной биомассы и отходов лесозаготовок с помощью рубительной машины может выполняться на делянке или на погрузочной площадке у лесовозной дороги, или на предприятии, где будет использоваться щепа (ТЭЦ, котельная). Транспортировка древесной биомассы до конечного потребителя может осуществляться в виде щепы, обвязанных пакетов и насыпных отходов лесозаготовок, низкосортной и дровяной древесины.

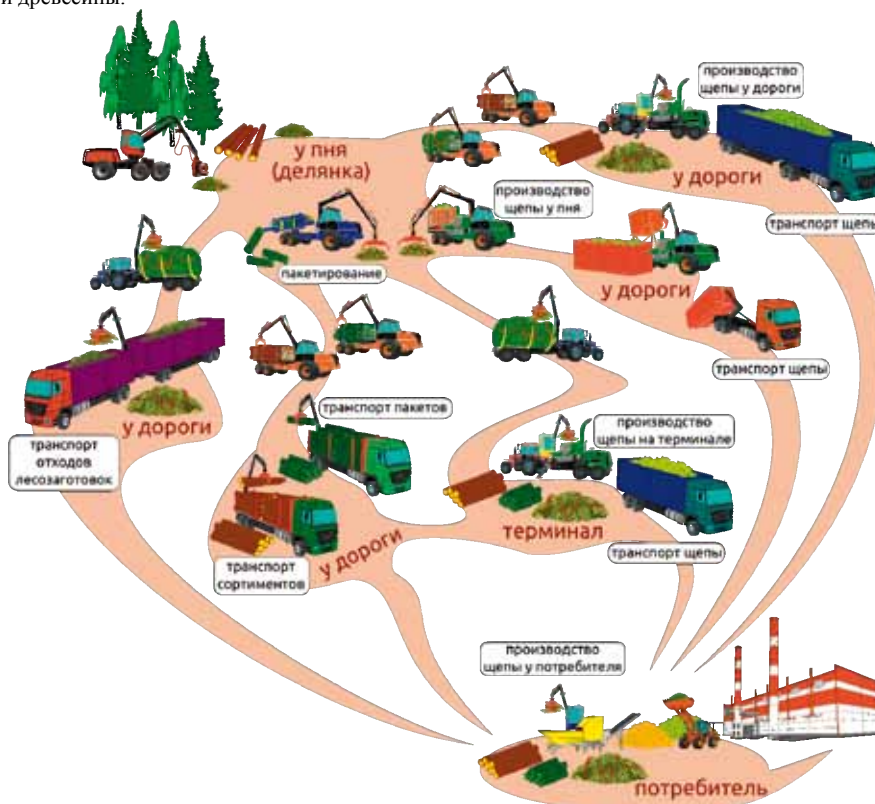


Рис. 1.2. Комплексная технология освоения отходов лесозаготовок для энергетических целей при сплошнолесосечной сортиментной технологии

Специальная заготовка древесной биомассы используется, как правило, при заготовке тонкомерных деревьев с кроной, в основном при уходе за молодняком. Ниже на рисунке 1.3 показана технология заготовки древесной биомассы в зависимости от применяемых лесосечных машин и ручного труда [45].

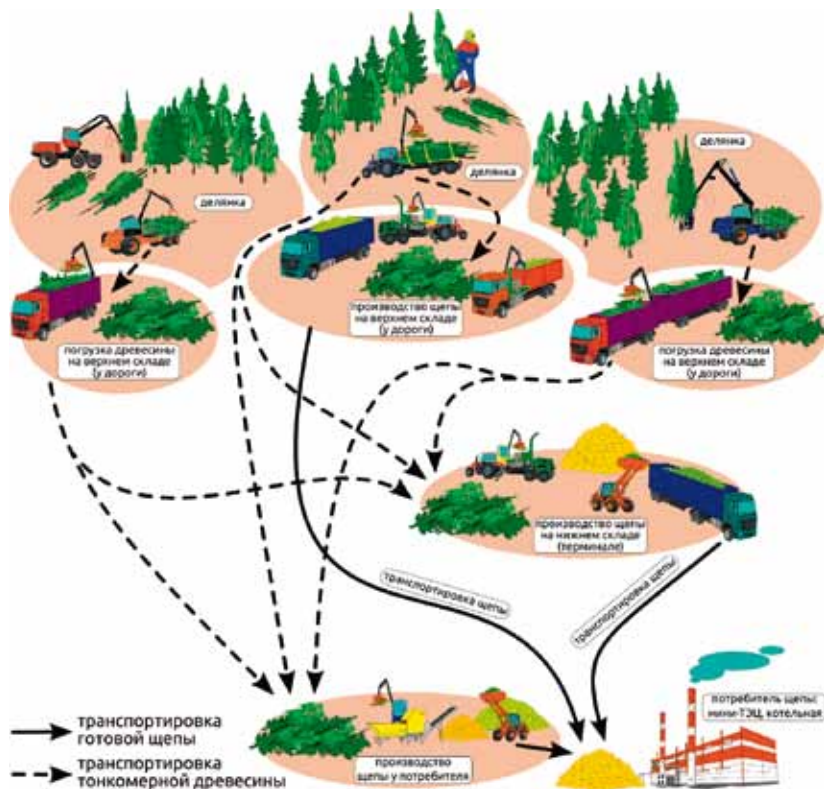


Рис. 1.3. Специальная технология заготовки древесной биомассы из тонкомерной древесины на некоммерческих рубках ухода

Технология заготовки древесной биомассы из пней и корней осуществляется в основном на участках рубок главного пользования с рыхлыми минеральными почвами. На рисунке 1.4 показана типичная технология заготовки древесной биомассы машинным способом с использованием экскаватора, оснащенного специальным оборудованием.

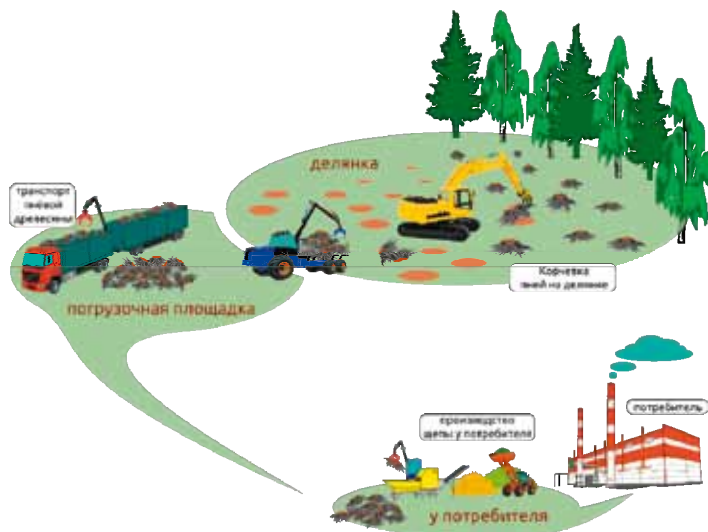


Рис. 1.4. Технология заготовки и измельчения пневой и корневой древесины

Процесс получения топливной щепы из древесной биомассы состоит, как минимум, из трех этапов: сбор биомассы, измельчение сырья в топливную щепу и перемещение готовой щепы до потребителя (рис. 1.2 – 1.4). В связи с тем, что система производства щепы строится вокруг операции измельчения, то технологии и системы машин, позволяющие получать топливную щепу из древесной биомассы (как правило, предварительно высушенной), можно классифицировать по месту выполнения этой операции:

- На делянке (у пня). Измельчение древесной биомассы в щепу происходит непосредственно на делянке;
- На погрузочной площадке (у дороги). Древесная биомасса трелюется с делянки к месту примыкания лесовозной дороги, где она измельчается в щепу;
- На терминале (нижнем складе). Биомасса транспортируется на терминал, где происходит ее измельчение в щепу;
- У потребителя. Древесная биомасса доставляется до потребителя, где происходит ее измельчение.

Положение рубительной машины в цепочке поставки топливной щепы в значительной мере определяет, в каком виде предусмотрена транспортировка древесной биомассы до потребителя: в виде готовой щепы, обвязанных пакетов порубочных остатков, насыпных порубочных остатков, сортиментов неликвидной (низкосортной) и дровяной древесины.

В зависимости от вида древесной биомассы, при транспортировке ее по дорогам общего пользования, применяются соответствующие машины: автощеповозы, автопоезда для транспортировки насыпных отходов, сортиментовозы, сельскохозяйственные трактора с прицепом и т.д. Таким образом, место выполнения операции измельчения определяет необходимость использования тех или иных машин для транспортировки биомассы, а также влияет на степень зависимости работающих в цепочке машин друг от друга. Если машины в цепочки поставки щепы сильно зависят друг от друга, то такую цепочку принято называть «горячей» [67]. При малой зависимости техники друг от друга, цепочку называют «холодной».

Более подробно классификация лесозаготовительных процессов рассмотрена в специальной литературе [11, 28, 38, 52, 57, 62 и др.].

Основной функцией лесосечных машин является выполнение заданных операций с учетом следующих требований [32, 36 и др.]:

- 1) высокой производительности и качества работы;
- 2) минимальных затрат труда и материальных средств;
- 3) высокой надежности;
- 4) высокой проходимости и маневренности;
- 5) низкой степени отрицательного воздействия на окружающую среду;
- 6) безопасности труда, удобства эксплуатации и обслуживания.

Для выполнения своих функций лесосечные машины оснащаются специальным технологическим оборудованием, взаимодействующим со сложным предметом труда – деревом или его частями. Такое оборудование должно обеспечивать надежный захват и удержание предмета труда при его перемещении или обработке в соответствии с выполняемой операцией (срезание, валка, раскряжевка, измельчение и т.д.).

Свои функции лесосечные машины должны выполнять в сложных природно-производственных условиях эксплуатации.

1.2 Условия эксплуатации лесосечных машин и технологического оборудования

Лесосечные машины эксплуатируются в широком диапазоне природно-производственных условий по рельефу местности, категориям почво-грунтов, составу и характеристикам древостоя, природно-климатическим условиям, виду рубок.

Для оценки рельефа местности в лесных регионах принимается распределение лесопокрытых площадей по крутизне склонов на три группы:

- 1) уклон от 0 до 15 градусов (возможна работа в течение всего года);
- 2) уклон от 16 до 25 градусов (возможна работа только в сухую погоду или в конструкции машины должны быть предусмотрены специальные технические решения, исключающие ее опрокидывание или сползание);
- 3) уклон более 26 градусов (требуется использование специальных машин и оборудования).

Движение машин осуществляется по лесным почво-грунтам, особенностью которых является достаточно низкая несущая способность, насыщенность корневыми системами. В ряде лесоэксплуатационных регионов почва содержит большое количество камней. Кроме того, крупные камни – валуны – являются существенными препятствиями на путях движения. Поэтому лесная машина должна одновременно обладать высокой проходимостью и маневренностью при высоком тяговом усилии и, в то же время минимально повреждать почвенный покров путем нарезания колеи, сжатия почво-грунта, повреждения корней [16].

При анализе применимости машин с точки зрения их проходимости лесные почво-грунты обычно подразделяют на четыре категории:

1. Сухие пески и каменистая почва (возможна работа в течение всего года).
2. Супесчаные почвы, мелкие суглинки (допускается многократный проход по одному следу. Летние осадки не снижают несущей способности. В периоды весенней и осенней распутицы несущая способность снижена).
3. Глинистые почвы, супеси с глинистыми прослойками (повышенная влажность сохраняется в течение всего года, что способствует быстрому нарезанию колеи. Во влажные периоды года несущая способность резко снижена).
4. Торфяно-болотные, перегнойно-глеевые почвы (проходимость машин затруднена даже в сухой период. При увлажнении движение обычных машин невозможно).

Существенное влияние на выбор технологии, машин и оборудования лесозаготовок оказывает характеристика древостоя и вид рубок. Под характеристикой древостоя понимают в первую очередь размерные параметры деревьев, породный состав, запас древесины на гектар лесной площади. По виду рубки подразделяются на рубки главного пользования (когда ведется заготовка спелых деревьев) и рубки ухода (вырубаются отдельные деревья в молодом древостое для формирования более качественных характеристик оставляемых на доращивание деревьев) [14, 33, 37]. В первом случае требуются более мощные и тяжелые машины, чем во втором.

Параметрами деревьев как предмета труда определяются характеристики применяемого на машинах технологического оборудования.

Из природно-климатических условий на параметры проектируемых и эксплуатируемых машин наиболее существенное влияние оказывают температура воздуха, влажность, скорость ветра, количество осадков, высота снежного покрова [32]. Наиболее благоприятным для окружающей среды является использование машин при отрицательных температурах (до -15°C) при небольшой величине снежного покрова (до 30 см). В этом случае обеспечивается достаточная проходимость машин на всех типах почво-грунтов при отсутствии их повреждения. Понижение температуры и увеличение глубины снежного покрова (сопоставимого с дорожным просветом) снижают эффективность работы машин. Высокие температуры воздуха в теплый период (выше 30°C) понижают эффективность физического труда операторов лесных машин, могут отрицательно влиять на работу гидравлических систем.

Большое количество осадков и повышенная влажность оказывают влияние на снижение проходимости машин, особенно на грунтах 2-4-й категорий. При движении машин по увлажненным почво-грунтам усиливается их негативное воздействие на последние в плане ускоренного разрушения с потерей несущей способности (рис. 1.5) [43].



Рис. 1.5. Потеря несущей способности грунта (фото авторов)

Ветер скоростью более 10 м/с затрудняет работу машин на валке леса, увеличивает нагруженность технологического оборудования, влияет на безопасность проведения работ.

В целом условия эксплуатации лесных машин можно охарактеризовать как тяжелые, что обусловлено широким разбросом их характеристик по допустимым рельефу, почвенно-грунтовым условиям, температуре, влажности и т.д.

Кроме того, надо помнить, что лесозаготовительные работы ведутся в отдалении от населенных пунктов. Зачастую операторы машин в течение всего рабочего времени вынуждены находиться в условиях ограниченного общения, что является негативным психологическим фактором. Данный фактор влияет при росте утомляемости на точность управляющих воздействий, а следовательно, на «нагруженность» технологического оборудования.

1.3 Классификация лесосечных машин

Существует достаточно много различных подходов к классификации лесных машин. Машины и технологическое оборудование можно подразделять на группы в зависимости от применения на разных стадиях технологического процесса лесозаготовок: для лесосечных и лесоскладских работ, для вывозки заготовленного древесного сырья, для нижнескладских работ [19, 20, 28]. Широкое распространение получила классификация машин по виду выполняемых операций или групп операций с разделением на механизированное или машинизированное их выполнение [25]. Лесозаготовительные машины можно также классифицировать в зависимости от использования в различных технологических процессах лесосечных работ (например машины для заготовки леса деревьями, хлыстовой заготовки, заготовки сортиментами, щепой и т.д. [14]).

В основу большинства данных классификаций положен технологический подход. Рассматривая вопросы проектирования машин, целесообразно классифицировать их с конструктивной точки зрения, основываясь на особенностях их общей компоновки.

Под компоновкой машины понимается выбор и относительное размещение агрегатов самой базовой машины и технологического оборудования, позволяющее выполнять заданные рабочие функции с наибольшей эффективностью и безопасностью [6, 51 и др.].

С точки зрения анализа компоновки машин при рассмотрении вопросов их проектирования и дизайна целесообразно классифицировать лесосечные машины по следующим признакам:

- 1) по концептуальному исполнению базы;
- 2) по типу ходовой системы;
- 3) по числу выполняемых технологических операций;
- 4) по способу навешивания технологического оборудования (рабочих органов);
- 5) по типу применяемого технологического оборудования (по составу выполняемых операций).

Естественно, что любая классификация носит условный характер и порой не охватывает всего многообразия машин. Например, лесосечные машины могут быть самоходные или передвижные (прицепные). Первые выполнены на самодвижущейся ходовой системе и не требуют специального транспортного средства для их передвижения (тягача). Вторые требуют для передвижения тягача, и устанавливаются, как правило, на колесное шасси (например рубительные машины, установленные на полуприцепе) и т. п.

По концептуальному исполнению базы различают машины:

1. Моноврамные (классической компоновки). Основу машины составляет жесткая рама, на которую устанавливается двигатель, кабина, агрегаты трансмиссии и т. д. Примером такой машины является трактор ТТ-4М (ОАО «Алтайское тракторостроительное объединение» («Алттрак»)) (рис. 1.6).



Рис. 1.6. Моноврамная компоновка трактора (фото авторов)

2. Шарнирно сочлененные, состоящие из двух полурам, соединенных универсальным шарниром с двумя или, реже, одной степенями свободы. Пример – большинство современных форвардеров и харвестеров (рис. 1.7 а, б, в).



а



б



в

Рис. 1.7. Шарнирно сочлененные машины: а – форвардер John Deere 1510Е; б – харвестер Silvatec 8266TH Sleiþner (ЧЕТРА КХ451); в – шарнир соединения полурам с одной степенью свободы, Silvatec8266TH Sleiþner (фото авторов)

3. Экскаваторного типа (двигатель, кабина и все оборудование находятся на специальной вращающейся платформе, установленной на жесткой раме, рис. 1.8). Пример – валочно-пакетирующие машины (ВПМ) John Deere 853J, 953J.



Рис. 1.8. ВПМ экскаваторного типа (фото авторов)

По типу ходовой системы лесные машины бывают:

- 1) колесные (4х4, 6х6, 8х8);
- 2) гусеничные;
- 3) комбинированные (колесно-гусеничные);
- 4) шагающие.

Необходимо отметить, что в настоящее время третий и четвертый типы ходовой системы машин имеют только очень ограниченное применение, чаще всего на экспериментальных образцах машин.

По числу выполняемых технологических операций машины можно подразделить на одно- и многооперационные [30]. При этом выполняемые операции могут быть либо технологическими (в результате которых изменяется форма и размеры предмета труда), либо переместительными (изменяется место расположение предмета труда). Некоторые многооперационные машины выполняют и те, и другие группы операций.

По способу навешивания технологического оборудования (рабочих органов) следует различать машины манипуляторного типа и безманипуляторные. В первом случае (см. выше рис. 1.8) рабочий орган, взаимодействующий с предметом труда, навешивается на конце манипулятора (гидравлического крана). Во втором случае рабочий орган крепится на специальный подвес, стрелу или рамку и располагается на передней полураме машины (фронтально) или сбоку (флангово). Поскольку во втором случае для взаимодействия с предметом труда требуется маневрирование самой машины (рис. 1.9), такие способы навешивания оборудования получили значительно меньшее распространение, чем манипуляторные.



Рис. 1.9. ВПМ с фронтальным размещением технологического оборудования (фото «John Deere Forestry»)

По типу применяемого технологического оборудования (по составу выполняемых операций) различают машины:

- 1) с захватно-срезающими устройствами для срезания, валки и пакетирования деревьев;
- 2) с сучкорезно-протаскивающими устройствами для первичной обработки спиленных деревьев;
- 3) с захватно-срезающими и сучкорезно-протаскивающими устройствами для валки и первичной обработки деревьев;
- 4) с оборудованием для трелевки;
- 5) с оборудованием для погрузки леса;
- 6) с оборудованием для сбора, пакетирования и транспортировки лесосечных отходов при заготовке биотоплива;
- 7) рубительные установки для производства щепы;
- 8) установки для производства дров.

1.4 Конструктивные особенности лесосечных машин

1. Машины, осуществляющие валку и пакетирование деревьев

Направленная валка деревьев может осуществляться специальными (специализированными) валочными (ВМ) и валочно-пакетирующими машинами, а также валочно-трелевочными машинами (ВТМ).

Специализированные ВМ в настоящее время практически не применяются, повсеместно машинная валка леса осуществляется ВПМ.

ВПМ предназначены для спиливания деревьев, переноса их к месту укладки и формирования в пачки. В мировой практике наиболее широкое распространение получили манипуляторные ВПМ экскаваторного типа на гусеничном ходу (рис. 1.10). Компоновка ВПМ позволяет применять их на равнинной местности (уклон от 0 до 15 градусов) [27, 57].



Рис. 1.10. ВПМ: а – ЛПИ-19В; б – Tigercat 822С

В отдельных случаях при необходимости работы на уклонах от 16 до 25 градусов машины оснащаются специальными устройствами, позволяющими изменять относительное положение экскаваторной платформы относительно базы (рис. 1.11).

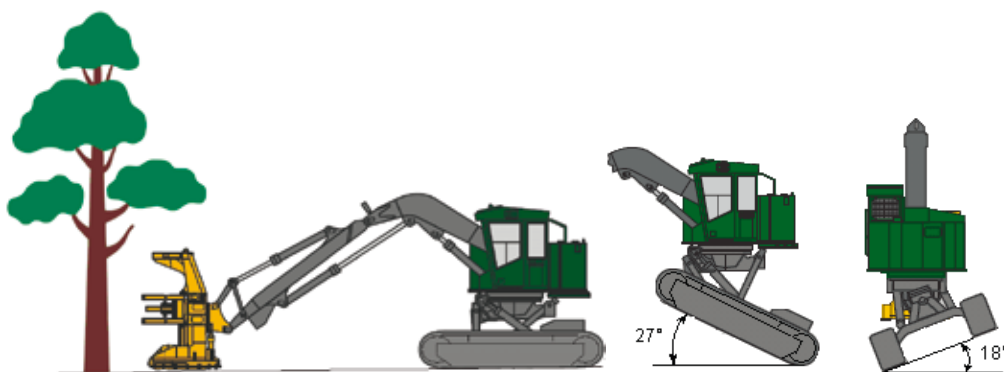


Рис. 1.11 ВПМ John Deere 759J с устройством выравнивания платформы

ВПМ манипуляторного типа имеет следующую компоновку (рис. 1.12): на раме с гусеничной ходовой системой 1, установлена поворотная платформа 2 экскаваторного типа. На платформе располагаются кабина 3, моторный модуль (двигатель) 4, блок гидросистемы 5, гидроманипулятор 6. На конце гидроманипулятора навешивается захватно-срезающее устройство (ЗСУ) – валочная головка – 7.

Машина способна снимать с пня и переносить спиленные деревья в вертикальном положении. Валочная головка, как правило, снабжена накопителем деревьев для последовательного срезания нескольких стволов с последующим одновременным пакетированием. Очевидно, что при этом нагрузки на манипулятор и опрокидывающий момент, действующий на базовую машину, значительны.

ВПМ может оснащаться специальной харвестерной головкой с накопителем при использовании ее на валке и при пакетировании деревьев для нужд биоэнергетики. ВПМ поочередно срезает деревья и, накопив несколько стволов, укладывает их на землю. Для удобства трелевки деревьев с делянки стволы можно перерезать по середине и верхинную часть укладывать на комлеву.

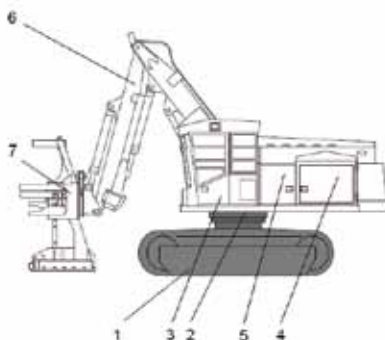


Рис. 1.12. Компоновка ВПМ

В настоящее время за рубежом подобные машины производят такие компании, как «John Deere Forestry», «Tigercat», «Caterpillar», «Komatsuforest», «Prentice», «TomberPro» и ряд других. В России ВПМ выпускают, например ОАО «Йошкар-Олинский завод лесного машиностроения», ОАО «Экскаваторный завод “Ковровец”», ОАО «Абаканский опытно-механический завод».

В качестве примеров выпускаемых машин можно привести такие известные марки, как John Deere 753J, Tigercat 860C, CAT 511, Komatsu 430FX/FXL, Prentice 2390, TimberPro TL735, ЛП-19В, МЛ-119А, МЛ-135, ЛП60-01А.

Помимо широко распространенных ВПМ манипуляторного типа экскаваторной компоновки компания «TimberPro» выпускает ВПМ с шарнирно сочлененной рамой на колесном ходу (рис. 1.13). В частности, машины серии ТВ630 и TF830-В с колесной формулой 6х6 и 8х8 соответственно.

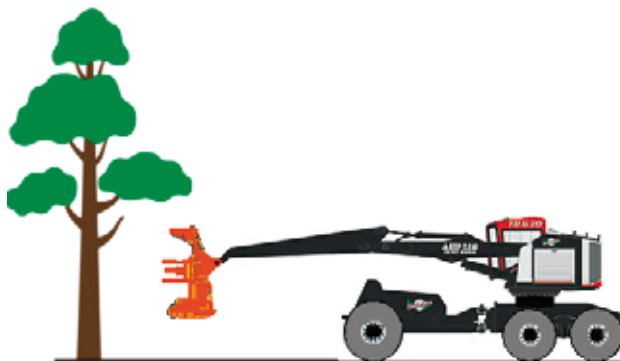


Рис. 1.13. Компоновка ВПМ TimberPro ТВ630

За рубежом также получили распространение колесные ВПМ с шарнирно сочлененной рамой и фронтальным типом навески технологического оборудования, например John Deere 643 и 843К серии, Tigercat 718, 720, 724 и 726Е серии и ряд других (рис. 1.14). Такие машины при валке осуществляют подъезд к каждому дереву [49].



Рис. 1.14. ВПМ фронтального типа Tigercat 718Е

Валочно-трелевочные машины относятся к многооперационным машинам, разработанным в подавляющем большинстве случаев на монорамном шасси гусеничных трелевочных тракторов. ВТМ получили наибольшее распространение в России. Эти машины могут быть как манипуляторного, так и безманипуляторного (флангового) типов. При манипуляторном исполнении на конце манипулятора устанавливается захватно-срезающее устройство (рис. 1.15). ЗСУ данного типа, как правило, срезает и валит дерево на землю с последующим подъемом и пакетированием в специальное зажимное устройство, расположенное на задней части машины. Это устройство получило название коникового зажимного устройства. Оно предназначено для формирования пачки поваленных деревьев на машине в полупогруженном положении с последующим ее удержанием при трелевке.



Рис. 1.15. ВТМ ЛПИ-58

ВТМ флангового типа (рис. 1.16) имеют срезающий рабочий орган (пильный механизм) и валочный рычаг с боковой стороны машины. При валке дерево срезается и валится вдоль продольной оси машины, а затем специальным погрузочным рычагом закидывается в кониковое зажимное устройство. Очевидно, что для валки каждого следующего дерева машина должна совершать достаточно сложный маневр для подведения к нему срезающего устройства. ВТМ ЛЗ-235 и ВМ-4Б данного типа изготавливаются на шасси гусеничного трелевочного трактора ТТ-4М на ОАО «Краслесмаш» (концерн «Тракторные заводы») и на ОАО «Абаканский опытно-механический завод» соответственно.



Рис. 1.16. ВТМ ВМ-4Б

В ряде случаев ВТМ целесообразнее использовать в качестве ВПМ, т.е. осуществлять ими только валку с пакетированием без последующей трелевки. В то же время известны случаи переоборудования ВПМ в ВТМ путем оснащения их кониковыми зажимными устройствами. В Северной Америке, например компанией «TimberPro», предлагается ВТМ с шарнирно сочлененной рамой на колесном ходу 8x8 (рис. 1.17).



Рис. 1.17. ВТМ TimberPro TF840

ВТМ могут быть интегрированы в технологический процесс по производству древесного топлива при заготовке деревьями на рубках главного пользования. В данном процессе на операциях обрезки сучьев и раскряжевки хлыстов на сортименты могут использоваться сучкорезная машина, процессор или гусеничный харвестер тяжелого размера класса, работающий в режиме процессора и позволяющий одновременно обрабатывать несколько стволов деревьев. Низкокачественная, малоценная и дровяная древесина, а также отходы лесозаготовок идут в последующем на измельчение в щепу.

2. Машины для первичной обработки спеленных деревьев

Машины такого типа предназначены для очистки стволов деревьев от сучьев и раскряжевки хлыстов на сортименты заданной длины. В результате этих операций образуются порубочные остатки и происходит разделение древесины на деловую, низкокачественную и дровяную.

К машинам для первичной обработки спиленных деревьев относятся специализированные мобильные сучкорезные машины и сучкорезно-раскряжевные машины (процессоры).

Специализированные сучкорезные машины относятся к самоходным однооперационным машинам (рис. 1.18).



Рис. 1.18. Сучкорезная машина ЛП-33Б

Они предназначены для срезания сучьев с поваленных и стрелованных на лесопогрузочный пункт деревьев.

Сучкорезные машины представляют собой, как правило, гусеничные монорамные шасси, на которые устанавливается навесное технологическое оборудование. Оборудование представляет собой поворотную в вертикальной и горизонтальной плоскостях стрелу, на которой установлены сучкорезная и приемная головки. По направляющим стрелы движется каретка с захватом механизма протаскивания. Движение каретки осуществляется лебедкой через канатно-блочный механизм. Сучкорезная головка служит для обрезки сучьев и подачи дерева в захват каретки. Приемная головка поддерживает ствол дерева в процессе его протаскивания и частично срезает сучья на его нижней поверхности.

В качестве базы сучкорезной машины может использоваться ВПМ, например ЛТК-08 на базе ЛП-19Б.

В настоящее время машины данного типа практически перестали использоваться на лесозаготовках в России.

Дальнейшая модернизация конструкций сучкорезных машин в направлении увеличения числа выполняемых операций привела к созданию нового типа машин – сучкорезно-раскряжевных (процессоров).

Процессоры помимо обрезки сучьев способны выполнять раскряжевку (разделку) полученного хлыста на сортименты. Все процессоры относятся к самоходным многооперационным машинам.

Для конструкций первых процессоров (рис. 1.19) было характерно размещение сучкорезно-раскряжевного устройства 1 на базовой машине в виде «разделочного стола», имеющего возможность поворачиваться в вертикальной и горизонтальной плоскостях. На «разделочном столе» монтировалось сучкорезно-протаскивающее устройство. На конце манипулятора 2 агрегатировался грейферный клещевой захват 3 для загрузки заранее поваленных с помощью бензопилы деревьев в сучкорезно-раскряжевное устройство.

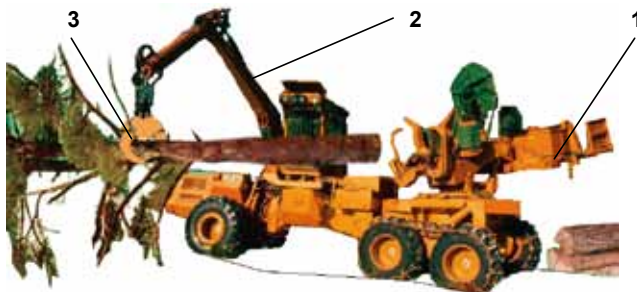


Рис. 1.19. Типовая компоновка процессор

В настоящее время для заготовки леса в фермерских хозяйствах предлагаются процессоры на базе колесных сельскохозяйственных тракторов или тракторов общего назначения с агрегируемым на них навесным технологическим оборудованием, например процессоры Kesla 40LF, Нурго 755, 555, 500. Известны процессоры, монтируемые на полуприцепе. Такие процессоры требуют применения тягача для их перемещения и обеспечения энергией.

В качестве примера отечественных процессоров можно привести ранее выпускаемые машины ЛП-03, являющиеся модернизацией сучкорезных машин ЛП-33Б (см выше рис. 1.15) путем установки на приемной

головке сучкорезного устройства раскряжевочной пилы. Некоторые российские машины подобного класса (например СМ-35) компоновались на монорамной гусеничной базе трелевочного трактора (рис. 1.20).



Рис. 1.20. Процессор СМ-35

В российской практике изготавливались опытные образцы процессоров, рабочий орган которых навешивался на гидроманипуляторе и был способен захватывать лежащее на земле дерево, срезать с него сучья и раскряжевывать на сортименты. Разработкой и испытанием такой машины успешно занимался Карельский НИИ лесной промышленности (КарНИИЛП).

3. Машины для валки и первичной обработки спеленных деревьев

Попытки создания универсальной машины, способной выполнять целый комплекс операций лесозаготовительного производства в условиях интенсивного развития сортиментной технологии при работе на относительно малых и территориально разрозненных лесосеках, привели к трансформации классического процессора в качественно новую машину. Такая машина, помимо операций, выполняемых процессором, стала способна сама валить деревья. Для этих целей манипулятор процессора оснащался валочной головкой – ЗСУ. Таким образом из сучкорезно-раскряжевочной она превратилась в валочно-сучкорезно-раскряжевочную. Эта машина получила название харвестер или лесной комбайн.

Первые харвестеры выполнялись на колесной базе с шарнирно сочлененной рамой подобно первым процессорам (рис. 1.21). По способу компоновки и технологии работы они получили название двухзахватных или двухмодульных (исходя из необходимости захвата дерева два раза за цикл обработки – сначала захватом валочной головки 3, навешенной на манипулятор 2, а затем сучкорезно-раскряжевочным устройством 1).

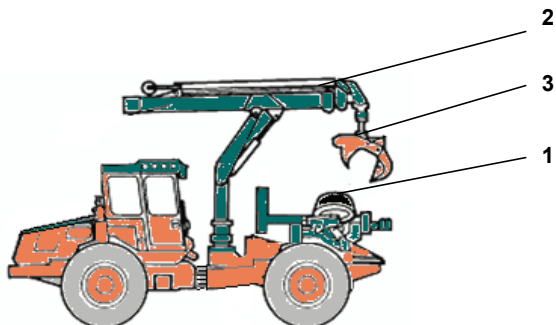


Рис. 1.21. Типовая компоновка двухмодульного харвестера

Обычно такие харвестеры имели достаточно большие габариты и массу. К тому же дерево перехватывалось два раза, а значит, увеличивалось время рабочего цикла на его обработку.

В последующем, с целью уменьшения продолжительности цикла обработки дерева, конструкторы машин отказываются от использования сучкорезно-раскряжевочного устройства как отдельного узла и переходят к использованию одного, навешиваемого на манипулятор, агрегата. Такой агрегат объединяет в себе захватный механизм, срезающее устройство для валки дерева, механизм обрезки сучьев (протаскивающий механизм и сучкорезные ножи), механизм отмера длин и раскряжевочный механизм (обычно, та же пила, что используется и для валки). Этот агрегат получает название харвестерной головки. Конструкция харвестера с такой головкой называется однозахватной или одномодульной (рис. 1.22).

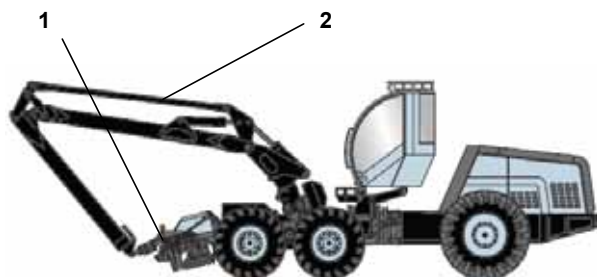


Рис. 1.22. Типовая компоновка одномодульного харвестера: 1 – харвестерная головка, 2 – манипулятор

В настоящее время двухмодульные харвестеры практически не выпускаются и повсеместно применяются одномодульные конструкции.

Базой харвестеров этого типа является либо специально разработанные шарнирно сочлененные колесные (гусеничные) шасси, либо гусеничные экскаваторные, реже монорамные колесные (гусеничные) шасси (рис. 1.23) [14, 47, 53].

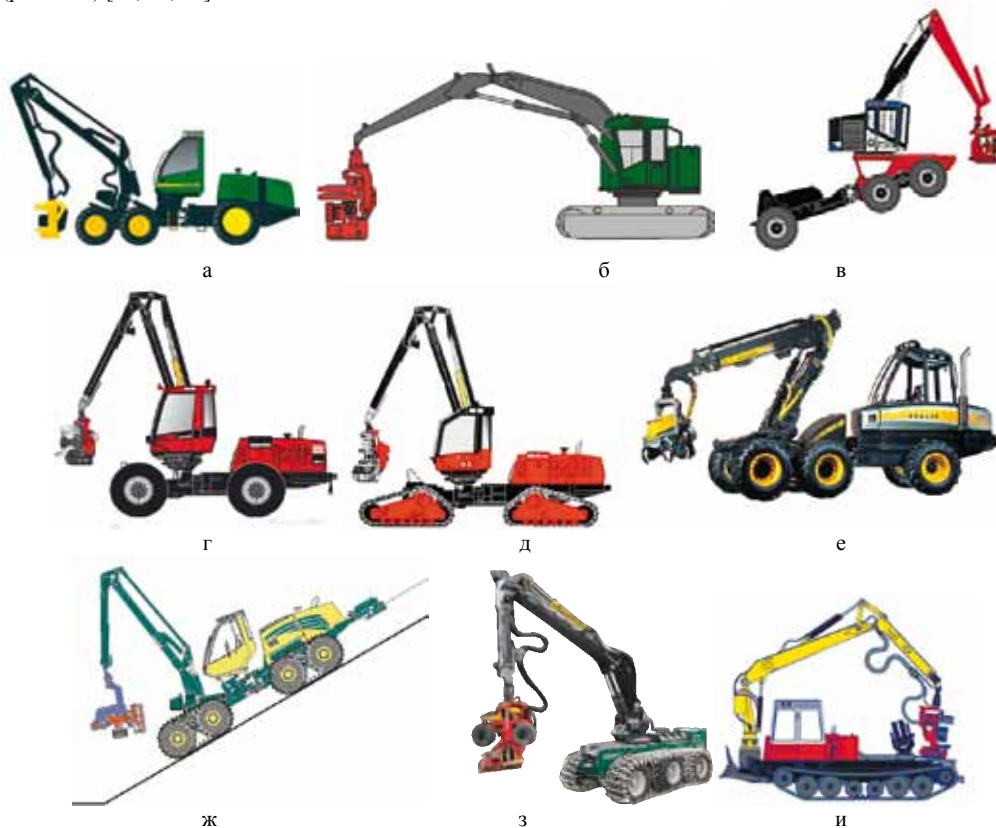


Рис. 1.23. Варианты компоновки одномодульных харвестеров:

а, б – John Deere 1270D Eco 111 и 703JH/753JH; в – TimberPro TB630; г, д – Komatsu (Valmet) 901.4, Valmet 911.3 X3M (для работы на склонах свыше 26 градусов); е – Ponsse Beaver; ж – HSM 405HL2 (для работы на склонах свыше 26 градусов, с удлиненной колесной базой 8x8 и с поддерживающей лебедкой); з – Gremo Besten 106RH с дистанционным радиоуправлением; и – универсальная машина ЛЗ-4М

По компоновке технологического оборудования специальные (не экскаваторные) харвестеры можно разделить на две группы:

1) С передней моторной и задней технологической секциями (полурамами). В этом случае на передней секции размещается энергетическая установка машины и монтируется кабина оператора. На технологической секции размещен манипулятор с харвестерной головкой. По данной схеме сконструированы, например, харвестеры Ponsse Ergo и Beaver.

2) С задней моторной секцией и передней технологической. Кабина оператора находится на технологической секции. На таких машинах кабина либо неподвижна, либо имеет возможность наклона для установки в горизонтальное положение при крене машины. Обычно перед кабиной расположен манипулятор с харвестерной головкой (например John Deere 1170E и 1270E).

Кабина может располагаться вместе с манипулятором и на полноповоротной платформе.

У гусеничных харвестеров, сконструированных по экскаваторной схеме, кабина, манипулятор и моторный модуль располагаются на полноповоротной платформе. Это позволяет укоротить базу машины и обеспечить хороший обзор рабочей зоны.

На монорамном колесном или гусеничном шасси, как правило, выполняется переднее расположение технологического оборудования, за которым располагается моторный модуль. Для харвестера, оснащенного дистанционным радиоуправлением, например Gremo Besten 106RH, отсутствие кабины дополнительно упрощает конструкцию и существенно укорачивает базу в продольном направлении (см. выше рис. 1.23 з).

Современные производители харвестеров широко используют принцип модульного построения техники. Благодаря этому они получают возможность создавать параметрические ряды технологического оборудования и машин по геометрическим и массово-мощностным параметрам различных функциональных возможностей. Выделяют харвестеры малого, среднего, базового и тяжелого классов по размеру и массе [52].

Харвестеры малого размерного класса предназначены для работы на рубках ухода (выборочных рубках). В зарубежной практике они также применяются на заготовке древесной биомассы на некоммерческих рубках ухода, при вырубке плантаций энергетических деревьев и расчистке линейных объектов. Как правило, такие колесные харвестеры имеют всего четыре приводных колеса и короткую базу, например John Deere 770E, Sampo-Rosenlew 1046pro, ProSilva 810. Собственный вес машин составляет 7 – 12 тонн, при мощности двигателя порядка 80 – 150 кВт. Грузовой момент манипуляторов у таких машин находится в пределах 50 – 120 кНм. Усилие протаскивания при обрезке сучьев обычно не превышает 15 кН. Масса харвестерной головки равняется 400 – 750 кг.

Значительно реже на рубках ухода находят применение компактные колесные харвестеры весом менее 7 тонн при мощности двигателя до 50 кВт, например шведский харвестер Vimek 404T3. Грузовой момент манипуляторов у таких машин от 20 до 50 кНм. Харвестерная головка весом до 400 кг при усилии протаскивания до 10 кН.

Харвестеры среднего класса также предназначены в основном для выборочных рубок. Они имеют четыре или шесть приводных колес, например John Deere 1070E, Komatsu 901.4, ProSilva 910, Logset 5H и многие другие. Вес машин составляет 13 – 14 тонн при средней мощности двигателя 120 кВт. Грузовой момент манипуляторов равен в среднем 135 кНм. Усилие протаскивания при обрезке сучьев несколько выше, чем для предыдущей группы машин, и достигает 20 кН. Масса харвестерной головки в среднем 800 кг.

Харвестеры базового класса получили наиболее широкое распространение и являются самыми универсальными в плане применения на разных видах рубок. Они имеют шесть или восемь приводных колес. Примером могут служить харвестеры John Deere 1170E, Komatsu 911.5, Gremo 950 HPV. Вес этих машин составляет порядка 17 тонн. Мощность двигателей 140 – 160 кВт. Грузовой момент манипуляторов равен в среднем 180 кНм. Усилие протаскивания при обрезке сучьев равно 22 – 27 кН. Масса харвестерной головки в среднем 1000 кг.

Харвестеры тяжелого размерного класса применяются для рубок главного пользования. К ним относятся гусеничные харвестеры на базе экскаваторов, например Neuson Ecotec 242HV, Hitachi ZX210H, Volvo EC210BF (рис. 1.24), а также харвестеры с восемью или шестью приводными колесами, например John Deere 1470D, Komatsu 931.1 и 941.1, HSM 405H2, Silvatec 8266TH Sleipner, Logset 10H и др. Вес машин 18 – 24 тонны. Мощность двигателей 160 – 220 кВт. Грузовой момент манипуляторов равен 180 кНм и более. Усилие протаскивания при обрезке сучьев равно 24 – 28 кН. Масса харвестерных головок 1200 кг и более.



Рис. 1.24. Харвестер на базе экскаватора Volvo EC210BF

Для механизации малообъемных и разрозненных лесозаготовок, заготовки древесной биомассы на рубках ухода и т. п. в качестве базовой машины для харвестера может успешно использоваться сельскохозяйственный трактор, например харвестер Беларус 1221 МЛХ, Valtra Kesla (рис. 1.25).



Рис. 1.25. Харвестер на базе колесного трактора Valtra

В конструкции харвестеров малого размерного класса, в т. ч. на базе сельскохозяйственных тракторов, которые применяются на заготовке древесины энергетического назначения, обычная навешиваемая на конце манипулятора харвестерная головка заменяется на аккумулирующую с накопителем (дополнительным захватным устройством) валочную (например Ponsse EH25) или харвестерную головку (например Log Max accumulation kit). Такие головки позволяют эффективно осуществлять одновременную обработку нескольких тонкомерных деревьев.

Встречаются харвестеры, базой которых являются лесные погрузчики.

В ряде технологических процессов лесозаготовок харвестеры на базе экскаваторов и погрузчиков используются в качестве процессоров на погрузочной площадке у лесовозной дороги. В этом случае они производят обрезку сучьев с трелеванных деревьев и разделку хлыстов на сортименты.

4. Машины для трелевки

Машины этого типа производят трелевку (подвозку) деревьев или хлыстов в полупогруженном или полуподвешенном положении, или сортиментов в полностью погруженном положении с лесосеки к лесовозной дороге (усу или ветке).

Машины для трелевки относятся к самоходным однооперационным машинам на гусеничном или колесном ходу. При этом в последнее время большее распространение получили специализированные колесные трактора с шарнирно-сочлененной рамой.

Гусеничные трелевочные трактора с тросочкерным оборудованием и бесчokerные, оснащенные гидроманипулятором с клещевым захватом и кониковым зажимным устройством (рис. 1.26), получили распространение в России и предназначены для трелевки деревьев или хлыстов в полупогруженном положении – за комли или вершины. В настоящее время в России выпуском таких машин занимаются ОАО «Онежский тракторный завод», ОАО «Краслесмаш», ОАО «Абаканский опытно-механический завод», ООО «Рубцовский агрегатный завод».



а



б

Рис. 1.26. Гусеничные трелевочные трактора: а – с тросочокерным оборудованием Онежец-300; б – бесчокерный ТБ-1МА-15

Навесное технологическое оборудование трактора с тросочокерным оборудованием включает однобарабанную лебедку, погрузочный щит, собирающий канат (трос), комплект чокеров и толкатель.

Навесное технологическое оборудование бесчокерного манипуляторного трактора включает гидроманипулятор с навешенным на нем клещевым захватом и кониковое зажимное устройство.

За рубежом также выпускаются трелевочные трактора с тросочокерным оборудованием и бесчокерные манипуляторного типа, в большинстве своем на колесном ходу (рис. 1.27).



а



б



в

Рис. 1.27. Колесные трелевочные трактора: а, б – с тросочокерным оборудованием John Deere 640Н и Беларус ТТР-41; в – бесчокерный TimberPro TF840

Сельскохозяйственные трактора (рис. 1.27 б), на задний навесной механизм которых устанавливается лебедка со щитом, применяются на малообъемных заготовках.

Большинство крупных производителей лесной техники, в том числе для сортиментной заготовки леса, могут, удовлетворяя заказы клиентов, изготовить технику для трелевки деревьев и хлыстов. Например, финская компания «Ponsse» и немецкая компания «HSM» в качестве машин для трелевки хлыстов или деревьев предлагают скиддеры, разработанные на базе форвардеров Ponsse Buffalo и HSM 805F соответственно.

Для трелевки в полупогруженном или полуподвешенном положении пачек деревьев, сформированных, как правило, ВПМ, применяются пачкоподборщики (скиддеры) на гусеничном или колесном ходу (рис. 1.28).

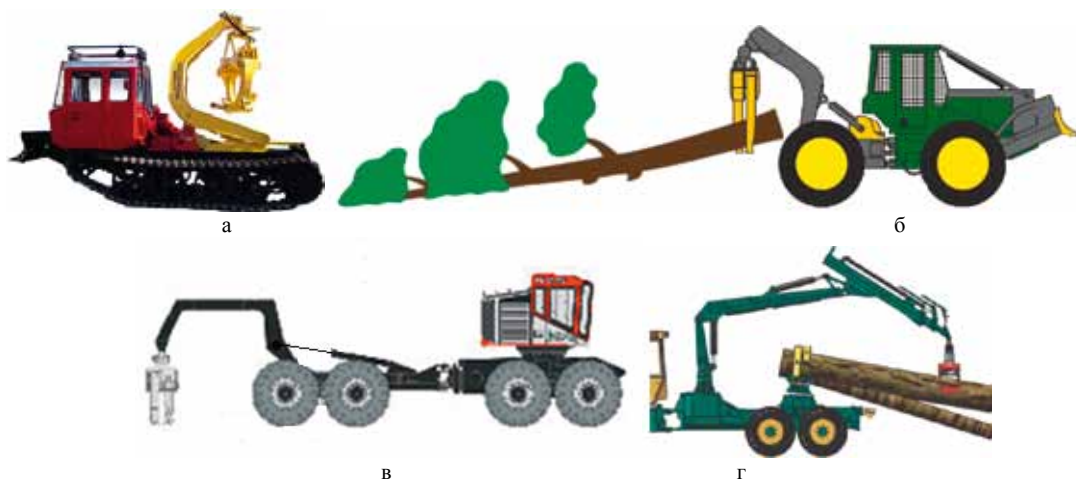


Рис. 1.28. Скиддеры: а – на гусеничном ходу ЛТ-230; б, в, г – на колесном ходу John Deere 648Н, TimberPro TF840 и HSM 805F соответственно

В России ОАО «Краслесмаш» выпускает на гусеничном шасси скиддеры ЛТ-230 и ЛТ-187.

За рубежом распространение получили скиддеры на колесном ходу. Их выпускают такие известные компании, как «John Deere Forestry», «HSM», «Tigercat», «Prentice», «TimberPro» и др. В лесу получили распространение модели John Deere 648Н, 748Н, Tigercat 610С, 620С, Prentice 2430, 2432, TimberPro TF840 и др.

Основное технологическое оборудование скиддеров – поворотный пачковый захват, навешиваемый на стрелу г-образной или дугообразной формы.

Для сбора заготовленных на лесосеке сортиментов с попутной их подсортировкой по назначению, породам и длинам, трелевки сортиментов в полностью погруженном положении и укладки их в штабель применяются специализированные сортиментовозы (погрузочно-транспортные машины манипуляторного типа – форвардеры) преимущественно на колесном ходу (рис. 1.29 а – е). Практически не встречаются форвардеры на гусеничном ходу (рис. 1.29 ж, з). Также они могут применяться для сбора и транспортировки лесосечных отходов, тонкомерных деревьев, погрузки сортиментов на автопоезда и других погрузочно-разгрузочных работ.

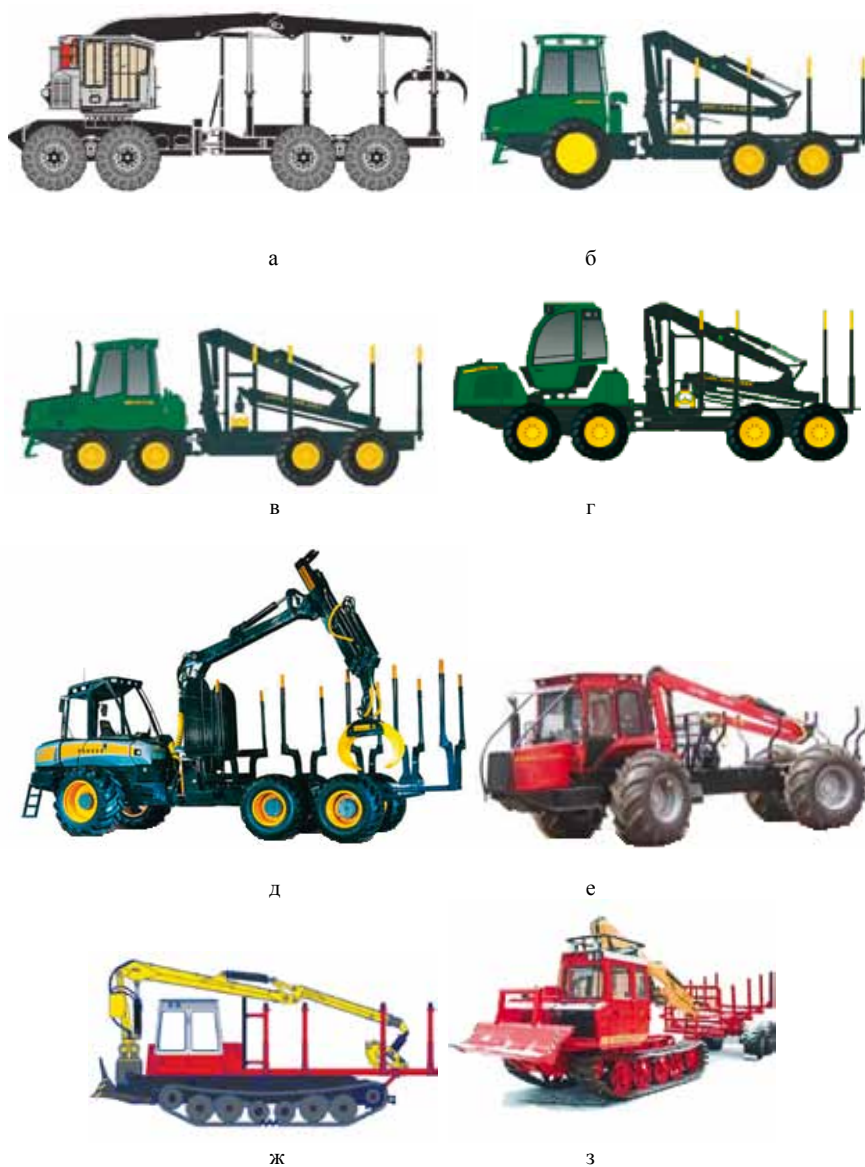


Рис. 1.29. Форвардеры: а – TimberPro TF820; б – John Deere 1010D Eco 111; в – John Deere 1110D Eco 111; г – John Deere 1210E; д – Ponsse Buffalo; е – Беларусь МЛПТ-354М1; ж – ЛЗ-5 на базе ТТ-4М; з – ТБ-1М-16

Ведущими производителями данной техники являются такие компании, как «Ponsse», «John Deere Forestry», «Komatsu Forest», «Rottne», «Logset», «HSM», «Gremo» и ряд других.

В России разработкой и выпуском колесных и гусеничных форвардеров (модели ТЛК-6-04, ШЛК-6-04 и ТБ-1М-16) занимался ОАО «Онежский тракторный завод». В настоящее время, например, колесные форвардеры выпускают на ОАО «Краслесмаш», в частности модель ЧЕТРА КС-146.

По конструкции большинство современных форвардеров представляет собой шасси с шарнирно сочлененной рамой. Передняя и задняя части рамы соединены универсальным шарниром с двумя степенями свободы.

Большинство форвардеров имеют 6- или 8-колесную ходовую систему с приводом на все колеса. Для снижения удельного давления машины на грунт ширина шин у большинства моделей составляет 600 мм. Для повышения проходимости и снижения удельного давления на грунт на шины одеваются цепи, а на тандемные тележки – гусеничные ленты. С этой целью компания «Ponsse», например, также предлагает

использование 10-колесного форвардера, спроектированного на базе 8-колесной модели Ponsse Buffalo, на которой устанавливается третья пара колес за tandemной тележкой.

Трансмиссия форвардеров, как и на харвестерах, преимущественно гидростатическая или гидромеханическая [7], имеющая два скоростных диапазона. Это обеспечивает плавное движение форвардера в лесу при высокой силе тяги и благоприятно сказывается на взаимодействии машины с почвой. Максимальная скорость движения машин на первом скоростном диапазоне 7 – 10 км/ч, на втором – 25 – 34 км/ч.

Производители лесосечных машин продолжают непрерывно совершенствовать трансмиссии, в частности, шведская компания «El-Forest» разработала и предлагает форвардеры серии F с гибридным дизель-электрическим приводом и с типичной для лесосечных машин гидросистемой технологического оборудования. Таким образом, наряду с уменьшением отрицательное воздействие движителя на почвенный покров, повышается топливная экономичность. Составная конструкция рамы технологического модуля машины позволяет эффективно ее использовать на рубках ухода, в т. ч. для нужд биоэнергетики.

Типичная компоновка форвардера следующая (рис. 1.30): на передней полураме располагается двигатель 1 и кабина 2 оператора, на задней полураме – грузовая платформа 3 со стойками 4 для перевозки сортиментов. Технологическое оборудование – манипулятор 5 с грейферным захватом 6 – на большинстве моделей располагается на задней полураме перед грузовой платформой и отделяется от нее ограждением. Грейферный захват, агрегатируемый на конце манипулятора, используется для погрузки и разгрузки сортиментов. Грузовая платформа имеет ограждение и стойки для удержания груза сортиментов от смещения при транспортировке.

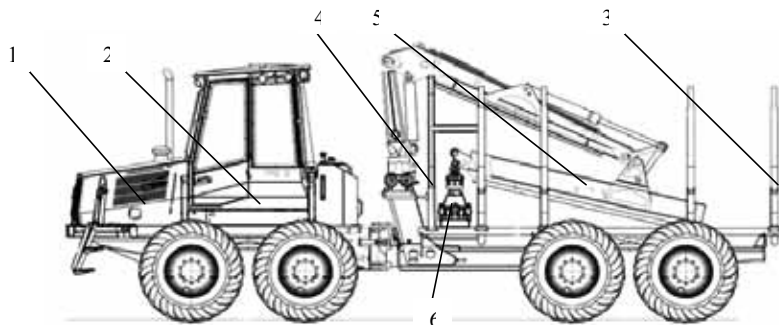


Рис. 1.30. Компоновка форвардера

Почти все модели форвардеров могут использоваться на разных видах рубок, т. е. являются универсальными. Вместе с тем их можно разделить на 4 класса по размерам и мощности (таблица 1.1).

Таблица 1.1. Классификация форвардеров

Тип трактора	Колеса, шт.	Собств. вес, тонн	Грузо-подъемность, тонн	Мощность двигателя, кВт	Средний грузоподъемный момент манипулятора, кНм
Форвардеры для рубок ухода	6	менее 10	3 – 8	20-80	40
Форвардеры для выборочных рубок	4 (6) (8)	10	8	80	65
Форвардеры универсальные для сплошных и выборочных рубок	6 (8)	12	10	90	85
Форвардеры для сплошных рубок	6 (8) (10)	15-16	14	120-130	100
Тяжелые форвардеры для сплошных рубок	6 (8)	18-19	14-17	160	150

Двигатели машин, как правило, дизельные (John Deere, Sisu Diesel, Mercedes-Benz и др.). Средняя мощность двигателя для современного форвардера – 100 кВт при средней массе машины 12 тонн. Кабина располагается за двигателем. За кабиной на передней полураме располагается бак гидросистемы и гидрораспределители.

Все форвардеры оснащаются комбинированными манипуляторами с телескопической рукоятью (фирмы «John Deere Forestry», «Ponsse», «Kesla», «Cranab» и др.), ротатором и захватом. Вылет манипуляторов – 7 – 10 метров, средний грузоподъемный момент от 40 до 150 кНм. Управление манипулятором – электрогидравлическое, с помощью двух рычагов, размещаемых на подлокотниках сидений.

На практике находят применение малогабаритные форвардеры весом менее 10 тонн (таблица 1.1), например Vimek 606 TT, а также форвардеры на базе колесных тракторов сельскохозяйственного или общего назначения. Последние представляют собой базовый трактор с активным (имеющим подвод мощности к колесам) или неактивным прицепом. Например, производством таких форвардеров (модульного комплекса для трелевки сортиментов, тонкомерных деревьев или отходов лесозаготовок) занимаются зарубежные фирмы «Kesla» (рис. 1.31), «Farmi Forest», «Palms» и др., а также ПО «Минский тракторный завод».



Рис. 1.31. Форвардер на базе колесного трактора общего назначения (фото «Kesla»)

В отечественной практике созданием таких машин активно занималась Санкт-Петербургская лесотехническая академия, Карельский НИИ лесной промышленности. В частности, КарНИИЛПом был разработан, и затем серийно на ОАО «Орелдормаш» выпущен форвардер на шасси МТЗ-80 – ЛТ-189.

На заготовках деловой и, прежде всего, топливной древесины находят применение комбинированные машины, например харвардеры (форвестеры).

Внешне харвардер напоминает обычный форвардер, но на конце манипулятора установлен комбинированный рабочий орган (харвестерная или валочная головка), служащий для валки, обработки и одновременно для погрузки получаемых лесоматериалов. Выпуском таких машин занимаются «Ponsse», «TimberPro», «Vimek», например, Ponsse Dual, TimberPro TF820-E (рис. 1.32) и Vimek 608 BioCombi соответственно.



Рис. 1.32. Харвардер TimberPro TF820-E

Навешивание на манипулятор форвардера харвестерной или валочной головки позволяет производить как валку деревьев и их обработку, так и последующую трелевку сортиментов или тонкомерных деревьев. Положительным моментом ее применения является то, что на данных технологических операциях используется только одна машина, что может быть выгодно с экономической точки зрения при заготовке древесной биомассы и отходов лесозаготовок. Кроме этого, уменьшается число проходов техники по волоку, что положительно сказывается на проходимости участков волока с низкой несущей способностью.

Немецкая компания «HSM» выпускает комбинированную машину на базе форвардера, когда наряду с грузовой платформой на раму машины дополнительно устанавливается кониковое устройство взамен задних грузовых стоек (рис. 1.33). Таким образом, машина в зависимости от выбранного лесозаготовителем технологического процесса заготовки может выполнять функции форвардера или скиддера без дополнительного ее переоборудования



Рис. 1.33. Машины для трелевки HSM 208F Combi

Российская компания ОАО «Алттрак» выпускает универсальную гусеничную машину ЛЗ-4М на базе трактора ТТ-4М для применения ее при сортиментной или хлыстовой технологии, или при заготовке деревьями. Данная машина может работать как в режиме харвестера (рис. 1.23 и), так и выполнять валку деревьев с обрезкой сучьев, сбор и трелевку хлыстов, а также последующую раскряжевку хлыстов на сортименты.

5. Машины для погрузки леса

Для погрузки сортиментов, щепы, обвязанных пакетов порубочных остатков, или др. древесной биомассы на транспорт, а также для выполнения других погрузочно-разгрузочных и сортировочно-штабелевочных работ в лесу используются различные типы погрузчиков.

Все погрузчики можно разделить на три группы:

1. Манипуляторы, устанавливаемые на транспортных средствах – автолесовозах, форвардерах (рис. 1.34).

В эту группу могут быть включены все манипуляторы, постоянно установленные на транспортные средства, для проведения загрузочно-разгрузочных и сортировочно-штабелевочных работ. Особенность заключается в том, что погрузочное средство постоянно «привязано» к транспортному.

Привязка манипулятора к транспортному средству может осуществляться по нескольким компоновочным схемам: за кабиной, на кабине, на задней консольной части рамы и т. д.

Достоинством данного технического решения является независимость транспортного средства от специальных автономных погрузочных устройств. Это преимущество особенно очевидно при работе на малых, территориально разрозненных лесосеках, при использовании сортиментной заготовки леса.



Рис. 1.34. Манипулятор, установленный на автолесовозе (фото авторов)

2. Манипуляторы автономные (рис. 1.35).

Машины этого типа не выполняют транспортных операций, поэтому технологическое оборудование постоянно используется для выполнения сортировочно-штабелевочных работ и обслуживает несколько транспортных единиц техники. Особенно оно эффективно при работе на крупных, концентрированных лесосеках.

В большинстве своем такие машины выполнены по экскаваторной схеме компоновки. Рабочие органы машин могут оснащаться различными устройствами для погрузки разных лесоматериалов (хлыстов, сортиментов и т. д.)



Рис. 1.35. Автономный манипуляторный погрузчик (фото «John Deere Forestry»)

3. Фронтального действия.

Наиболее распространены фронтальные погрузчики (безманипуляторные) перекидного типа (рис. 1.36).



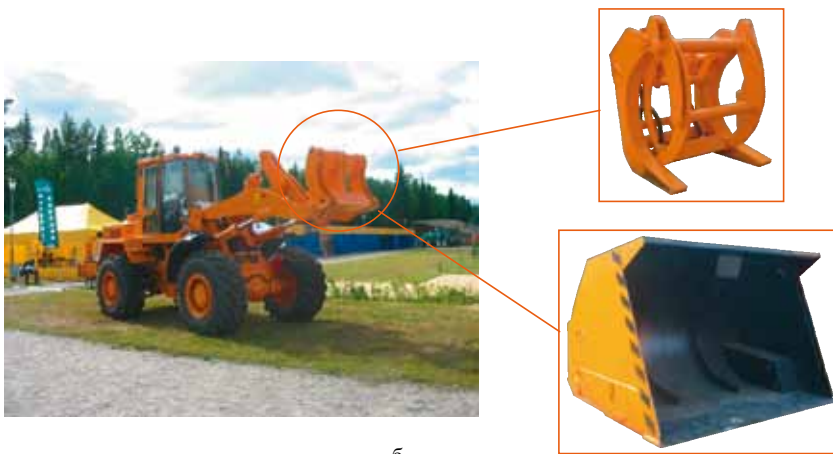
Рис. 1.36. Фронтальный погрузчик перекидного типа ПЛ-1 (фото авторов)

Такой погрузчик состоит из базового трактора и навесного оборудования (п-образной рамы, захватов (поворотной челюсти и двух неподвижных стоек), управляющих гидроцилиндров). Погрузчики данного типа получили преимущественное распространение в России.

Значительно реже на лесозаготовках используются обычные фронтальные погрузчики, осуществляющие маневрирование с грузом «перед собой» (рис. 1.37 а, б).



а



б

Рис. 1.37. Фронтальный колесный погрузчик: а – на базе сельскохозяйственного трактора; б – одноковшовый (фото авторов)

При использовании ковша вместо навешиваемого на п-образной раме механизма захвата груза погрузчик может быть использован для погрузки и перемещения щепы на площадке у потребителя (на терминале).

6. Машины для сбора, пакетирования и транспортировки лесосечных отходов

В последние годы все более широкое распространение получает биоэнергетика [15, 23, 63]. Под этим направлением энергетики подразумеваются процессы получения тепловой энергии от возобновляемых природных источников (в первую очередь биологических – различных растений).

Использование в качестве такого источника древесного сырья, в том числе отходов лесозаготовительного и деревообрабатывающего производства, требует применения соответствующих машин для их сбора и транспортировки [44, 45, 65].

В настоящее время для сбора и транспортировки отходов лесозаготовок наиболее часто используется подборщик сучьев, созданный на базе колесного форвардера. По своему компоновочному решению данная машина представляет собой несколько модернизированный колесный форвардер с шарнирно сочлененной рамой. На задней части рамы, как и у обычного форвардера, устанавливается манипулятор с захватом для сбора сучьев и специальная платформа для их пакетирования и транспортировки к дороге.

В СССР для окучивания и (или) сбора лесосечных отходов, и вывозки их к месту разгрузки на верхний склад применялись подборщики [55], которые были сконструированы на базе гусеничных трелевочных тракторов, например ЛТ-168 и ЛП-23 на базе ТБ-1МА-15 с гидроманипулятором со специальным захватом и кузовом (платформой). На передний толкатель трактора устанавливались специальные зубья дугообразной формы, которые при необходимости позволяли не только собирать порубочные остатки, но и осуществлять корчевание.

Конструкция захвата для сбора сучьев отличается от конструкции обычного захвата для погрузки сортиментов, поскольку опыт использования обычного захвата показал, что он вместе с лесосечными отходами захватывает часть грунта и не проникает в достаточной степени в глубь кучи лесосечных отходов. Поэтому для этих целей используются захваты вильчатого типа (рис. 1.38), объем захватываемого материала у которых почти на 45% больше, чем у захватов обычного типа.



Рис. 1.38. Захватное устройство вильчатого типа (фото авторов)

Модернизация платформы форвардера путем установки дополнительных поддонов позволяет увеличить грузовое пространство (рис. 1.39).



Рис. 1.39. Платформа форвардера для транспортировки лесосечных отходов Ponsse Buffalo (фото «Ponsse»)

Если форвардер средних размеров со стандартным объемом грузового пространства может перевозить порядка 4 – 5 м³ лесосечных отходов, то при соответствующей модернизации объем перевозимого груза может быть увеличен до 8 – 14 м³.

Для повышения эффективности операции транспортировки отходов дальнейшая модернизация данного типа машин направлена на внедрение устройств для уплотнения погруженных на платформу отходов (рис. 1.40).



Рис. 1.40. Грузовая платформа машины TimberPro 810B (фото «TimberPro»)

Помимо использования модернизированных форвардеров, производители лесного оборудования предлагают ряд прицепных манипуляторных модулей (для сбора и транспортировки отходов) для агрегатирования с обычными тракторами (рис. 1.41).



Рис. 1.41. Машина для сбора и транспортировки отходов на базе сельскохозяйственного трактора марки Navu Hukka фирмы Varo Oy (фото «Varo»)

Для повышения эффективности процесса пакетирования и транспортировки лесосечных отходов путем их уплотнения в последнее время стали применяться специальные машины – пакетировщики (прессователи-пакетировщики). Они представляют собой 6- или 8-колесные машины на базе форвардеров. На месте грузовой платформы установлен рабочий модуль – пакетизирующая установка. Машина оснащена гидравлическим манипулятором со специальным вилчатым захватом.

Различают пакетизирующие установки с продольным по отношению к оси установки (рис. 1.42) и боковым (рис. 1.43) сбросом пакета (тюка).



Рис. 1.42. Пакетизирующий модуль Fiberpac на базе John Deere 1490D (фото «John Deere Forestry»)



Рис. 1.43. Пакетизирующий модуль Wood Pac на базе форвардера Valmet (фото «Komatsuforest»)

Для трелевки спрессованных древесных отходов в виде пакетов используются те же машины, что и для трелевки сортиментов. В данном случае не обязательно расширять грузовое пространство форвардера и оснащать манипулятор специальным вилчатым захватом. Данное обстоятельство является достоинством применения технологии предварительного пакетирования лесосечных отходов в тюки.

Транспортировка лесосечных отходов на дальние расстояния осуществляется только в виде спрессованных тюков или в виде щепы. Для этих целей используются лесовозы обычного типа с прицепами. Лесовоз с прицепом может транспортировать 65 – 70 спрессованных тюков из отходов лесозаготовок или 55 – 60 м³ щепы. Тюки также могут транспортироваться вместе с деловой древесиной, например, в кузов лесовоза могут быть погружены балансы, а в прицеп – тюки из лесосечных отходов.

7. Машины для производства щепы

Поскольку транспортировка топливной щепы на дальние расстояния оказывается более эффективной по сравнению с вывозкой тюков лесосечных отходов, а тем более непрессованных отходов, то машины для производства щепы на лесосеке – рубительные – получили достаточно широкое распространение.

Такие машины производят измельчение собранных и складированных у дороги лесосечных отходов или специально заготовленной низкосортной древесины в так называемую энергетическую щепу [24, 52 и др.] (рис. 1.44).



Рис. 1.44. Склад древесины: а – у дороги; б – готовая щепа (фото авторов)

Рубительные машины делают передвижными (на шасси тракторов, автомобилей, полуприцепе или прицепе (рис. 1.45)) и стационарными [10, 11, 40].

На шасси машин, полуприцепах или прицепах размещают рубительную установку. Привод установки осуществляется от двигателя базовой машины. Для более мощных рубительных машин предусматривается использование собственного двигателя.



Рис. 1.45. Рубительная машина Kesla (фото авторов)

В основе процесса работы рубительной установки лежит рубка древесины в торцово-продольно-поперечном направлении. Для выполнения этого процесса могут использоваться различные рабочие органы [9]: барабанные, дисковые, шнековые, молотковые, щелевые или другие дробилки.

В производстве энергетической щепы наибольшее распространение получили барабанные рабочие органы, снабжаемые съемными плоскими ножами (резцами) с односторонней заточкой (рис. 1.46 а, б).



Рис. 1.46. Барабанный рабочий орган (а) и съемный нож (б) (фото авторов)

Для обеспечения загрузки рубильной машины древесным сырьем на шасси устанавливаются манипуляторы и устройства для подачи древесины к механизму резания (рис. 1.47).

Низкопроизводительные машины могут загружаться вручную.

Рубильные машины имеют специальный направляющий бункер (загрузочный патрон) с гидроприводным верхним горизонтальным валцом для обжима и подачи сырья и, как правило, приводным нижним валцом. Значительно реже устанавливаются дополнительные боковые вертикальные приводные или неприводные направляющие валцы, например в машинах Dynamic CH-460 и CH-585, Albach Silvator 2000.

Подача сырья к ротору рубильной машины также возможна при наклонном патроне под действием силы тяжести (без гидравлики) (например Farmi Forset CH160F, 160TF с дисковым рабочим органом).

Устройство подачи (как правило, у высокопроизводительных машин) может также представлять собой цепной или гусеничный транспортер (конвейер) на подающем столе, оснащенный механизмом обжима сырья, выполняемым в виде горизонтального зубчатого валца (рис. 1.47). Встречаются конструкции, когда на подающем столе устанавливаются 3 – 4 горизонтальных валца, например машины Bruks 805,2ST и др. серий.



Рис. 1.47. Устройство для подачи сырья к рабочему органу:
а – гусеничное; б – цепное (фото авторов)

Подающий стол может располагаться справа или сзади по ходу перемещения рубильной машины. Это устройство во время перемещения поднимается в верхнее положение с помощью гидравлики.

Каждая из частей устройства подачи приводится в действие от собственного гидромотора. Сами же рубильные машины снабжены собственной гидравлической системой или системой, смешанной с гидравликой трактора-тягача.

Удаление щепы из рабочего органа осуществляется по специальному щепопроводу с помощью воздушного потока (под действием центробежных сил). Щепопровод имеет возможность поворота на угол до 360 градусов и регулировки направления выброса для более удобной загрузки транспортного средства (автомобиля-щеповоза), рис. 1.48. Дальность выброса щепы регулируется заслонкой на конце выводного щепопровода, как в ручную, так и с помощью гидравлики.



Рис. 1.48. Автомобиль для транспортировки щепы (фото авторов)

Значительно реже в конструкциях машин устанавливается как щепопровод, так и транспортер, например машины Komptech Chipro 510C (рис. 1.49), Doppstadt DW3060K и ряд других.



Рис. 1.49. Рубительная машина Komptech Chipro 510C на прицепной тележке, оснащенная щепопроводом и транспортером для выброса щепы (фото «Komptech»)

Встречаются следующие конструктивные решения при компоновке рубительных машин и их сочетании с приводными и тяговыми механизмами:

- установка рубительной машины на прицепной тележке с пневмошасси (рис. 1.50 а, б); в этом случае на тележке дополнительно монтируются гидроманипулятор для подачи сырья в механизм резания рубительной машины и гидросистема привода манипулятора, горизонтальный транспортер, щепопровод с верхним выбросом щепы и др., а силовой привод всех механизмов, смонтированных на прицепе, осуществляется главным двигателем трактора через карданный вал. Этот же трактор обеспечивает мобильность всего агрегата по транспортным путям;



а



б

Рис. 1.50. Установка рубительной машины на одноосной прицепной тележке:
а – Kesla 4560C с барабанным рабочим органом; б – УРП-1 с дисковым рабочим органом (фото авторов)

- установка рубительной машины на прицепной тележке в агрегате с автономным силовым приводным двигателем (обычно дизель мощностью 150 – 300 кВт) и гидроманипулятором (или без него) с выводом пульта управления в кабину трактора-тягача, осуществляющего только перемещения агрегата по транспортным путям, или дистанционным пультом управления, или дистанционным с помощью кабеля (рис. 1.51 а, б). Вариант отличается более высокой производительностью по сравнению с предыдущим и легко вписывается в технологическую схему производства щепы непосредственно на котельной и ТЭЦ (на нижнем складе лесозаготовительного предприятия или на складе топлива котельной), т. к. по конструктивному исполнению близок к полустационарному варианту, а дизель может быть заменен электродвигателем;



а



б

Рис. 1.51. Установка рубильной машины на прицепной тележке с автономным силовым приводным двигателем без гидроманипулятора: а – Bandit (фото авторов); б – Vermeer BC1400TX (фото «Vermeer»)

Передвижные рубильные машины на прицепе (одно-, двух- или трехосном) могут комплектоваться автономным приводным дизельным двигателем (например Jenz HEM560D, Dynamic CH-535, Vermeer BC2000XL) или привод идет через карданный вал от двигателя трактора-тягача, например Kesla C645, Eschlböck Biber 70Z, Jenz HEM420Z, Беларусь МР-25 и др.

Значительно реже передвижные рубильные машины могут быть установлены на гусеничную прицепную базу с автономным приводным двигателем (рис. 1.51 б). С одной лесосеки на другую рубильная машина транспортируется на трейлере.

Следует отметить, что передвижные рубильные машины могут дополнительно оснащаться поднимаемым и опрокидываемым контейнером-накопителем щепы (рис. 1.52);

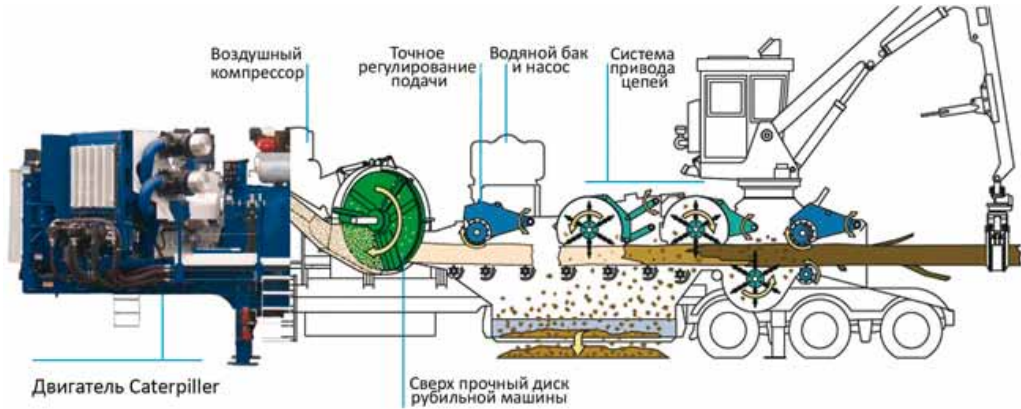


Рис. 1.52. Установка рубильной машины на прицепной тележке с поднимаемым и опрокидываемым контейнером-накопителем для щепы (привод от двигателя трактора-тягача или автономный, на выбор заказчика) Kesla C645 (фото «Kesla»)

- установка рубильной машины (жестко закреплена или с возможностью поворота) на полуприцепе с автономным силовым приводным двигателем (обычно дизель мощностью до 300 кВт) и гидроманипулятором с выводом пульта управления в отдельную кабину. Автомобиль-тягач осуществляет только перемещения агрегата по транспортным путям. Такая конструкция также отличается высокой производительностью. Как правило, рубильные машины на полуприцепе дополнительно оснащают устройством для раскалывания толстомерных деревьев (или дровяной древесины) (рис. 1.53 а) или сучкорезным окорочным устройством (рис. 1.53 б).



а



б

Рис. 1.53. Установка рубильной машины на полуприцепе с автономным силовым приводным двигателем, гидроманипулятором и дополнительными устройствами: а – Heinola (фото авторов); б – Peterson DDC5000 (фото «Peterson»)

Подающий стол либо раскладывается-складывается гидравлически, либо сама рубильная машина имеет возможность вращаться относительно полуприцепа. Щепопровод и транспортер регулируются с помощью гидравлики.

Для раскалывания толстомерной древесины могут применяться также специальные гидравлические клещи, навешиваемые на гидроманипулятор, например Jenz W600, Woodcracker W1800 (рис. 1.54 а) или устанавливаемые на раму базовой машины, например Eschlböck, Woodcracker L700 (рис. 1.54 б, 1.55).



а



б

Рис. 1.54. Гидравлические клещи: а – Woodcracker W1800; б – Woodcracker L700 (фото «Westtech Maschinenbau»)



Рис. 1.55. Рубительная машина Komptech Chipro 5010С с автономным силовым приводным двигателем, гидроманипулятором и гидравлическими клещами (фото «Komptech»)

- установка рубительной машины на шасси автощеповоза в агрегате с гидроманипулятором, в результате чего в распоряжении производителя-поставщика щепы появляется комбинированная машина для выполнения всех основных технологических операций (рис. 1.56). Привод рубительной машины от двигателя автощеповоза (обычно дизель мощностью до 400 кВт). Машина эффективна при обслуживании относительно удаленных лесосек (при небольших расстояниях доставки щепы потребителю);



Рис. 1.56. Установка рубительной машины на шасси автощеповоза Sisu в агрегате с гидроманипулятором (фото «Sisu»)

- установка рубительной машины на базе форвардера с гидроманипулятором и поднимаемым и опрокидываемым контейнером-накопителем щепы (рис. 1.57 а, б). Привод рубительной машины от двигателя базовой машины (обычно дизель мощностью до 200 кВт).



а

б

Рис. 1.57. Установка рубительной машины: а – Амкадор-2902 на базе форвардера Амкадор 2661 (фото «Амкадор»); б – Bruks 805.2 STC на базе форвардера John Deere серии E (фото «Bruks»)

Для заготовки биоэнергетической древесины в Финляндии, Швеции и Дании также были разработаны и испытаны в полевых условиях рубительные машины на базе форвардера, оснащенного контейнером-накопителем и агрегируемым на манипулятор рабочим органом для валки и пакетирования тонкомерных деревьев, например Silvatec 878CH (рис. 1.58).



Рис. 1.58. Рубительная машина Silvatec 878CH (фото «Silvatec»)

Работая на лесосеке, машина срезает (валит) деревья и направляет их в приемное устройство рубительного модуля, расположенное в передней ее части (рис. 1.58). Древесная щепа, полученная при измельчении, подается по пневмопроводу в контейнер объемом 20 м³. При наполнении грузового контейнера-накопителя машина направляется на погрузочную площадку, где щепа легко перегружается в съемный контейнер автощеповоза (рис. 1.59). Система для перегрузки щепы состоит из подъемного механизма в виде ножниц, который обеспечивает подъем бункера на высоту до 3,6 м. После подъема и поворота бункера к контейнеру щепа разгружается. Гибкость этой системы обеспечивает загрузку щепы из бункера в любой вид транспорта.



Рис. 1.59. Процесс перегрузки щепы (фото «Silvatec»)

- установка рубительной машины на шасси автомобиля с гидроманипулятором. Привод рубительной машины от двигателя автомобиля (рис. 1.60 а) или автономного двигателя (рис. 1.60 б) (обычно дизель мощностью до 400 кВт);



а



б

Рис. 1.60. Установка рубильной машины: а – Heinola на шасси автомобиля Scania; б – Heinola на шасси автомобиля Volvo (фото авторов)

- установка рубильной машины на сельскохозяйственный трактор через специальный гидравлический навес, как правило, с гидроманипулятором, например Junkkari HJ-260C, Lindanna MPG-250, Farni Forest CH380HFC, Jenz NEM360ZA и др. (рис. 1.61 а, б). Силовой привод всех механизмов от вала отбора мощности двигателя (обычно дизель мощностью до 150 кВт);



а



б

Рис. 1.61. Установка рубильной машины на сельскохозяйственный трактор: а – Farni Forest CH380HFC (фото «Farni Forest»); б – Jenz NEM360ZA (фото «Jenz»)

- рубильная машина на специально разработанной самодвижущейся ходовой системе [34], не требующей транспортного средства для ее передвижения, например Albach Silvator 2000 компании «Albach Maschinenbau» (дизель мощностью до 450 кВт) (рис. 1.62).



Рис 1.62. Рубильная машина Albach Silvator 2000 (фото «Albach Maschinenbau»)

8. Установки для производства дров

Поскольку дрова, помимо топливной щепы, остаются на сегодняшний день одним из традиционных и распространенных видов биотоплива, то механизация процесса производства дров уделяется достаточно большое внимание. С этой целью для работы в лесу или на дворе потребителя создаются и применяются различные конструкции машин для производства дров. Все эти машины представляют собой комбинацию подающего и выводного транспортера, режущего (раскряжевочного) механизма и дровокола. Наибольшую известность получили финские машины Jара и Palax (рис. 1.63) [5, 21, 39].



Рис. 1.63. Установка для производства дров Palax Combi M с приводом от сельскохозяйственного трактора (фото «Ylistaron Terästakomo»)

В качестве сырья используются сортименты определенной длины, диаметра и породы. Наиболее часто это березовые 2-3-метровые балансы диаметром 10 – 20 см. Подача сырья в машину производится либо вручную, либо с помощью манипулятора с захватом. Бревно укладывается на подающее устройство (чаще ленточный транспортер) и продвигается до упора (ограничителя) с пластиной, ограничивающей длину чурки. Перемещение упора осуществляется механически или гидравлически. Длина выпиливаемых чурок от 20 до 60 мм. После этого оператор машины нажатием рычага производит включение пильного механизма. В настоящее время в качестве пильного механизма наиболее часто используется цепная консольная пила, реже – дисковая (рис. 1.64).

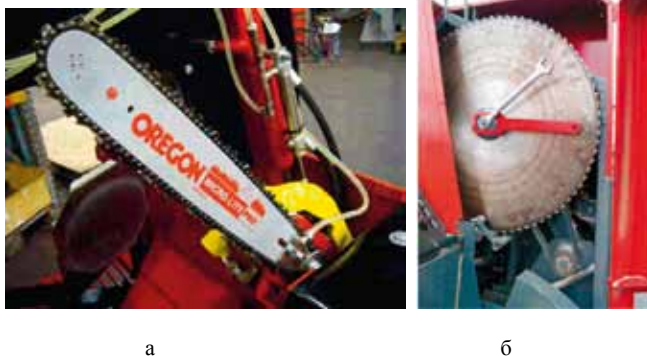


Рис. 1.64. Пильный механизм: а – цепная консольная пила дровокола Jара 375TR Basic (фото «Laitilan Rautarakenne»); б – дисковая пила дровокола Palax Power 100S (фото «Ylistaron Terästakomo»)

Отрезанная чурка падает в специальный лоток, где с помощью силового гидроцилиндра наталкивается на нож (рубящий клин) специальной конструкции (рис. 1.65). При этом производится раскалывание чурки (гидравлически).



Рис. 1.65. Раскалывающие ножи: а – 4-секционный (крестообразный); б – 6-секционный (звездчатый клин) Jara 375TR PRO; в – 8-секционный Jara 450 (фото «Laitilan Rautarakenne»)

Изменение конструкции ножа позволяет менять количество получаемых поленьев. Например, установки довольно часто оснащаются двумя раскалывающими ножами, один из которых позволяет раскалывать чурок на две, четыре, восемь и двенадцать частей, а другой – на шесть частей. Раскалывающие ножи оснащаются вертикальными и горизонтальными (наклонными) клиньями (рис. 1.65). Клинья характеризуются углом раскалывания, длиной лезвия и шириной (плоских или криволинейных) щек.

Дрова раскалываются, как правило, на две части (при диаметре от 15 до 25 см), на четыре части (при диаметре от 26 до 40 см) или на большее число частей (при диаметрах более 40 см).

По выносному транспортеру, как правило, ленточному, готовые поленья поступают в прицеп машины или в кучу.

Дровоколы могут оснащаться как механическим, так и полностью гидравлическим управлением.

Практически все подобные машины являются прицепными либо навешиваемыми на заднюю часть сельскохозяйственных тракторов (см. выше рис. 1.63). Привод машин осуществляется от вала отбора мощности базового трактора. При этом дровоколы, как правило, имеют собственную гидросистему.

Выпускаются машины, работающие стационарно от автономного двигателя (электродвигателя) или дизельного двигателя. Машины с электродвигателем имеют небольшие габариты и могут перевозиться с места на место. Некоторые дровокольные установки могут работать как от привода трактора, так и от электропривода, например модели Jara 375TRE Expert, 375TRE Pro и др. На малогабаритных машинах в качестве раскалывающего устройства могут применяться винтовые конусы.

Значительный интерес представляют конструкции машин, способных подавать в дровокольное устройство целое дерево, производя обрезку сучьев перед разделкой ствола на дрова. Такие машины оснащаются особым процессором-дровоколом. Для подачи дерева с целью обрезки сучьев и отреза очередной чурки используются ошипованные стальные вальцы. Обрезка сучьев производится профильными сучкорезными ножами. Для поперечного резания древесины ствола с одновременным раскалыванием чурки служит вращающийся нож специальной конструкции.

Ряд подобных машин оснащается специальным приемным сортирующим барабаном. Попадая в барабан, колотые чурки при вращении отделяются от щепок и другого сопутствующего мусора. Щепки и мусор вываливаются вниз сквозь щели барабана, а чурки, пройдя через барабан, подаются на транспортер.

Следует отметить, что в машинах для производства дров получили распространение различные типы ножевых срезающих устройств. Такие устройства используются и для заготовки и раскряжевки дровяной древесины на рубках ухода.

9. Машины для корчевания пней и корней

В странах Скандинавии для корчевания пней и корней, используемых затем для получения древесного топлива, чаще всего применяются гусеничные экскаваторы со специальным оборудованием [52]. На стрелу корчевальной машины на базе экскаватора навешивается: вилочный корчеватель, представляющий собой изогнутую вилку с несколькими зубьями (рис. 1.66 а) или вилку с зубьями, копательной лопаткой и раскалывающим механизмом (рис. 1.66 б); специальный рабочий орган, позволяющий не только корчевать пни, но и способный встряхнуть их от земли и камней, а также дробить (рис. 1.66 в).



а



б



в

Рис. 1.66. Рабочие органы для корчевания: а – изогнутая вилка с несколькими зубьями (фото «Nye Manufacturing»); б – изогнутая вилка с зубьями, копательной лопаткой и раскалывающим механизмом (фото «A. Hirvonen» (Väkevä)); в – корчеватель с захватами и с механизмом дробления (фото «Kareliatech»)

Корчевка пней, при небольшом объеме работ, может производиться и с помощью ковша.

В настоящее время ведутся работы по созданию более современных машин для корчевания, например, дистанционно радиоуправляемая машина шведской фирмы «Gremo» на трехосном колесном шасси с манипулятором и специальным корчевателем в виде изогнутой вилки с механизмом раскалывания (рис. 1.67).



Рис. 1.67. Корчевальная машина Gremo Besten (фото «Elmia Wood»)

В отечественной практике корчевание пней машинным способом осуществлялось при помощи лесного трактора с передней навеской, например ТТ-4М-15, МРП-2 и КМ-1 [55] (рис. 1.68). Рабочий орган в виде зубьев позволял корчевать за счет тягового усилия, подъемной силы или сочетания того и другого.



Рис. 1.68. Корчевальная машина КМ-1

ООО «Рубцовский агрегатный завод», например, выпускает трактора ЛТ-4Т-17 с клинкорчевателем, скомпонованные на базе гусеничного трелевочного трактора ЛТ-4Т.

Существуют и другие менее распространенные способы корчевания: ручное удаление с помощью топора, рычагов и лебедки; удаление с помощью взрывных веществ.

Для сбора и трелевки пневой древесины с делянки на погрузочную площадку используются преимущественно форвардеры. На погрузочной площадке пни и корни складировать для последующей вывозки или переработки.

Дальнейшая операция измельчения пней и корней может выполняться с помощью дробильных установок на ТЭЦ, где будет использоваться щепа, или на лесных складах.

В СССР пневая древесина чаще всего находила применение как сырье для получения пневого осмола, используемого в смолоскипидарных и канифольно-экстракционных производствах. Для механизированной заготовки пней были разработаны специальные машины на базе лесных тракторов. На базе трактора ТДТ-55А была разработана машина АКП-1 (конструкция КарНИИЛП) для корчевания мелких и средних пней. На базе трактора ТТ-4 была изготовлена более мощная машина ЛТ-52. На стрелу машин устанавливали корчевальное приспособление. Машина извлекала пень и очищала его вибрационным путем. Для транспортировки пней, например, использовали трактор ЛТ-176 на базе Т-40А с ковшом-кузовом и лебедкой.

2 ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЛЕСОСЕЧНЫХ МАШИН

2.1 Манипуляторы. Особенности проектирования и расчета

Проведенный в предыдущем разделе анализ конструкций лесосечных машин показывает, что подавляющее большинство машин являются манипуляторными. Таким образом, можно сделать вывод о том, что сегодня манипуляторы составляют основу современного лесопромышленного оборудования.

Наиболее широкое применение манипуляторы получили в многооперационных машинах (процессоры, харвестеры, валочно-пакетирующие, валочно-трелевочные машины), бесчokerных трелевщиках, форвардерах, рубительных и других машинах.

Применение манипуляторов позволяет не только значительно увеличить функциональные возможности машин, но и дает возможность максимально оградить оператора от непосредственного контакта с негабаритными, неустойчивыми грузами, каковыми являются деревья, хлысты и сортименты, и тем самым повысить безопасность труда.

В настоящее время на лесосечных машинах нашли распространение четыре основные конструктивные разновидности гидравлических манипуляторов [26, 49]:

- 1) шарнирно сочлененные;
- 2) телескопические;
- 3) комбинированные;
- 4) параллельные.

Первый тип манипуляторов применяется в основном на мощных валочно-пакетирующих машинах и харвестерах на экскаваторной базе (см. рис. 2.1 а).

Они представляют собой две сварные балки переменного сечения, соединенные пальцевыми шарнирами. Относительное угловое перемещение балок осуществляется приводными гидроцилиндрами. Обычно ближняя к базовой машине балка (стрела) также шарнирно соединяется с поворотной колонной. Колонна имеет возможность поворота в горизонтальной плоскости относительно своей вертикальной оси. С другого конца к стреле шарниром присоединена вторая балка (рукоять). На конце рукояти навешивается рабочий орган (захват, харвестерная головка и т. д.). Достоинство подобной конструкции манипулятора – высокая жесткость и сопротивление кручению. Недостаток – ограниченный вылет (около 8 метров).

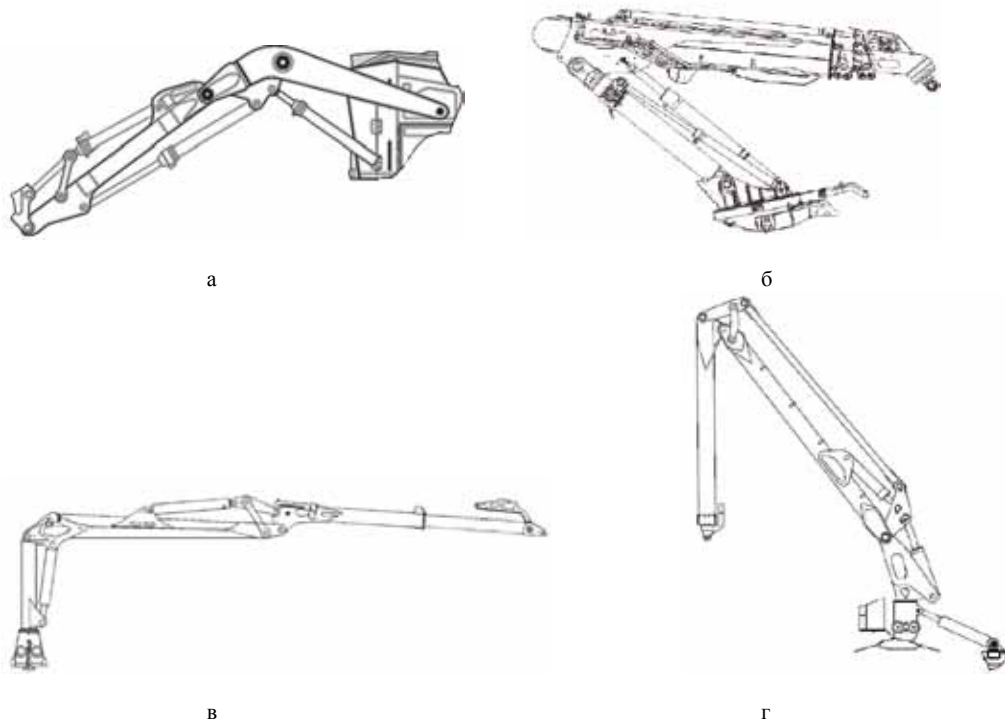


Рис. 2.1. Гидравлические манипуляторы: а – шарнирно сочлененный; б – телескопический; в – комбинированный; г – параллельный

Телескопический манипулятор состоит из поворотной колонны, на которой шарнирно монтируется телескопическая стрела со значительным вылетом (более 10 метров) (рис. 2.1 б). Однако такой манипулятор в классическом исполнении не получил широкого распространения в лесу из-за плохой способности восприимчивости значительных величин скручивающего момента, передаваемого от длинномерного предмета труда.

В настоящее время наблюдается устойчивая тенденция применения комбинированных манипуляторов – шарнирно сочлененных с телескопической рукоятью (рис. 2.1 в). Манипуляторы такого типа наиболее эффективно решают проблему расширения рабочего пространства при ограниченных размерах стрелы.

Увеличение длины рукояти осуществляется за счет выдвижения телескопических звеньев. Если такое звено одно, то оно выдвигается обычным гидроцилиндром. Если телескопических звеньев два или три, то используется более сложная схема привода или, реже, – телескопический гидроцилиндр. Большинство современных манипуляторов, имеющих два выдвижных звена, оснащены системой, показанной на рис. 2.2.

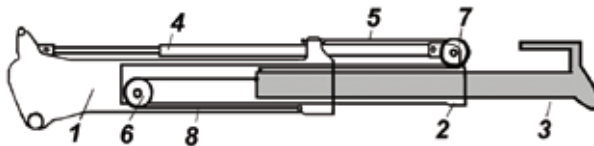


Рис. 2.2. Схема телескопического удлинителя рукояти: 1 – рукоять; 2 – первый удлинитель; 3 – второй удлинитель; 4 – гидроцилиндр; 5, 8 – цепи; 6, 7 – ролики

Механизм работает следующим образом: для увеличения длины рукояти 1 производится выдвижение штока гидроцилиндра 4. Данный гидроцилиндр связан с первым удлинителем 2. Поэтому при выдвижении штока гидроцилиндра 4 звено 2 выдвигается. На конце звена 2 закреплен ролик 7, связанный с цепью 5, которая прикреплена ко второму удлинителю 3. Перекатываясь по цепи, ролик цепью вытягивает второй удлинитель. При уменьшении длины рукояти шток цилиндра 4 втягивается и втягивает удлинитель 2 в рукоять 1. Поскольку на другом конце удлинителя 2 закреплен ролик 6 с цепью 8, то он обеспечивает втягивание второго удлинителя 3 вовнутрь первого.

Если в конструкции имеется третий удлинитель, то его привод осуществляется с помощью установленного внутри гидроцилиндра.

Что касается параллельных манипуляторов (рис. 2.1 г), то они по своей конструкции близки к комбинированным. Стрела этого типа манипуляторов выполнена в виде параллелограмма, а рукоять, как правило, имеет телескопический удлинитель.

Несмотря на то, что технологические процессы, выполняемые различными лесосечными машинами манипуляторного типа, существенно различаются, основные требования к компоновке манипуляторного технологического оборудования являются общими.

Рассмотрим более подробно группу функциональных требований:

- независимость всех рабочих движений элементов технологического оборудования, которые должны или могут производиться одновременно;
- максимальное сокращение числа звеньев в кинематической цепи манипулятора и рабочего органа при сохранении заданных им функций;
- обеспечение максимально возможной рабочей зоны;
- компактность – минимум занимаемой площади на базовом транспортном средстве.

Практикой использования манипуляторов в лесном хозяйстве и лесной промышленности установлено, что с точки зрения таких требований, как производительность, обзорность и удобство управления, наиболее целесообразно размещение манипулятора на кабине (рис. 2.3 а) или вместе с кабиной на поворотной платформе (рис. 2.3 б). Однако установка манипулятора на кабине вызывает необходимость применения дополнительного каркаса либо усиления самой кабины. Размещение манипулятора с кабиной на поворотной платформе значительно утяжеляет и усложняет конструкцию лесной машины. Подобная схема компоновки манипулятора применяется в основном на мощных валочно-пакетирующих машинах, например John Deere 759J, ЛП-19В, а также на тяжелых харвестерах John Deere 703JH/753JH, Tigercat H822C и др.

Наиболее широко распространена схема размещения манипулятора на колонне позади кабины на передней или задней частях рамы (рис. 2.3 в и 2.3 г). В этом случае технологическое оборудование имеет значительно меньшую массу и более простое опорно-поворотное устройство. Но при этом сокращается рабочая зона из-за ограниченной видимости. Такая схема компоновки характерна для всех форвардеров, например John Deere 1510E, Ponsse Buffalo, Logset F5, пакетировщиков и рубительных машин на базе форвардеров, а также форвардеров на базе колесных тракторов сельскохозяйственного назначения. В конструкции последних, как правило, манипулятор устанавливается на прицеп (рис. 2.3 д). Для рубительных

машин, скомпонованных на прицепной тележке, чаще всего используется схема размещения манипулятора на самой тележке, спереди или сзади, для удобства погрузки и подачи древесного сырья в загрузочный патрон (рис. 2.3 е, ж). Также получила распространение установка манипулятора на тракторе-тягаче, в т. ч. тракторе с навешиваемой на него через гидравлический подвес рубительной машиной (рис. 2.3 з). Типичное размещение манипулятора на полуприцепе в средней его части перед рубительным модулем по ходу перемещения машины показано на рис. 2.3 и.

В последнее время нашла широкое распространение компоновка манипулятора перед кабиной, например на харвестерах (рис. 2.3 к). Такая схема обеспечивает прекрасный обзор рабочей зоны. В качестве примера можно упомянуть модели харвестеров фирмы John Deere 1270 Е и многие другие.



Рис. 2.3. Компоновочно-кинематические схемы сопряжения манипуляторов с базовой машиной: а – на кабине; б – вместе с кабиной на поворотной платформе; в – за кабиной на передней части рамы, г – за кабиной на задней части рамы; д, е, ж – на прицепе; з – на базовом тракторе; и – на полуприцепе; к – перед кабиной

На автопоездах-сортировозах и рубительных машинах, скомпонованных на шасси автомобиля (автошопевоза) получила распространение схема размещения манипулятора за кабиной (рис. 2.4 а). При этом используется продольная (стрела и рукоять укрепляются над рубительным модулем или над кабиной) или поперечная схема складывания манипулятора, причем последняя не ограничивает обзор водителю из кабины и не увеличивает нагрузку на переднюю ось автомобиля [58].

Для автономной загрузки древесного сырья и разгрузки на автопоездах чаще всего манипулятор располагают на специальных опорах с гидравлическими аутригерами позади автомобиля на консольной части рамы (рис. 2.4 б). Данная компоновка позволяет манипулятору обслуживать не только базовое транспортное средство, но и прицеп.

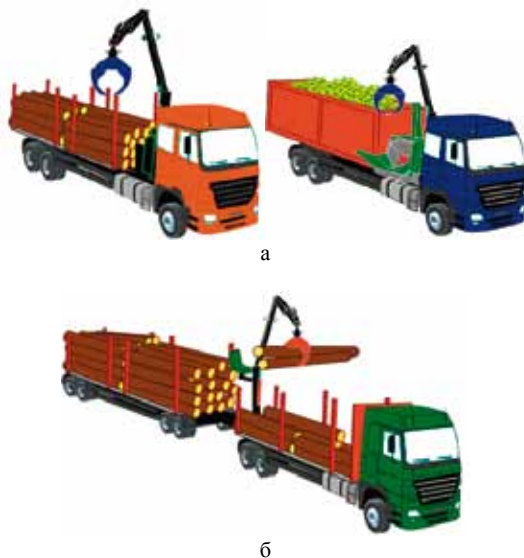


Рис. 2.4. Компоновочно-кинематические схемы сопряжения манипуляторов с базовым транспортным средством: а – впереди за кабиной; б – позади автомобиля на консольной части рамы

Проектирование манипулятора является достаточно сложной задачей, которую следует решать в несколько этапов. Наибольшую трудность представляет обоснование основных проектных параметров – длин стрелы, рукояти, высоты поворотной колонны. Затем к этому «скелету» следует при необходимости добавить передаточные механизмы, а затем подобрать и привязать гидроцилиндры управления, обеспечивающие взаимное перемещение звеньев манипулятора при выполнении заданных технологических операций с определённым рабочим органом и предметом труда. На заключительном этапе проектирования производится прочностной расчет элементов манипулятора (балка стрелы, балка рукояти, поворотная колонна и т. д.) и расчет шарнирных соединений.

Вопросы, связанные с последним этапом проектирования, решаются известными методами сопротивления материалов. В практическом приложении к манипуляторам они описаны в специальной литературе [3, 4]. Особое внимание следует уделить учету динамической составляющей нагрузки элементов манипулятора, поскольку практически все манипуляторы постоянно работают в режимах переменных нагрузок пуска и торможения [1, 2].

Поскольку разработка «скелетной» части манипулятора, подбор и привязка гидроцилиндров представляют обычно наибольшую трудность для любого типа навешиваемого технологического оборудования, остановимся более подробно на этих задачах.

Структуру методики обоснования параметров гидроманипуляторного технологического оборудования на этапе эскизного проектирования можно представить в виде трех взаимосвязанных расчетных моделей: модели «скелетной» части манипулятора, модели передаточных механизмов, модели подбора и привязки элементов гидропривода.

При этом проектируемый манипулятор должен обладать следующими свойствами:

- 1) малым общим весом при достаточном вылете;
- 2) правильным соотношением между подъемными моментами и моментами поворота механизмов манипулятора с грузом (излишний или недостаточный момент не допускается);
- 3) достаточной рабочей зоной и удовлетворительными траекториями движений элементов манипулятора;

4) удобным и безопасным расположением места управления, удовлетворяющим современным эргономическим требованиям.

2.1.1 Синтез компоновочно-кинематической схемы манипулятора

Характерной особенностью современных гидравлических манипуляторов является наличие рычажных передаточных механизмов, размещенных на основной «скелетной» части металлоконструкции и предназначенных для преобразования поступательных перемещений силовых гидроцилиндров в соответствующие относительные повороты в шарнирах «скелета». Учитывая, что перемещения наиболее массивных элементов передач – гидроцилиндров относительно соответствующих основных звеньев невелики, а также относительно меньшую массу передач по сравнению со «скелетом», предлагается массы передач присоединить к основным звеньям. С этой целью массы, положения центров масс и моменты инерции основных звеньев будут рассчитываться с учетом размещенных на них передач в среднем положении.

Гидроманипулятор как объект проектирования характеризуется следующими основными параметрами: максимальным вылетом L , грузовым моментом M_L , моментом поворота M_f . Кроме того, компоновочно-кинематическая схема манипулятора на машине определяется параметрами базового транспортного средства: грузоподъемностью Q ; высотой платформы H_p , на которую будет устанавливаться опорно-поворотное устройство; высотой кабины H_k ; размерами монтажной площадки под приемное устройство машины A и B . В зависимости от вида технологического оборудования лесной машины (харвестерное, валочно-пакетирующее и т. п.) необходимо учесть: высоту рабочего органа H_w ; минимально необходимое расстояние от оси шарнира сочленения колонны и стрелы (или оси поворота колонны) до приемного устройства или защитного ограждения C ; предельно допускаемый габаритный размер машины по высоте H_{max} ; таксационные характеристики вырубаемого древостоя (средний диаметр D , породный состав S_n и др.).

Задача синтеза проектных параметров компоновочно-кинематической схемы «скелетной» части манипулятора может быть сформулирована следующим образом [31]: по вектору исходных данных $\{L, M_L, M_f, Q, H_p, H_k, H_{max}, H_w, A, B, C, D, S_n\}$ определить длины звеньев манипулятора l_c, l_p, l_m, h_0 (соответственно стрелы, рукоятки, телескопического удлинителя и колонны), предельные углы поворота стрелы ψ_0 и ψ_k , рукоятки φ_0 и φ_k , по которым, в свою очередь, будут подобраны и размещены на скелетной части манипулятора гидроцилиндры механизмов управления стрелой и рукоятью.

Поскольку, как видно из анализа конструкций машин, выполненного в первом разделе, на подавляющем большинстве машин чаще всего используются манипуляторы, имеющие четырехзвенную конструкцию, рассмотрим в качестве примера такой вариант применительно к форвардеру. В данной конструкции (рис. 2.5) звеньями являются шарнирно сочлененные колонна, стрела, рукоять и телескопический удлинитель рукоятки. Приводы звеньев осуществляются от гидроцилиндров с помощью соответствующих механизмов.

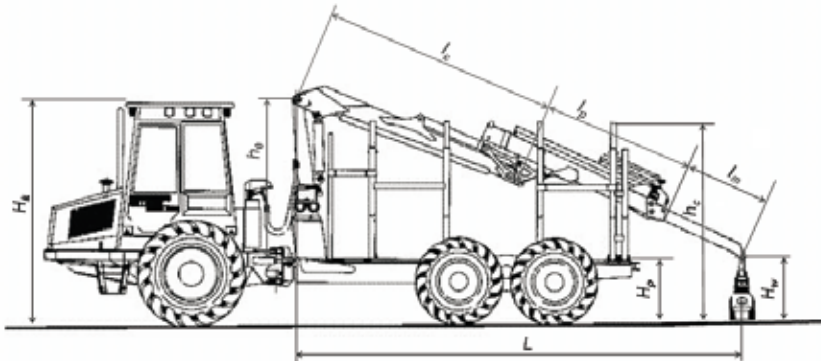


Рис. 2.5. Форвардер с четырехзвенным манипулятором

Массу манипулятора можно определить следующим образом:

$$W = W_0 + W_c + W_p + W_m + W_n, \quad (2.1)$$

где W_0 – масса колонны, кг;
 W_c – масса стрелы, кг;
 W_p – масса рукоятки, кг;
 W_m – масса телескопического удлинителя, кг;

W_n – масса приводов и прочего оборудования, кг.

В предварительных расчетах массу звеньев манипулятора с достаточной точностью можно определить по выражению:

$$W_z = S \cdot l \cdot \rho, \quad (2.2)$$

где S – средняя площадь поперечного сечения звена, m^2 ;
 l – длина звена, m ;
 $\rho = 7800 \text{ кг}/m^3$ – плотность стали.

Средняя площадь поперечного сечения определяется выражением:

$$S = 4\delta \cdot (b - \delta), \quad (2.3)$$

где δ – толщина стенки коробчатого сечения, m ;
 b – средняя высота поперечного сечения звена, m .

Допустив толщину стенки металлоконструкций постоянной для всех четырех звеньев, определим вид целевой функции оптимизационной задачи:

$$W_m = b_0 \cdot h_0 + b_c \cdot l_c + b_p \cdot l_p + b_m \cdot l_m, \quad (2.4)$$

где b_0 – средняя высота поперечного сечения колонны, m ;
 b_c – средняя высота поперечного сечения стрелы, m ;
 b_p – средняя высота поперечного сечения рукоятки, m ;
 b_m – средняя высота поперечного сечения телескопического удлинителя, m ;
 h_0 – высота колонны, m ;
 l_c – длина стрелы, m ;
 l_p – длина рукоятки, m ;
 l_m – длина телескопического удлинителя, m .

В случае проектного расчета средние высоты поперечных сечений звеньев неизвестны. В общем случае они зависят от нагрузок, испытываемых звеньями, которые также заранее неизвестны.

Поэтому с достаточной для проектного расчета точностью средние высоты поперечных сечений определяют в соответствии со следующими эмпирическими зависимостями, которые будут иметь смысл ограничений в задаче оптимизации:

$$b_0 = -35,2123 + 0,12889 \cdot h_0, \quad (2.5)$$

$$b_c = -236,125 + 0,00257739 \cdot L + 0,126493 \cdot l_c + 0,295468 \cdot M \quad (2.6)$$

$$b_p = -10,441 + 0,0217203 \cdot L + 0,74192 \cdot M \quad (2.7)$$

$$b_m = 43,7195 - 0,00409106 \cdot l_m + 0,580051 \cdot b_p \quad (2.8)$$

где L – вылет манипулятора, mm ;
 M – грузоподъемный момент манипулятора, $кН \cdot m$.

Длины звеньев и высоту сечения рукоятки следует подставлять в эти выражения в миллиметрах.

Таким же образом с помощью эмпирической зависимости можно выполнить предварительную оценку массы манипулятора, кг:

$$W = -277,332 + 0,156808 \cdot L - 0,0000170799 \cdot l_m^2 + 7,90261 \cdot M \quad (2.9)$$

Вылет и длину телескопического удлинителя следует подставлять в это выражение в миллиметрах, а грузоподъемный момент в килоньютонах на метр.

Здесь следует подчеркнуть, что область применения данных эмпирических зависимостей ограничена определением характеристик манипуляторов лесных машин четырехзвенной конструкции в диапазоне грузоподъемных моментов от 23,5 до 185 $kH \cdot м$, а полученные предварительные оценки подлежат дальнейшему уточнению по результатам прочностных расчетов.

Компоновка и параметры манипуляторного технологического оборудования лесных машин в общем случае характеризуются четырьмя основными расчетными позициями, обеспечивающими потребные характеристики рабочей зоны в соответствии с принятой технологией работы, что накладывает определенные ограничения на независимые переменные в искомой постановке оптимизационной задачи. Первая позиция характеризуется положением дерева или пачки сортиментов на поверхности земли на расстоянии вылета манипулятора; вторая – ближайшим положением рабочего органа относительно оси вращения колонны; третья – наивысшим рабочим положением манипулятора при погрузке-выгрузке груза из приемного устройства и, наконец, четвертая позиция определяется транспортным положением манипулятора на порожней машине.

Определим соответствующие этим положениям ограничения.

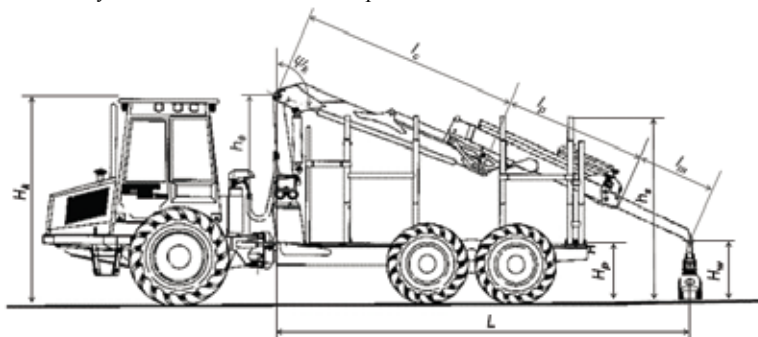


Рис. 2.6. Манипулятор форвардера в первой позиции

Первая позиция манипулятора форвардера показана на рис. 2.6. Отсюда можно определить два ограничения в виде равенств:

$$\begin{cases} l_c + l_p + l_m = \sqrt{L^2 + (H_p + h_0 - H_w)^2} \\ (H_p + h_0 - H_w) \cdot \operatorname{tg}(\pi - \psi_k) = L \end{cases} \quad (2.10)$$

где H_p – высота грузовой платформы, мм;
 H_w – высота рабочего органа, мм;
 ψ_k – максимальный угол между стрелой и колонной.

Вторая позиция манипулятора показана на рис. 2.7.

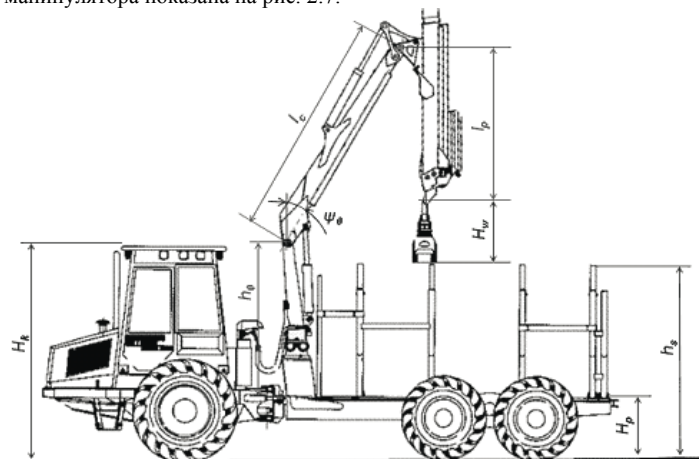


Рис. 2.7. Манипулятор форвардера во второй позиции

Эта позиция определяет следующее ограничение в виде неравенства:

$$H_p + h_0 + l_c \cos \psi_0 - l_p - H_w \geq h_s, \quad (2.11)$$

где h_s – высота стоек грузовой платформы, мм;
 ψ_0 – минимальный угол между стрелой и колонной.

Предварительно высоту стоек грузовой платформы можно найти по формуле:

$$h_s = \frac{Q'}{A \cdot B \cdot k_d \cdot \rho} + H_p, \quad (2.12)$$

где k_d – коэффициент полндревесности при укладке лесоматериалов. Определяется в зависимости от породы древесины, длины и среднего диаметра дерева, хлыста, сортимента, а также технологии лесозаготовок (по справочным материалам $k_d=0,5 \dots 0,8$);

ρ – приведенная плотность древесины по породному составу. Определяется по справочным материалам для лесосырьевого района, в котором планируется эксплуатировать проектируемую машину.

Высота воза ограничена сверху максимальным габаритом транспортного средства по высоте H_{\max} .

Третья позиция манипулятора показана на рисунке 2.8.

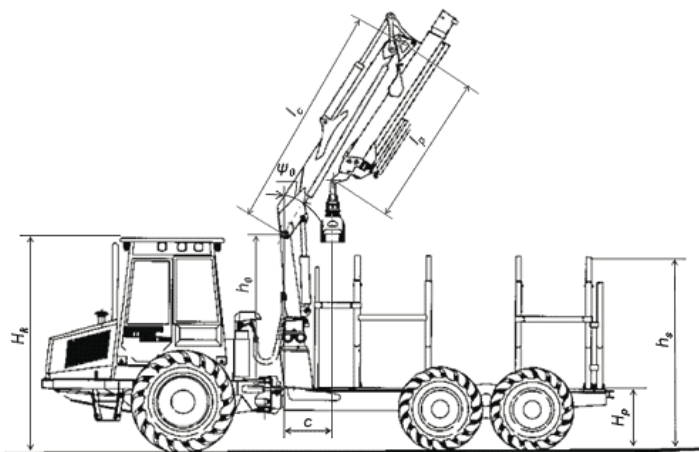


Рис. 2.8. Манипулятор форвардера в третьей позиции

Эта позиция определяет следующее ограничение в виде неравенства:

$$l_c \sin \psi_0 - l_p \sin(\psi_0 - \varphi_0) \geq c \quad (2.13)$$

где φ_0 – минимальный угол между стрелой и рукоятью;
 c – расстояние от рабочего органа до оси колонны манипулятора в третьем положении, мм;

Чаще всего в конструкциях манипуляторов форвардеров $\varphi_0 = 0$. В этом случае ограничение (2.13) примет вид:

$$(l_c - l_p) \sin \psi_0 \geq c$$

Кроме рассмотренных ограничений, на размеры манипулятора накладываются:

- ограничения на соотношения между массой и средней высотой поперечного сечения звеньев манипулятора, с одной стороны, и основными его характеристиками – с другой (выражения (2.5) – (2.9));
- ограничение на максимальный габарит машины по высоте:

$$H_p + h_0 \leq H_{\max}, \quad (2.14)$$

где H_{\max} – максимальная допустимая высота транспортного средства в соответствии с ПДД, мм;

- ограничения, связанные с необходимостью обеспечения требуемого размера рабочей зоны:

$$\begin{cases} H_p + h_0 > H_k \\ H_p + h_0 > h_s \end{cases} \quad (2.15)$$

где H_k – высота кабины, мм;

- областные ограничения.

В случае форвардера ограничений на транспортное положение не накладывается.

С учетом всего вышесказанного, приняв, что масса гидроцилиндров, механизмов привода, систем управления и другого вспомогательного оборудования составляет 25% от массы манипулятора, определим постановку задачи оптимизационного синтеза компоновочно-кинематической схемы манипулятора форвардера в следующем виде:

$$\begin{cases} W_m = b_0 \cdot h_0 + b_c \cdot l_c + b_p \cdot l_p + b_m \cdot l_m \rightarrow \min \\ l_c + l_p + l_m = \sqrt{L^2 + (H_p + h_0 - H_w)^2} \\ (H_p + h_0 - H_w) \cdot \operatorname{tg}(\pi - \psi_\kappa) = L \\ H_p + h_0 + l_c \cdot \cos \psi_0 - l_p - H_w \geq h_c \\ l_c \cdot \sin \psi_0 - l_p \cdot \sin(\psi_0 - \varphi_0) \geq c \\ b_0 = -35,2123 + 0,12889 \cdot h_0 \\ b_c = -236,125 + 0,00257739 \cdot L + 0,126493 \cdot l_c + 0,295468 \cdot M \\ b_p = -10,4471 + 0,0217203 \cdot L + 0,74192 \cdot M \\ b_m = 43,715 - 0,00409106 \cdot l_m + 0,580051 \cdot b_p \\ W = -277,332 + 0,15688 \cdot L - 0,000017099 \cdot l_m^2 + 7,90261 \cdot M \\ W_0 = \frac{0,75 \cdot h_0 \cdot b_0 \cdot W}{h_0 \cdot b_0 + l_c \cdot b_c + l_p \cdot b_p + l_m \cdot b_m} \\ W_c = \frac{0,75 \cdot h_c \cdot b_c \cdot W}{h_0 \cdot b_0 + l_c \cdot b_c + l_p \cdot b_p + l_m \cdot b_m} \\ W_p = \frac{0,75 \cdot h_p \cdot b_p \cdot W}{h_0 \cdot b_0 + l_c \cdot b_c + l_p \cdot b_p + l_m \cdot b_m} \\ W_m = \frac{0,75 \cdot h_m \cdot b_m \cdot W}{h_0 \cdot b_0 + l_c \cdot b_c + l_p \cdot b_p + l_m \cdot b_m} \\ H_p + h_0 \leq H_{\max} \\ H_p + h_0 > H_\kappa \\ H_p + h_0 > h_c \\ 0,3 \cdot l_p \leq l_m \leq 0,8 \cdot l_p \\ 15^\circ \leq \psi_0 \leq 30^\circ \\ 0 < \psi_\kappa < 180^\circ \\ l_c > l_p \\ l_p > 0 \\ h_0 > 0 \end{cases} \quad (2.16)$$

Некоторые типы широко распространенных современных манипуляторов имеют возможность занимать положение с «обратным изломом». Оно особенно характерно для транспортных машин, например для малогабаритных манипуляторов, устанавливаемых на специальных прицепах к сельхозтракторам для заготовки энергетической древесины, или манипуляторов автомобилей-сортиментовозов (рис.2.9).

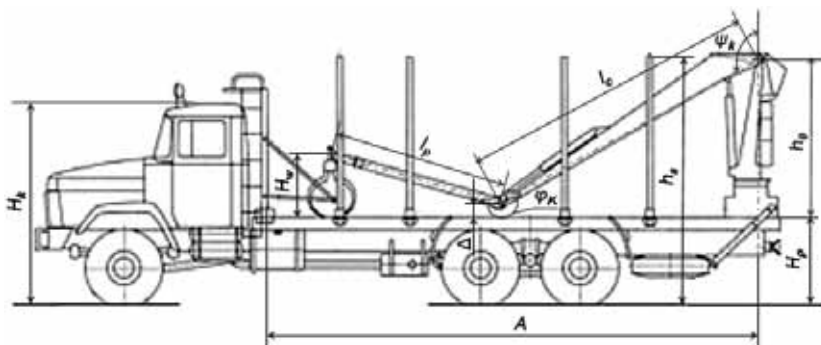


Рис. 2.9. Манипулятор автомобиля-сортиментовоза в четвертой позиции (в транспортном положении)

Состав ограничений задачи в этом случае несколько отличается от случая с обычным форвардером. Отличия связаны с необходимостью иметь значение максимального угла между стрелой и рукоятью φ_k большее 180° .

Во-первых, максимальный угол между колонной и стрелой в данном случае определяется именно в этом положении манипулятора. Поэтому ограничение (2.10) теряет одно из своих уравнений и принимает вид:

$$l_c + l_p + l_m = \sqrt{L^2 + (H_p + h_0 - H_w)^2} \quad (2.17)$$

Во-вторых, накладываются дополнительные ограничения, связанные с обеспечением размещения манипулятора на грузовой платформе в положении, показанном на рис. 2.8:

$$\begin{cases} h_0 - \Delta = -l_c \cos \psi_k \\ H_w - \Delta = -l_p \cos(\psi_k - \varphi_k) \\ l_c \sin \psi_k - l_p \sin(\psi_k - \varphi_k) < A \end{cases} \quad (2.18)$$

где Δ – расстояние от грузовой платформы до шарнира стрела-рукоять в транспортном положении, мм;
 A – расстояние от оси колонны до кабины, мм.

Решив данную задачу одним из существующих оптимизационных методов, можно получить искомые оптимальные длины звеньев, значения углов между звеньями в крайних положениях, предварительные высоты сечений и массы звеньев, а также предварительную оценку общей массы манипулятора в сборе. Массы и параметры поперечных сечений должны быть в дальнейшем уточнены в результате прочностных расчетов, однако до появления всех исходных данных для этих расчетов могут использоваться полученные предварительные их оценки.

2.1.2 Оптимизационный расчет параметров гидравлического механизма привода стрелы манипулятора

В идеальном случае параметры гидроцилиндров и передаточных механизмов для каждого сочленения звеньев манипулятора должны быть такими, чтобы для любой точки рабочей зоны технологического оборудования обеспечить равенство грузового момента (паспортного) и максимального момента, развиваемого приводом.

Одним из методов, позволяющих осуществлять выбор параметров приводов звеньев манипуляторов, является так называемый метод верхней границы моментов.

Под верхней границей моментов (ВГМ) при этом понимают закон изменения максимально возможного для данного конкретного манипулятора значения момента, развиваемого силами веса перемещаемого объекта, рабочего органа и элементов самого манипулятора, в зависимости от положения рассматриваемого звена. Задача заключается в подборе таких параметров гидроцилиндра и его компоновки на металлоконструкциях манипулятора, которые бы позволили получить закон изменения развиваемого гидроцилиндром момента M_g , наиболее близкий к ВГМ (M_l) и одновременно обеспечивающий работоспособность манипулятора во всем диапазоне возможных его положений (рис. 2.10).

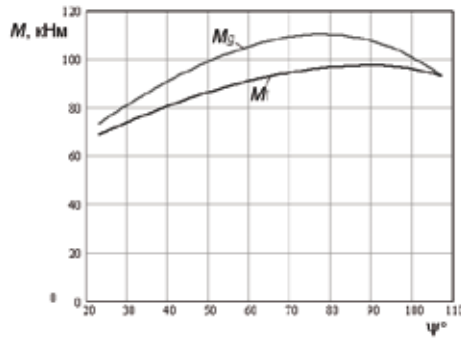


Рис. 2.10. Иллюстрация метода верхней границы момента

В общем случае достичь полного совпадения максимального момента привода и верхней границы моментов для всех положений манипулятора не удастся из-за ограниченного числа варьируемых параметров, конструктивных ограничений, а также дискретности стандартного ряда типоразмеров гидроцилиндров.

Таким образом, особенности данной задачи позволяют заключить, что ее успешное решение возможно на основе применения оптимизационных методов.

Общая схема механизма приведена на рисунке 2.11. Исходными данными для расчета являются основные проектные параметры «скелетной» части манипулятора: $\{l_c, l_p, l_m, h_0, \psi_0, \psi_k, \varphi_0, \varphi_k\}$. Кроме того, имеется стандартизированный ряд гидроцилиндров, характеризуемый совокупностью: диаметров D ; ходов штока S и длин l при полностью втянутых штоках. Требуется обосновать выбор гидроцилиндра и координат опор его подвеса r_1, r_2, r_3 и r_4 , который обеспечивал бы при полном использовании рабочего хода угловые перемещения стрелы в заданном диапазоне углов. Так как гидроцилиндр находится в непосредственной близости от наружной поверхности звеньев манипулятора, то на координаты точек подвеса никаких дополнительных ограничений не накладываем [31].

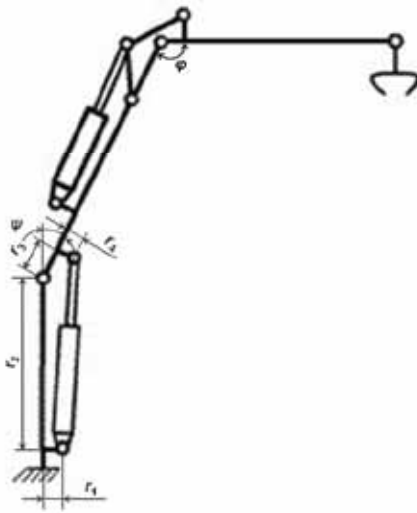


Рис. 2.11. Схема манипулятора с указанием величин, определяющих компоновку гидроцилиндра привода стрелы

Для получения ВГМ механизма управления стрелой определим момент сил веса звеньев и груза (соответствующего максимальной грузоподъемности) относительно шарнира соединения колонны и стрелы. Заметим, что наибольший момент будет соответствовать максимально выдвинутому удлинителю и горизонтальному положению рукояти (рис. 2.12). Другими словами, при изменении угла ψ от ψ_0 до ψ_k угол φ должен изменяться от $(\psi_0 + 90^\circ)$ до $(\psi_k + 90^\circ)$, причем при увеличении угла ψ на 1° угол φ также должен увеличиться на 1° , т. е. для названных углов должна выполняться следующая функциональная зависимость:

$$\varphi(\psi) = \psi + 90^\circ. \quad (2.19)$$

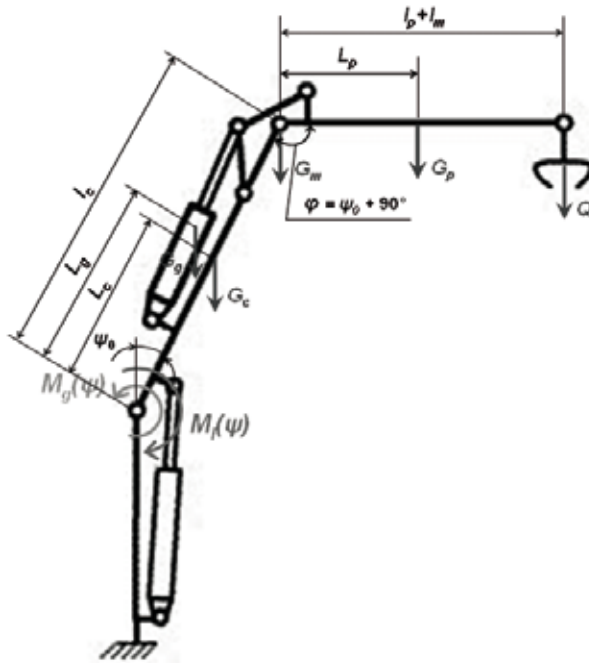


Рис. 2.12. Расчетная схема для определения ВГМ привода стрелы

В этом случае момент сил веса звеньев и груза определяется выражением:

$$M_l(\psi) = (G_c \cdot L_c + G_g \cdot L_g + (G_m + G_p + Q) \cdot l_c) \sin \psi + G_p \cdot L_p + Q \cdot (l_p + l_m), \quad (2.20)$$

где Q – сила тяжести груза и рабочего органа;

G_c, G_p, G_g, G_m , – соответственно силы тяжести стрелы, рукоятки, гидроцилиндра рукоятки и многозвенного рычажного механизма;

L_c, L_g, L_p , – соответственно расстояния от шарниров сочленения звеньев до центров тяжести стрелы, гидроцилиндра рукоятки и рукоятки.

Если максимальный угол между стрелой и рукоятью φ_k меньше величины $(\psi_k + 90^\circ)$, тогда при $\psi_0 \leq \psi \leq \varphi_k - 90^\circ$ $M_l(\psi)$ определяется по формуле (2.20), а при $\varphi_k - 90^\circ \leq \psi \leq \psi_k$ и $\varphi = \varphi_k = const$ – по формуле:

$$M_l(\psi) = (G_c \cdot L_c + G_g \cdot L_g + (G_m + G_p + Q) \cdot l_c + G_p \cdot L_p + Q \cdot (l_p + l_m)) \sin \psi. \quad (2.21)$$

Предварительно силы тяжести звеньев и соответствующие расстояния можно оценить, используя следующие выражения:

$$G_c = 9,81 \cdot W_c; \quad (2.22)$$

$$G_g = 0,025 \cdot 9,81 \cdot W; \quad (2.23)$$

$$G_m = 300 \text{ Н}; \quad (2.24)$$

$$G_p = 9,81 \cdot (W_p + W_m); \quad (2.25)$$

$$L_c = 0,4 \cdot l_c ; \quad (2.26)$$

$$L_g = 0,7 \cdot l_c ; \quad (2.27)$$

$$L_p = 0,45 \cdot (l_p + l_m) . \quad (2.28)$$

Момент, развиваемый приводом, определяется следующим образом:

$$M_g(\psi) = F_g \cdot p_g \cdot h(\psi) \cdot n_g , \quad (2.29)$$

где F_g – площадь бесштоковой части гидроцилиндра стрелы;

p_g – давление в гидросистеме;

n_g – коэффициент полезного действия, $n_g = 0,95$;

$h(\psi)$ – плечо усилия на штоке гидроцилиндра стрелы.

Плечо $h(\psi)$ определяется по формуле:

$$h(\psi) = \sqrt{\frac{[r_1 \cdot (r_3 \cdot \cos(\psi) - r_4 \cdot \sin(\psi)) + r_2 \cdot (r_3 \cdot \sin(\psi) + r_4 \cdot \cos(\psi))]^2}{(r_3 \cdot \sin(\psi) + r_4 \cdot \cos(\psi) - r_1)^2 + (r_3 \cdot \cos(\psi) - r_4 \cdot \sin(\psi) + r_2)^2}} , \quad (2.30)$$

где r_1 – расстояние от оси колонны до оси шарнира гидроцилиндр-колонна;

r_2 – расстояние от проекции точки крепления гидроцилиндра к колонне на ее ось до шарнира колонна-стрела;

r_3 – расстояние от шарнира колонна-стрела до проекции точки крепления гидроцилиндра к стреле на ее ось;

r_4 – расстояние от оси стрелы до оси шарнира гидроцилиндр-стрела.

Для обеспечения работоспособности механизма по его геометрии координаты точек подвеса опоры гидроцилиндра стрелы должны удовлетворять следующим условиям:

$$\begin{cases} l = \sqrt{(r_3 \cdot \sin(\psi_k) + r_4 \cdot \cos(\psi_k) - r_1)^2 + (r_3 \cdot \cos(\psi_k) - r_4 \cdot \sin(\psi_k) + r_2)^2} \\ l + S = \sqrt{(r_3 \cdot \sin(\psi_0) + r_4 \cdot \cos(\psi_0) - r_1)^2 + (r_3 \cdot \cos(\psi_0) - r_4 \cdot \sin(\psi_0) + r_2)^2} , \end{cases} \quad (2.31)$$

где l – длина гидроцилиндра при втянутом штоке;

S – ход штока гидроцилиндра.

Таким образом, задача оптимизации заключается в определении значений величин D , S , r_1 , r_2 , r_3 и r_4 , обеспечивающих максимальное соответствие кривых $M_g(\psi)$ и $M_l(\psi)$ на всем диапазоне угла ψ (см. рис. 2.10). В работах [3, 14] предлагается использовать для этого целевую функцию вида:

$$\max_{\psi} \frac{M_g(\psi)}{M_l(\psi)} \rightarrow \min \quad (2.32)$$

При этом минимизируется разброс значений развиваемого и потребного моментов в том положении стрелы, в котором этот разброс является наибольшим. Недостатком такой постановки задачи является то, что соотношение развиваемого и потребного моментов во всех остальных возможных положениях стрелы (значениях угла ψ) попросту не учитывается.

Альтернативным вариантом постановки задачи оптимизации является случай, когда в качестве целевого критерия принимается площадь фигуры, ограниченной кривыми $M_g(\psi)$ и $M_l(\psi)$:

$$f_{zc} = \int_{\psi_0}^{\psi_k} [M_g(\psi) - M_l(\psi)] d\psi \rightarrow \min . \quad (2.33)$$

Состав ограничений задачи следующий:

- ограничения на геометрию механизма (выражение 2.31);
- ограничение по работоспособности (момент M_g при любом положении манипулятора должен быть большим или равным моменту M_l):

$$M_g(\psi) - M_l(\psi) \geq 0 \quad \forall \psi \in [\psi_0, \psi_k]; \quad (2.34)$$

- ограничения на размеры r_1 и r_4 :

$$\begin{cases} r_1 = \frac{1}{2} \cdot b_0 + D \\ r_4 = \frac{2}{3} \cdot b_c + D \end{cases} \quad (2.35)$$

- ограничение, связанное с обеспечением требуемого соотношения между размерами гидроцилиндра:

$$l = S + f(D); \quad (2.36)$$

- областные ограничения.

С учетом этого постановка задачи оптимизации параметров привода стрелы примет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{xc} = \int_{\psi_0}^{\psi_k} [M_g(\psi) - M_l(\psi)] d\psi \rightarrow \min \\ l = \sqrt{(r_3 \cdot \sin(\psi_k) + r_4 \cdot \cos(\psi_k) - r_1)^2 + (r_3 \cdot \cos(\psi_k) - r_4 \cdot \sin(\psi_k) + r_2)^2} \\ l + S = \sqrt{(r_3 \cdot \sin(\psi_0) + r_4 \cdot \cos(\psi_0) - r_1)^2 + (r_3 \cdot \cos(\psi_0) - r_4 \cdot \sin(\psi_0) + r_2)^2} \\ M_g(\psi) - M_l(\psi) \geq 0, \quad \forall \psi \in [\psi_0, \psi_k] \\ r_1 = \frac{1}{2} \cdot b_0 + D \\ r_4 = \frac{2}{3} \cdot b_c + D \\ l = S + f(D) \\ 0.5 \cdot l \leq r_2 < h_0 \\ 0 < S \leq S_{\max}(D) \\ r_{3\min} \leq r_3 < l_c \end{array} \right. \quad (2.37)$$

где $S_{\max}(D)$ – максимальный возможный ход штока гидроцилиндра;

$r_{3\min}$ – конструктивно минимальное значение расстояния от шарнира колонна-стрела до проекции точки крепления гидроцилиндра к стреле на ее ось.

Решив данную задачу одним из существующих оптимизационных методов, можно определить оптимальные характеристики гидроцилиндра и обосновать его компоновку на металлоконструкциях манипулятора.

2.1.3 Оптимизационный расчет параметров гидравлического механизма привода рукояти манипулятора

К настоящему времени наиболее широкое распространение получили схемы механизма привода рукояти, приведенные на рисунке 2.13 а, б, в, г.

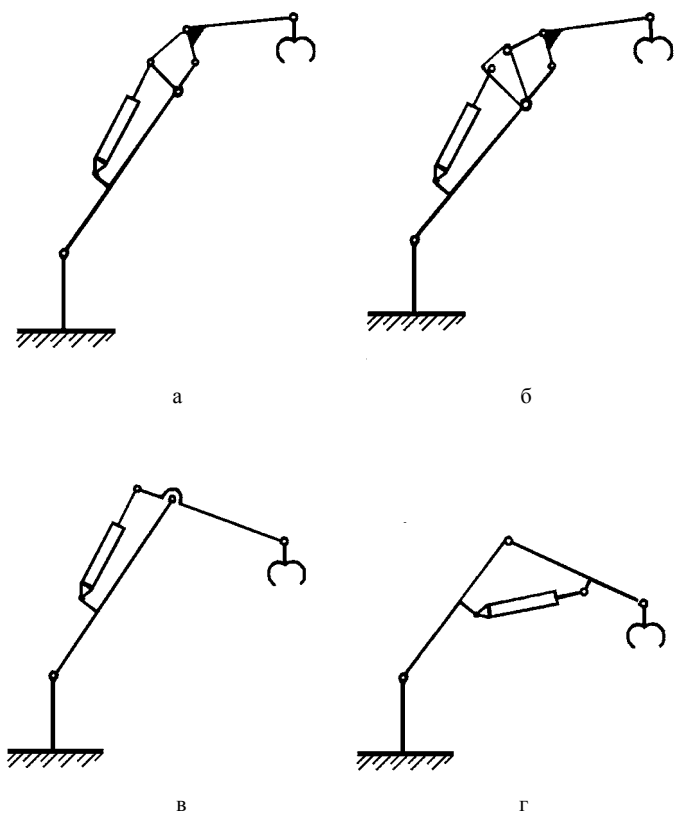
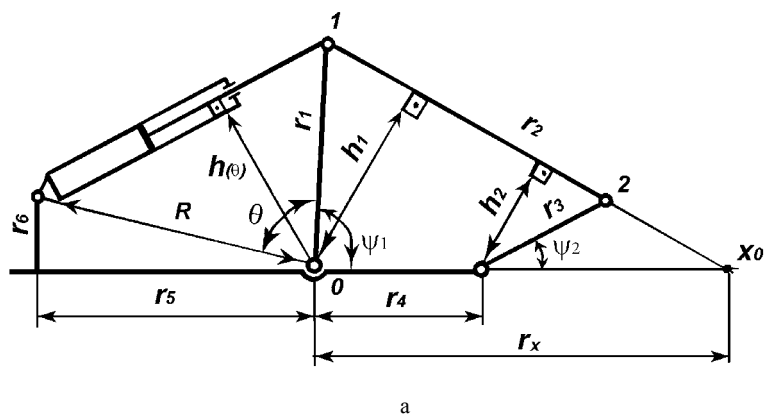
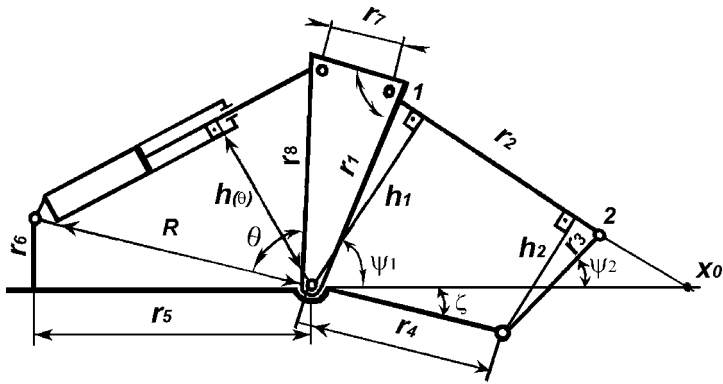


Рис. 2.13. Варианты конструкций механизма привода рукояти

Рассмотрим более подробно схему, показанную на рисунке 2.13 а.

Исходными данными для расчета являются основные проектные параметры «скелетной» части манипулятора: $\{l_c, l_p, l_m, h_0, \psi_0, \psi_k, \varphi_0, \varphi_k\}$. Кроме того, имеется стандартизированный ряд гидроцилиндров, характеризуемый совокупностью: диаметров D ; ходов штока S и длин l при полностью втянутых штоках. Требуется обосновать выбор гидроцилиндра, координат опор его подвеса и размеров звеньев рычажной системы $r_1, r_2, r_3, r_4, r_5, r_6$ (рис. 2.14 а), который бы обеспечил при полном использовании рабочего хода угловые перемещения стрелы в заданном диапазоне углов и при этом достаточный для осуществления работы момент [31].





6

Рис. 2.14. Возможные схемы механизма привода рукояти

Данная задача также является оптимизационной, и для ее решения используется метод верхней границы момента. Определение закона ВГМ для механизма привода рукояти представляет собой более сложную задачу, чем для механизма привода стрелы, т. к. ВГМ связана как с углом поворота стрелы ψ , так и с углом поворота рукояти φ . Для иллюстрации этого утверждения выделим четыре характерных движения манипулятора (рис. 2.15).

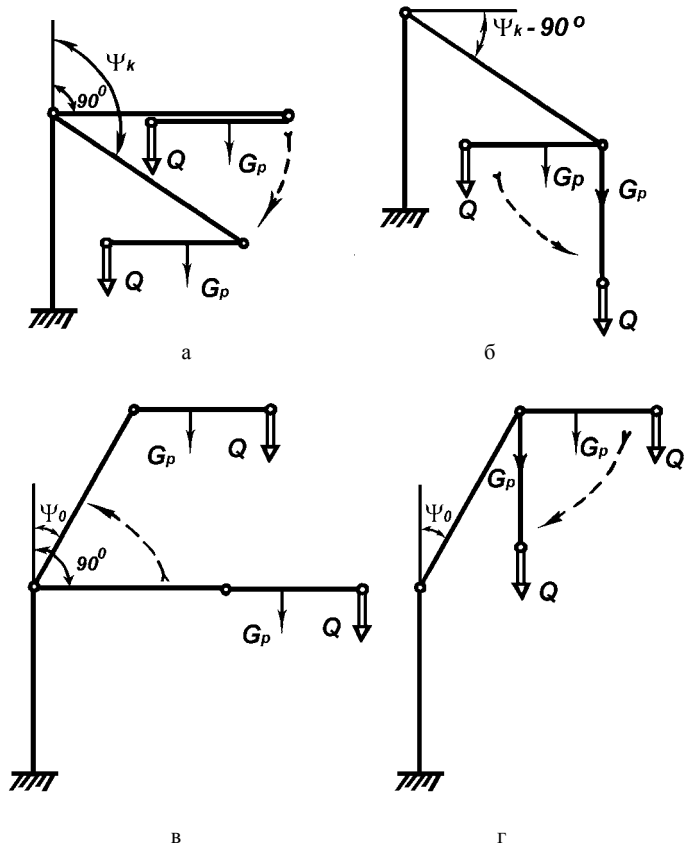


Рис. 2.15. Движения манипулятора, соответствующие максимальному моменту

На рисунке 2.15 а, б показаны этапы условного движения по положениям наибольших моментов, когда гидрорычажный механизм должен развивать отрицательный момент (работает бесштоковая полость гидроцилиндра). Силы, создающие грузовой момент M_{II} , и их плечи для этих движений показаны ниже на рисунке 2.16 а.

На рисунке 2.15 а угол поворота стрелы ψ изменяется от 90° до ψ_k , а рукоять сохраняет горизонтальное положение, т. е. угол φ синхронно изменяется от 0° до $(\psi_k - 90^\circ)$ в соответствии с зависимостью:

$$\varphi(\psi) = \psi - 90^\circ. \quad (2.38)$$

В этом случае ВГМ – константа и может быть определена следующим образом:

$$M_{II}(\varphi, \psi) = -(Q \cdot l_p + G_p \cdot L_{p1}), \quad (2.39)$$

где L_{p1} – расстояние от шарнира сочленения рукояти и стрелы до центра тяжести рукояти при полностью втянутом ее удлинителе.

Расстояние L_{p1} можно предварительно оценить по формуле:

$$L_{p1} = 0,45 \cdot l_p. \quad (2.40)$$

На рисунке 2.15 б угол ψ остается постоянным и равен ψ_k , а рукоять перемещается из горизонтального положения в вертикальное, т. е. угол φ изменяется от $(\psi_k - 90^\circ)$ до ψ_k . В этом случае ВГМ изменяется по закону синуса от максимума до нуля:

$$M_{II}(\varphi, \psi) = -(Q \cdot l_p + G_p \cdot L_{p1}) \cdot \sin(\psi_k - \varphi). \quad (2.41)$$

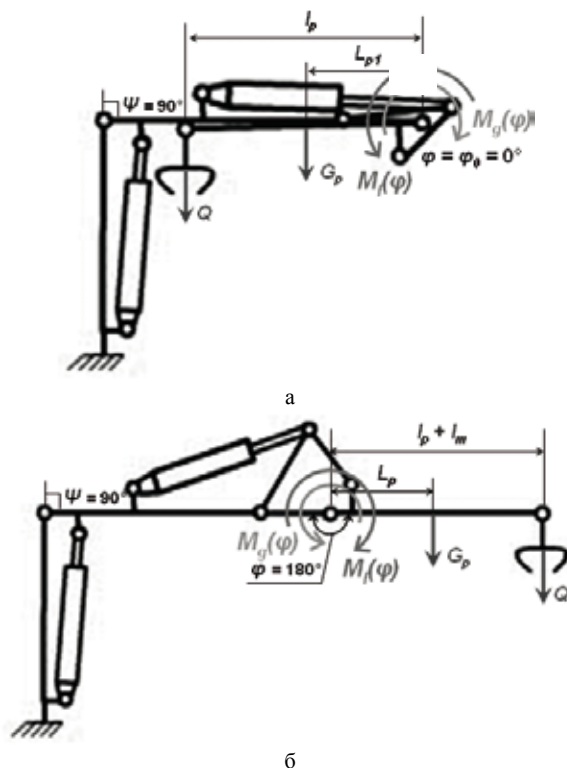


Рис. 2.16. Расчетные схемы для определения ВГМ механизма управления рукоятью

На рисунке 2.15 в, г показаны этапы условного движения по положениям наибольших моментов, когда гидрорычажный механизм должен развивать положительный момент (работает штоковая полость гидроцилиндра). Силы, создающие грузовой момент M_{l2} , и их плечи для этих движений показаны на рисунке 2.16 б.

На рисунке 2.15 в угол поворота стрелы ψ меняется от 90° до ψ_0 , а рукоять сохраняет горизонтальное положение, т. е. угол φ синхронно изменяется от 180° до $(\psi_0 + 90^\circ)$ в соответствии с формулой (2.19). При этом ВГМ – константа и может быть определена следующим образом:

$$M_{l2}(\varphi, \psi) = Q \cdot (l_p + l_m) + G_p \cdot L_p. \quad (2.42)$$

Следует обратить внимание на то, что при осуществлении этих движений телескопический удлинитель полностью выдвинут (на это указывают плечи $(l_p + l_m)$ и L_p).

На рисунке 2.15 г угол ψ остается постоянным и равен ψ_0 , а рукоять перемещается из горизонтального положения в вертикальное, т. е. угол φ изменяется от $(\psi_0 + 90^\circ)$ до ψ_0 . В этом случае ВГМ изменяется по закону синуса от максимума до нуля:

$$M_{l2}(\varphi, \psi) = (Q \cdot (l_p + l_m) + G_p \cdot L_p) \cdot \sin(\varphi - \psi_0). \quad (2.43)$$

Момент, создаваемый приводом рукояти, определяется следующим образом:

$$M_g(\varphi, \psi) = M_z(\varphi, \psi) \cdot I(\varphi), \quad (2.44)$$

где $M_z(\varphi, \psi)$ – момент, развиваемый гидроцилиндром в шарнире O (рис. 2.14); $I(\varphi)$ – передаточная функция рычажного механизма.

Все дальнейшие математические выкладки будут проведены для наиболее широко применяемой конструкции, изображенной на рисунке 2.13 а. Для конструкции, показанной на рисунке 2.13 б, дадим только окончательные зависимости. Для более простых конструкций механизмов (рис. 2.13 в, г) искомые зависимости аналогичны расчету механизма управления стрелой.

Выразим передаточную функцию $I(\varphi)$ через параметры гидрорычажного механизма (рис. 2.14 а):

$$I(\varphi) = \frac{h_2}{h_1} = \frac{(r_x - r_4)}{r_x}. \quad (2.45)$$

Для определения r_x проведем через точки 1 и 2 прямую, полагая их координаты заданными (уравнение прямой на плоскости):

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1}, \quad (2.46)$$

где x_i, y_i – координаты соответствующих точек в системе координат с началом в точке O .

Точка пересечения этой прямой с осью X и есть точка x_0 . Поэтому из уравнения (2.46) получим:

$$r_x = \frac{x_1 \cdot y_2 - y_1 \cdot x_2}{y_2 - y_1}. \quad (2.47)$$

Поскольку

$$\begin{aligned} x_1 &= r_1 \cdot \cos \psi_1; & x_2 &= r_3 \cdot \cos \psi_2 + r_4; \\ y_1 &= r_1 \cdot \sin \psi_1; & y_2 &= r_3 \cdot \sin \psi_2, \end{aligned} \quad (2.48)$$

то выражение (2.45) будет выглядеть так:

$$I(\varphi) = 1 - \frac{r_4 \cdot (r_3 \cdot \sin \psi_2 - r_1 \cdot \sin \psi_1)}{r_1 \cdot \cos \psi_1 \cdot r_3 \cdot \sin \psi_2 - r_1 \cdot \sin \psi_1 \cdot (r_3 \cdot \cos \psi_2 + r_4)}. \quad (2.49)$$

Для связи углов ψ_1 и ψ_2 используем условие:

$$(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 = r_2^2, \quad (2.50)$$

которое после подстановки значений (2.48) и некоторых преобразований приводится к виду:

$$a \cdot \sin(\psi_2 + b) = \frac{r_1^2 - r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_4 \cdot \cos \psi_1}{2 \cdot r_3},$$

где $a = \sqrt{(r_1 \cdot \cos \psi_1 - r_4)^2 + r_1^2 \cdot \sin^2 \psi_1}$;

$$b = \operatorname{arctg} \left[\frac{r_1 \cdot \cos \psi_1 - r_4}{r_1 \cdot \sin \psi_1} \right],$$

откуда и устанавливается искомая связь:

$$\psi_2 = \arcsin \left[\frac{r_1^2 - r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_4 \cdot \cos \psi_1}{2 \cdot r_3 \cdot a} \right] - b. \quad (2.51)$$

Момент, развиваемый гидроцилиндром, определяем следующим образом:

$$M_z(\varphi) = F_g \cdot p_g \cdot h(\theta) \cdot n_g, \quad (2.52)$$

где F_g – рабочая площадь поршня гидроцилиндра рукояти;

p_g – давление в гидросистеме;

n_g – коэффициент полезного действия ($n_g = 0,95$);

$h(\theta)$ – плечо усилия на штоке гидроцилиндра рукояти.

При работе бесштоковой части гидроцилиндра площадь F_g определяется по формуле:

$$F_g = \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

где D – диаметр гидроцилиндра.

При работе штоковой части:

$$F_g = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4},$$

где d – диаметр штока гидроцилиндра.

Плечо $h(\theta)$ в неподвижной системе координат с началом в точке O (рис. 2.14 а) определяется по формуле:

$$h(\theta) = \frac{r_1 \cdot R \cdot \sin \theta}{\sqrt{r_1^2 + R^2 - 2 \cdot r_1 \cdot R \cdot \cos \theta}}, \quad (2.53)$$

где расстояние R (см. рис. 2.14) равно:

$$R = \sqrt{r_5^2 + r_6^2}. \quad (2.54)$$

Угол θ в зависимости от хода гидроцилиндра определяется из уравнения:

$$\theta = \arccos \left[\frac{R^2 + r_1^2 - (l + k \cdot S)^2}{2 \cdot R \cdot r_1} \right], \quad (2.55)$$

где l – длина гидроцилиндра при втянутом штоке;

S – ход штока гидроцилиндра рукояти;

k – коэффициент, характеризующий степень выдвигания штока ($0 \leq k \leq 1$).

Между углами ψ_1 и θ имеется функциональная связь:

$$\psi_1 = \pi - \theta - \arccos \frac{r_5}{R} + \zeta, \quad (2.56)$$

где ζ – угол изгиба стрелы (если он имеется, см. рис. 2.14 б).

Для схемы манипулятора, показанной на рисунке 2.13 б, плечо $h(\theta)$ может быть определено по следующей зависимости (см. рис. 2.14 б):

$$h(\theta) = r_8 \cdot \frac{\sqrt{1 + \cos \theta - \frac{r_8}{R}}}{\sin^2 \theta}, \quad (2.57)$$

где угол θ в зависимости от хода гидроцилиндра определяется из уравнения:

$$\theta = \arccos \left[\frac{R^2 - r_8^2 - (l + k \cdot S)^2}{2 \cdot R \cdot r_8} \right]. \quad (2.58)$$

Между углами ψ_1 и θ в данном варианте механизма имеется следующая функциональная связь:

$$\psi_1 = \pi - \theta - \arccos \frac{r_5}{R} - \arccos \left[\frac{r_8^2 + r_1^2 - r_7^2}{2 \cdot r_8 \cdot r_1} \right] + \zeta. \quad (2.59)$$

Для более простых механизмов (рис. 2.13 в и г) искомые зависимости аналогичны расчету механизма управления стрелой.

Таким образом, определив функции развиваемого момента и ВГМ, можно построить соответствующие графики. В данном случае будет два графика: первый – для случая отрицательных моментов (первые два движения манипулятора) и второй – для случая положительных моментов (вторые два движения). Примеры графиков приведены на рисунке 2.17.

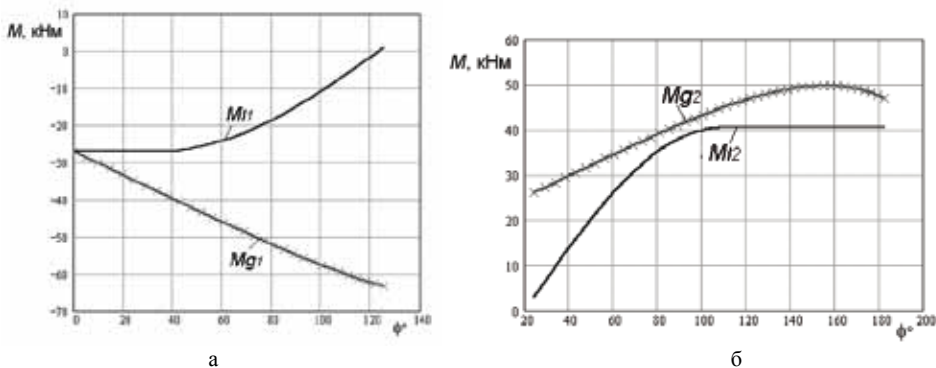


Рис. 2.17. Графики развиваемого приводом момента и ВГМ в зависимости от угла между осями стрелы и рукояти: а – при работе бесштоковой полостью; б – при работе штоковой полостью

При работе в зоне отрицательных моментов (рис. 2.17 а) с увеличением угла φ абсолютное значение потребного момента (ВГМ) уменьшается, а абсолютное значение развиваемого момента, напротив, увеличивается. Соответственно в этой зоне невозможно добиться полной эквивалентности моментов, необходимо только обеспечить превышение абсолютных значений развиваемого момента над абсолютными значениями развиваемого гидроцилиндром момента для любого значения угла φ в диапазоне от φ_0 до ψ_k .

В зоне же положительных моментов (рис. 2.17 б) имеет место ситуация, подобная случаю в расчете привода стрелы, т. е. необходимо обеспечить наибольшее соответствие кривых M_{g2} и M_{l2} при условии $M_{g2} \geq M_{l2}$ для всех φ от ψ_0 до 180° .

Таким образом, на основе приведенных выше уравнений необходимо выработать постановку задачи оптимизации.

В работах [3, 14] предлагается использовать в данном случае ту же, что и для привода стрелы, целевую функцию (2.32).

Однако опыт проектирования показал, что наличие четырехзвенного механизма делает практически невозможным применение одного только этого критерия в качестве целевого, т. к. при прочих равных условиях подбором размеров звеньев этого механизма совместно с параметрами гидроцилиндра можно практически устранить несоответствие ВГМ и функции развиваемого приводом момента в шарнире стреларукоять. В определенных условиях это может привести к чрезмерному увеличению размеров и масс звеньев передаточного механизма и гидроцилиндра. Поэтому данную задачу следует рассматривать как двухцелевую и производить оптимизацию совместно по суммарному весу четырехзвенного механизма и гидроцилиндра и степени соответствия функций ВГМ и развиваемого момента.

Таким образом, задача заключается в определении таких параметров гидроцилиндра, его размещения на металлоконструкциях и размеров звеньев передаточного механизма, которые бы обеспечили наименьший вес привода и минимальную площадь фигуры, ограниченной кривыми развиваемого момента и ВГМ, при условии работоспособности манипулятора во всем диапазоне угла φ .

Существует целый ряд методов совместного учета нескольких критериев оптимизации. В решении нашей задачи воспользуемся методом главной компоненты, в соответствии с которым один из критериев принимается в качестве основного – по нему выполняется оптимизация. На второй показатель накладываются ограничения, и он становится критерием пригодности.

В качестве основного критерия примем вес привода, а на степень соответствия кривых ВГМ и развиваемого момента наложим ограничения.

Вес привода можно оценить по следующей формуле (запишем ее в виде минимизируемой целевой функции):

$$f = 2700 \cdot (r_1 + r_2) + \frac{\pi}{4} \cdot S \cdot (d^2 + 20 \cdot D + 100) + 20 \cdot \pi \cdot D^2 + \frac{\pi}{2} \cdot B \cdot (4 \cdot l_2^2 - d_1^2) \rightarrow \min, \quad (2.60)$$

где d – диаметр штока;
 B – толщина проушин гидроцилиндра;
 l_2 – внешний радиус проушин гидроцилиндра;
 d_1 – диаметр отверстий в проушинах гидроцилиндра.

Состав ограничений задачи следующий.

- Ограничение на максимальное превышение развиваемого момента над ВГМ:

$$\max(M_{g2}(\varphi) - M_{l2}(\varphi)) \leq (k_r - 1) \cdot \max M_{l2}(\varphi), \quad (2.61)$$

где k_r – максимально допустимый коэффициент запаса момента.

В соответствии с этим выражением развиваемый момент может быть больше потребного не более чем в k_r раз в точке максимума их разности.

- Ограничения по работоспособности (момент M_g при любом положении манипулятора должен быть большим или равным моменту M_l):

$$\begin{cases} M_{g1}(\psi) - M_{l1}(\psi) \leq 0 \quad \forall \varphi \in [\varphi_0, \psi_k] \\ M_{g2}(\psi) - M_{l2}(\psi) \geq 0 \quad \forall \varphi \in [\psi_0, 180^\circ] \end{cases} \quad (2.62)$$

- Ограничения на геометрию механизма:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \psi_{20} = \arcsin \left(\frac{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_4 \cdot \cos \psi_{10}}{2 \cdot r_3 \cdot \sqrt{(r_1 \cdot \cos \psi_{10} - r_4)^2 + r_1^2 \cdot \sin^2 \psi_{10}}} \right) - \\
 - \operatorname{arctg} \left(\frac{r_1 \cdot \cos \psi_{10} - r_4}{r_1 \cdot \sin \psi_{10}} \right) \\
 \psi_{2\kappa} = \arcsin \left(\frac{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_4 \cdot \cos \psi_{1\kappa}}{2 \cdot r_3 \cdot \sqrt{(r_1 \cdot \cos \psi_{1\kappa} - r_4)^2 + r_1^2 \cdot \sin^2 \psi_{1\kappa}}} \right) - \\
 - \operatorname{arctg} \left(\frac{r_1 \cdot \cos \psi_{1\kappa} - r_4}{r_1 \cdot \sin \psi_{1\kappa}} \right) \\
 \cos \theta_0 = \frac{r_5^2 + r_6^2 + r_1^2 - (l + S)^2}{2 \cdot r_1 \cdot \sqrt{r_5^2 + r_6^2}} \\
 \cos \theta_\kappa = \frac{r_5^2 + r_6^2 + r_1^2 - l^2}{2 \cdot r_1 \cdot \sqrt{r_5^2 + r_6^2}} \\
 \varphi_\kappa - \varphi_0 = \psi_{2\kappa} - \psi_{20} \\
 \theta_0 - \theta_\kappa = \psi_{1\kappa} - \psi_{10} \\
 r_1 \cdot \sin \psi_{10} \geq r_6 \\
 r_1 \cdot \sin \psi_{1\kappa} \geq r_6 \\
 r_1 \cdot \cos \psi_{10} + (r_2 - r_3) \cdot \cos \psi_{20} \geq r_4 \\
 r_1 + r_3 > r_4 \\
 r_4 + r_5 < l_c
 \end{array} \right. \quad (2.63)$$

где ψ_{10} – минимальный угол между звеном r_1 и осью стрелы;

$\psi_{1\kappa}$ – максимальный угол между звеном r_1 и осью стрелы;

ψ_{20} – минимальный угол между осью стрелы и линией, соединяющей центр шарнира стрела-рукоять с центром шарнира звено r_2 -рукоять;

$\psi_{2\kappa}$ – максимальный угол между осью стрелы и линией, соединяющей центр шарнира стрела-рукоять с центром шарнира звено r_2 -рукоять;

θ_0 – максимальный угол между звеном r_1 и линией, соединяющей центр шарнира O (рис. 2.14 а) с центром шарнира гидроцилиндр-стрела;

θ_κ – минимальный угол между звеном r_1 и линией, соединяющей центр шарнира O с центром шарнира гидроцилиндр-стрела;

- Ограничение, связанное с обеспечением требуемого соотношения между размерами гидроцилиндра:

$$l = S + f(D); \quad (2.64)$$

- Областные ограничения:

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_k < \theta_0 < \pi - \operatorname{arctg} \frac{r_6}{r_5} \\ 0 < S \leq S_{\max} \\ [r_1]_{\min} \leq r_1 \leq [r_1]_{\max} \\ [r_2]_{\min} \leq r_2 \leq [r_2]_{\max} \\ [r_3]_{\min} \leq r_3 \leq [r_3]_{\max} \\ r_4 > 0 \\ r_5 > 0 \\ 0 < \psi_{10} < \psi_{1k} \\ -90^\circ < \psi_{20} < \psi_{2k} \\ \psi_{1k} > 100^\circ \\ \psi_{2k} > 0 \\ \theta_k > 0 \end{array} \right. \quad (2.65)$$

где S_{\max} – максимальный для данного диаметра возможный ход штока гидроцилиндра;

$[r_i]_{\min}$ – минимально допустимый размер звена r_i ;

$[r_i]_{\max}$ – максимально допустимый размер звена r_i .

С учетом выражений (2.60) – (2.65) постановка данной задачи будет выглядеть следующим образом (для упрощения записи областные ограничения (2.65) здесь опущены):

$$\begin{aligned}
& f_{\varphi p1} = 2700 \cdot (r_1 + r_2) + \frac{\pi}{4} \cdot S \cdot (d^2 + 20 \cdot D + 100) + \\
& + 20 \cdot \pi \cdot D^2 + \frac{\pi}{2} \cdot B \cdot (4 \cdot l_2^2 - d_1^2) \rightarrow \min \\
& \max(M_{g2}(\varphi) - M_{l2}(\varphi)) \leq (k_r - 1) \cdot \max M_{l2}(\varphi) \\
& M_{g1}(\psi) - M_{l1}(\psi) \leq 0, \quad \forall \varphi \in [\varphi_0, \psi_\kappa] \\
& M_{g2}(\psi) - M_{l2}(\psi) \geq 0, \quad \forall \varphi \in [\psi_0, 180^\circ] \\
& \psi_{20} = \arcsin \left(\frac{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_4 \cdot \cos \psi_{10}}{2 \cdot r_3 \cdot \sqrt{(r_1 \cdot \cos \psi_{10} - r_4)^2 + r_1^2 \cdot \sin^2 \psi_{10}}} \right) - \\
& - \operatorname{arctg} \left(\frac{r_1 \cdot \cos \psi_{10} - r_4}{r_1 \cdot \sin \psi_{10}} \right) \\
& \psi_{2\kappa} = \arcsin \left(\frac{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_4 \cdot \cos \psi_{1\kappa}}{2 \cdot r_3 \cdot \sqrt{(r_1 \cdot \cos \psi_{1\kappa} - r_4)^2 + r_1^2 \cdot \sin^2 \psi_{1\kappa}}} \right) - \\
& - \operatorname{arctg} \left(\frac{r_1 \cdot \cos \psi_{1\kappa} - r_4}{r_1 \cdot \sin \psi_{1\kappa}} \right) \\
& \cos \theta_0 = \frac{r_5^2 + r_6^2 + r_1^2 - (l + S)^2}{2 \cdot r_1 \cdot \sqrt{r_5^2 + r_6^2}} \\
& \cos \theta_\kappa = \frac{r_5^2 + r_6^2 + r_1^2 - l^2}{2 \cdot r_1 \cdot \sqrt{r_5^2 + r_6^2}} \\
& \varphi_\kappa - \varphi_0 = \psi_{2\kappa} - \psi_{20} \\
& \theta_0 - \theta_\kappa = \psi_{1\kappa} - \psi_{10} \\
& r_1 \cdot \sin \psi_{10} \geq r_6 \\
& r_1 \cdot \sin \psi_{1\kappa} \geq r_6 \\
& r_1 \cdot \cos \psi_{10} + (r_2 - r_3) \cdot \cos \psi_{20} \geq r_4 \\
& r_1 + r_3 > r_4 \\
& r_4 + r_5 < l_c
\end{aligned} \tag{2.66}$$

Решив данную задачу одним из существующих оптимизационных методов, можно определить оптимальные характеристики гидроцилиндра и четырехзвенного передаточного механизма, а также обосновать их компоновку на металлоконструкциях манипулятора.

После определения параметров «скелета» манипулятора, приводных механизмов и гидроцилиндров производится обоснование расчетных случаев нагружения. В качестве расчетных случаев следует рассмотреть несколько наиболее тяжелых режимов работы манипулятора с учетом технологии выполняемых операций. Так, для манипулятора форвардера следует рассмотреть режим подъема максимального груза на максимальном вылете с земли, подтаскивание груза рукоятью, работу на поперечном уклоне. Для всех рассматриваемых случаев следует определить силы, действующие на элементы манипулятора от рабочего органа и груза. По максимальным значениям внешних сил для самого тяжелого случая следует провести прочностной расчет элементов (расчет сечений и сварных швов), а затем расчет шарнирных соединений.

2.2 Рабочие органы

Наиболее сложными по выполняемым функциям и устройству рабочими органами лесосечных машин являются харвестерные головки. Они объединяют в себе захватные, срезающие, режущие, сучкорезно-протаскивающие устройства и ряд других вспомогательных механизмов. Отдельно применяемые на лесосечных работах захваты, захватно-срезающие устройства ВТМ и ВПМ, сучкорезные механизмы, устройства для срезания и раскряжевки деревьев можно в плане проектирования и расчета считать частными случаями более сложных комбинированных устройств – харвестерных головок. Поэтому методике проектирования рабочих органов рассмотрим на примере харвестерной головки.

Обычно харвестерная головка состоит из металлического каркаса и соединенного с ним механизма наклона (наклон из вертикального положения для срезания дерева в горизонтальное положение для обрезки сучьев и раскряжевки). Посредством механизма наклона через поворотный ротор каркас головки соединяется с манипулятором.

На каркасе смонтированы захватные рычаги, на концах которых размещаются протаскивающие элементы сучкорезного устройства (обычно протаскивающие вальцы или гусеницы). На существующих конструкциях захватные рычаги двигаются либо в плоскости, перпендикулярной оси дерева, либо в плоскости, параллельной оси дерева.

В верхней части каркаса, а в ряде конструкций дополнительно снизу располагаются сучкорезные ножи. Чаще всего на верхнем уровне имеется три ножа (два боковых подвижных и один стационарный опорный), а на нижнем – только один или два боковых подвижных. Ножи могут иметь индивидуальный привод или быть кинематически связанными с захватами протаскивающего механизма. Последняя схема упрощает и удешевляет конструкцию, так как отпадает потребность в использовании отдельных гидроцилиндров привода ножей. Режущие кромки ножей могут быть наплавленные или сменные.

В самой нижней части каркаса смонтирован срезающий механизм. В большинстве случаев это цепная консольная пила с блоком автоматики. На некоторых моделях головок устанавливается в верхней части рамы дополнительный пильный механизм, например головка Log Max 9000.

В центре каркаса между рычагами устанавливаются опорный вращающийся ролик и измерительное колесо датчика отмера длин.

Общий вид харвестерной головки приведен на рис. 2.18.

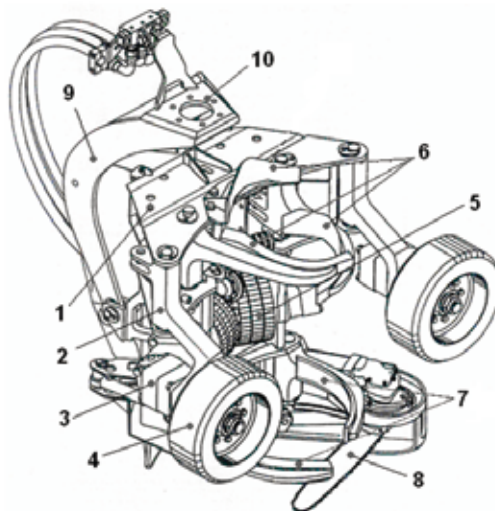


Рис. 2.18. Харвестерная головка: 1 – корпус; 2 – захваты вальцов; 3 – высокомоментные гидравлические моторы; 4 – протаскивающие вальцы; 5 – два неподвижных (фиксированных) вальца с высокомоментными гидравлическими моторами; 6 – верхние сучкорезные ножи; 7 – нижние сучкорезные ножи; 8 – пильный механизм; 9 – скоба наклонного механизма; 10 – площадка для крепления поворотного ротора

Принцип действия харвестерной головки следующий. При ее раскрытии гидравлические цилиндры раздвигают захваты с протаскивающими вальцами и сучкорезные ножи. Устройство подводит к комлю дерева и закрывают, гидроцилиндры прижимают вальцы и сучкорезные лезвия к стволу. При этом дерево надежно фиксируется в силовом контуре головки между рычагами и корпусом. Дерево спиливается цепной пилой и валится с помощью наклонного (валочного) механизма головки на землю, оставаясь зажатым рычагами. Протаскивающий механизм начинает двигать (протаскивать) ствол относительно сомкнутых по стволу сучкорезных ножей. Сучья при этом обрезаются. По мере продвижения ствола вдоль головки производится автоматический отмер длины очищенной от сучьев части. При достижении заданной длины

специальный датчик включает в работу пильный механизм (тот же, что используется для валки дерева) и производится поперечный рез ствола (раскряжевка). Полученный сортимент падает на землю.

Харвестерная головка может быть оснащена дополнительными устройствами, например, устройством для обработки пней в бесснежный период с целью предотвращения распространения дереворазрушающих грибов или маркирующим устройством, которое впоследствии облегчает сортировку схожих сортиментов.

На некоторых моделях головок могут быть дополнительно установлены захватные рычаги для обработки нескольких стволов деревьев (Log Max accumulation kit) или ножевое срезающее устройство для перерезания тонкомерной древесины (Kesla ProAX) (рис. 2.19 а), что в дальнейшем позволяет применять харвестерные головки на заготовке как деловой, так и биоэнергетической древесины.

Новейшие конструкции головок для заготовки энергетической древесины отличаются от традиционных тем, что ствол срезается с помощью ножа (или ножей), приводимого в действие силовым гидроцилиндром. На таких головках нет протаскивающих устройств и сучкорезных ножей. Для промежуточного накопления срезанных деревьев головка имеет дополнительные захватные рычаги. Такую конструкцию уже нельзя рассматривать как харвестерную головку, а следует классифицировать как валочную. В качестве примера таких головок можно привести модели Ponsse EH25, AFM 220 (рис. 2.19 б).

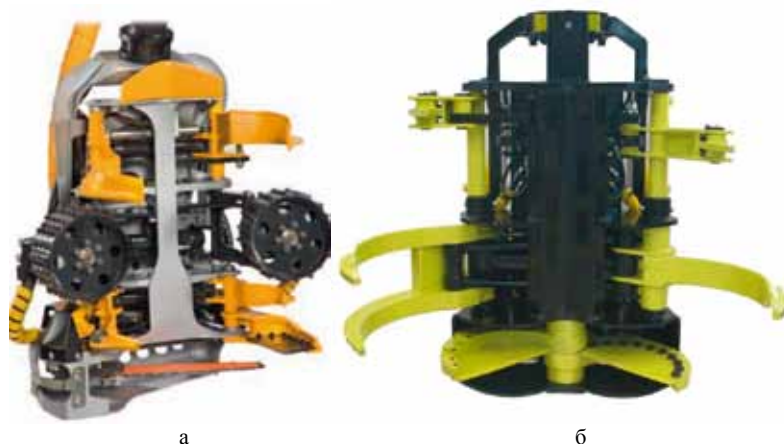


Рис. 2.19. Рабочие органы для заготовки энергетической древесины: а – харвестерная головка Kesla 16RH с дополнительным ножевым срезающим устройством (фото «Kesla»); б – валочная головка AFM 220 (фото «AFM-Forest»)

На сегодняшний день разработкой и изготовлением харвестерных головок занимаются такие известные фирмы, как «John Deere Forestry», «Ponsse», «Komatsu Forest» (Valmet), «Kesla», «Maskiner», «Log Max», «AFM Forest», «Lako Forest», «Kone-Ketonen» и многие другие.

Выпускаемые в Северных странах Европы модели головок обычно делят на 2 – 3 класса по размеру и массе [47]: легкие (300 – 600 кг) – преимущественно для рубок прореживания (обрабатываемый диаметр ствола 5 – 40 см), средние (700 – 1000 кг) – общего назначения (обрабатываемый диаметр ствола 5 – 50 см) и тяжелые (1000 – 1200 кг) – для рубок главного пользования (обрабатываемый диаметр ствола 10 – 60 см). На рынке есть модели массой до 3500 кг, способные обрабатывать стволы толщиной более метра. Конструкция этих харвестерных головок такая же, как и у головок харвестеров, продаваемых в Северных странах.

Электроника и автоматика являются неотъемлемой частью харвестеров. Модели харвестеров оснащаются не только автоматической системой управления машиной, но и измерительной системой головки харвестера на основе персональных компьютеров. Измерительная система помогает оператору распиливать стволы деревьев по заданным размерам и позволяет повысить производительность лесозаготовки. Например, компания «John Deere Forestry» оснащает харвестеры системой TimberMatic™ H-09, которая включает в себя измерительную систему головки харвестера.

2.2.1 Проектирование и расчет захватного устройства харвестерной головки

Захватное устройство предназначено для захвата и надежного удержания дерева (или группы деревьев) на протяжении всего технологического процесса заготовки.

В качестве захватов харвестерной головки используются:

1. Захватные рычаги, выполненные цельнометаллическими или сварными, с установленным на них протаскивающим механизмом.
2. Боковые подвижные сучкорезные ножи.

Ножи не всегда используют в качестве захватов. Например, с целью снижения негативного влияния на качество заготавливаемых сортиментов часть ножей переводятся в плавающее положение.

В существующих конструкциях захват деревьев осуществляется движением рычагов одним из следующих способов:

- в плоскости, перпендикулярной оси дерева (рис. 2.20 а, б);
- в плоскости оси дерева (рис. 2.20 в).

В первом случае рычаги могут приводиться в действие одним общим гидроцилиндром или иметь индивидуальный приводной гидроцилиндр на каждый рычаг.

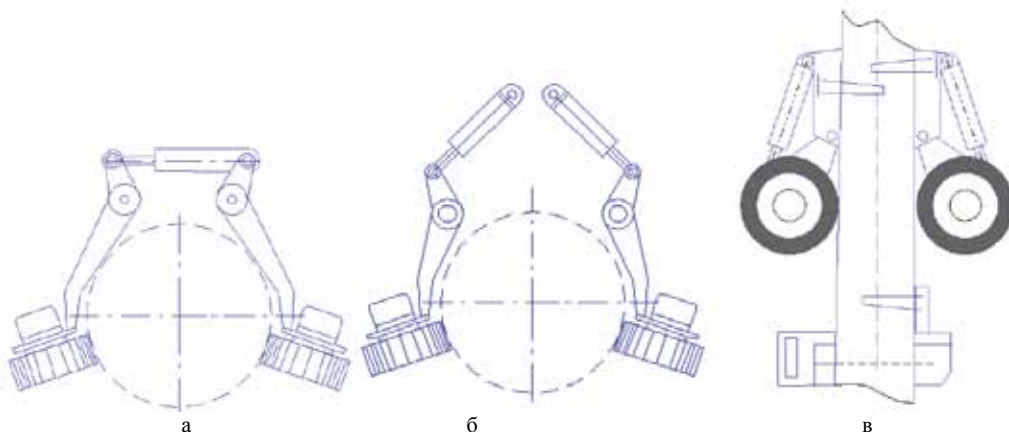


Рис. 2.20. Захватные рычаги, обхватывающие дерево:
а, б – в плоскости, перпендикулярной его оси; б – в плоскости оси

Во втором случае при захвате ствола в плоскости оси дерева каждый рычаг, как правило, приводится в действие индивидуальным приводным гидроцилиндром.

При работе рычагов по первой схеме в случае захвата деревьев с небольшими диаметрами может возникнуть проблема перекрытия рычагов, тогда в конструкции головки рычаги с протаскивающими вальцами располагают на разных уровнях.

На рис. 2.20 а, б гидроцилиндр связан с наружным шарниром рычага, а внутренний шарнир крепит рычаг на корпусе головки. Существуют и иные схемы, когда гидроцилиндр связан с внутренним шарниром рычага, а наружный шарнир крепит рычаг к корпусу. В первом случае гидроцилиндры работают на зажим штоковой полостью, во втором случае – поршневой. При работе штоковой полостью усилие на штоке при зажиме дерева будет больше, чем при работе поршневой. Однако при креплении гидроцилиндра к внутреннему шарниру рычага он оказывается внутри корпуса и в этом случае исключается возможность повреждения гидроцилиндра при работе харвестерной головки в стесненных условиях, например в загущенных древостоях.

При захвате ствола в плоскости оси дерева (рис. 2.20 б) каждый гидроцилиндр связан с наружным шарниром рычага и крепится снаружи корпуса. При этом, чаще всего, на захват ствола гидроцилиндр работает поршневой полостью. Кроме того, в данной схеме дерево дополнительно удерживается сучкорезными ножами, выполняющими роль дополнительных захватов.

Перед началом проектирования захватного устройства следует проанализировать и учесть условия работы: виды рубок леса и другие природно-производственные факторы.

2.2.1.1 Разработка компоновочно-кинематической схемы

Рассмотрим случай, когда рычаги осуществляют захват ствола дерева в плоскости, перпендикулярной его оси.

Проектирование захватного устройства (ЗУ) начинается с разработки компоновочно-кинематической схемы (ККС). Разработка ККС может осуществляться двумя способами, причем **первый (графический)** является неотъемлемой частью **второго (оптимизационного)** [47]. Первый способ предусматривает построение ККС с применением специальных программ (САПР) в определенной последовательности. Второй способ позволяет реализовать последовательность построения ККС в среде специального программного обеспечения с возможностью оптимальной компоновки ЗУ на раме харвестерной головки.

Первый (графический) способ построения ККС заключается в следующем. ККС строится с учетом значений диаметров обрабатываемых деревьев D_0 и d_0 (рис. 2.21). При проектировании указано значение диаметра на высоте груди $D_{1,3}$. Для его пересчета в значение диаметра в плоскости срезания D_0 следует умножить значения диаметров на высоте груди на поправочный коэффициент формы ствола [48]:

$$D_0 = q_0 D_{1.3} \quad (2.67)$$

ККС выполняется в масштабе для трех положений рычагов: зажим дерева минимального d_0 , максимального D_0 диаметров и полного открытия рычагов для захвата дерева.

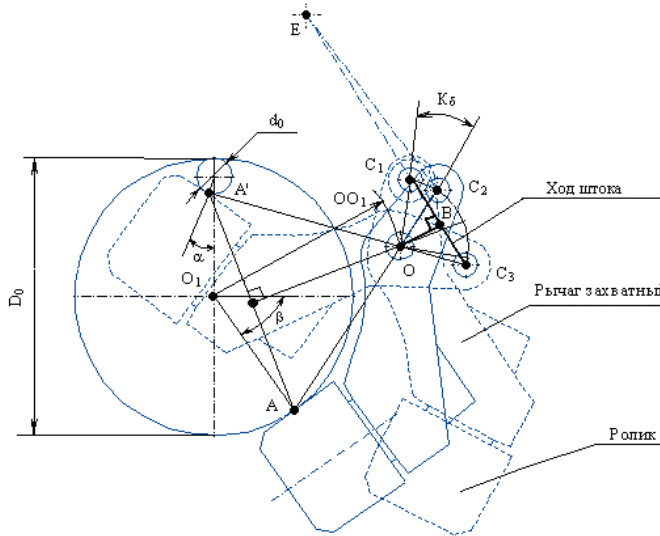


Рис. 2.21. Компоновочно-кинематическая схема ЗУ

Последовательность построения ККС:

- 1) Вычерчиваются диаметры расчетного дерева D_0 и d_0 в плоскости захвата.
- 2) Строятся точки контакта рычага со стволом на окружностях D_0 и d_0 . При этом первоначально обосновывается значение угла обхвата α при обжатию дерева с минимальным диаметром d_0 и угла обхвата β при обжатию дерева с максимальным (расчетным диаметром D_0).

Угол обхвата β обосновывается по методике, предложенной Д. Г. Шимковичем в работах [60,61].

Согласно этой методике, при проектировании конструкции захватных рычагов необходимо выбрать форму рычагов так, чтобы свести к минимуму величину пульсации нагрузок и средние нагрузки, действующие на рычаг в процессе обработки дерева в головке.

Выделяют два основных фактора, связанных с геометрией рычага и определяющих характер нагрузок при захвате дерева: для снижения среднего уровня нагрузок рычаг должен быть как можно ближе к прямой форме, а для снижения пульсации нагрузок – иметь угол наклона к вертикали, по возможности приближающийся к β_{opt} (рис. 2.22). Эти факторы определяют критерий оптимальности формы рычага.

β_{opt} – это угол между касательной к вальцу и вертикалью в точке k контакта дерева с вальцом.

Оптимальное значение угла равно $\beta_{opt} = 52...57^\circ$, т. к. при его уменьшении возрастает пульсация нагрузок, а при увеличении растет сопротивление сдвигу дерева [60].

Таким образом, угол обхвата β дерева максимального диаметра определяется на ККС с учетом угла β_{opt} .

Угол обхвата α дерева минимального диаметра также задается на ККС, $\alpha = 3...10^\circ$. При контакте вальца с деревом минимального диаметра (рис. 2.22) в точке 1 следует захватные рычаги располагать на двух уровнях, а в точке 2 – на одном уровне.

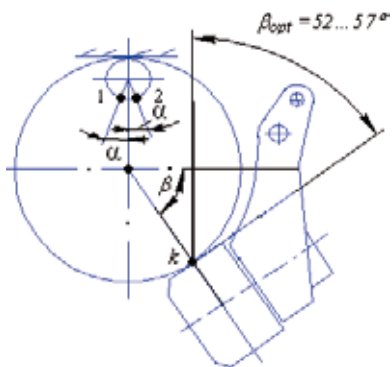


Рис. 2.22. Расчетная схема

На концах захватных рычагов размещены вальцы или гусеницы протаскивающего механизма, поэтому, если рычаги расположить в одной плоскости, то при обхвате минимального дерева рычаги будут пересекаться, делая невозможным нормальную работу протаскивающего механизма. Захватные рычаги можно расположить в разных плоскостях. При этом будет обеспечиваться более надежное удержание дерева, но в то же время может несколько увеличиться высота харвестерной головки.

3) Для выбора точки крепления захватных рычагов к раме головки необходимо выполнить следующие построения. Определив точки контакта конца рычага со стволом на максимальном и минимальном диаметрах, строим прямую, с которой должна пересекаться ось шарнира рычага. Для этого к середине отрезка AA^1 восстанавливаем перпендикуляр. Действительно, в какой бы точке данной прямой (перпендикуляра) не размещался центр шарнира, он своим концом очертит дугу AA^1 . При определении положения оси шарнира «рычаг-корпус» необходимо выполнить ограничения: точка O его оси (рис. 2.21) должна отстоять от центра окружности O_1 на расстояние [6]:

$$OO_1 = \frac{D_0}{2} + a_k, \quad (2.68)$$

где a_k – некоторый конструктивный размер, учитывающий технологический зазор между проушиной рычага и поверхностью ствола дерева, высоту самой проушины и радиус пальца или втулки пальца шарнира.

Если Δ , h , r – размеры зазора, проушины и пальца (втулки) соответственно, то конструктивный размер: $a_k = \Delta + h + r$. Значения Δ , h , r задаются предварительно проектировщиком. Причем точное значение радиуса втулки r шарнира O будет в последующем определено при расчете шарнирных соединений.

На приведенной ККС захватный рычаг обжимает дерево поршневой полостью гидроцилиндра. Это позволяет развить большее усилие прижима рычага к дереву. Но габаритные размеры ЗУ в этом случае увеличиваются. При соединении же рычага с корпусом харвестерной головки по наружному шарниру C , а гидроцилиндра с рычагом по внутреннему шарниру O гидроцилиндр на обжатие дерева будет работать штоковой полостью. В этом случае гидроцилиндр будет лучше защищен от возможных внешних повреждений при работе харвестерной головки в стесненных условиях, например в загущенном древостое.

4) Далее осуществляется соединение штока гидроцилиндра с рычагом, т. е. определяется положение точки сопряжения C (шарнир «рычаг-гидроцилиндр»). Точка C лежит на продолжении линии AO . Чем больше расстояние между шарниром O и точкой C , тем меньше требуется усилие на штоке для обжатия дерева. Но при этом будет возрастать ход штока, а значит, и размер (длина) гидроцилиндра. Проектировщику необходимо стремиться к более рациональному использованию компоновочного пространства, размещая все элементы ЗУ по возможности ближе к максимальному диаметру ствола.

При определении положения шарнира C необходимо также учитывать требование, чтобы шток гидроцилиндра не пересекался со втулкой основного шарнира при обжатии дерева любого диаметра на диапазоне:

$$d_0 \leq D \leq D_0. \quad (2.69)$$

Это ограничение можно трактовать следующим образом: кратчайшее расстояние осевой линии гидроцилиндра EC от центра шарнира O должно быть больше или равно сумме радиусов втулки пальца шарнира O и штока гидроцилиндра:

$$OB \geq r_{am} + r_u. \quad (2.70)$$

При разработке ККС приходится решать еще одну задачу: необходимо найти такое положение точки C , при котором применяемый гидроцилиндр полностью использует рабочий ход штока.

5) Строятся контуры проектируемого захватного рычага с протаскивающим роликом. Рычаг должен располагаться как можно компактнее около максимального диаметра дерева. Поперечное сечение рычага может быть коробчатым, тавровым, г-образным, т-образным или цельнометаллическим. Конструкция рычага должна обладать достаточной жесткостью. Если рычаг выполнен по форме изогнутым, то необходимо придерживаться выполнения условия:

$$h/r = 1/5,$$

где h – максимальная ширина сечения рычага в плане;
 r – радиус кривизны рычага по центрам тяжести сечения.

В этом случае расчеты проводятся с применением классических методик теории сопротивления материалов для прямых балок.

6) Строится линия действия гидроцилиндра ЕС, где будет располагаться точка Е (шарнир «гидроцилиндр-рама»).

7) Вращением рычага относительно точки O определяются второе и третье положения рычага, которые обводятся пунктирной линией. По длине дуги движения точки C , а именно $C1 - C3$, определяется потребный ход штока гидроцилиндра.

Конечное положение рычага, когда он полностью открыт для захвата дерева, определяется следующим образом. Чем больше раскрытие рычагов, тем проще наведение рабочего органа на дерево, но при этом теряется часть рабочего хода штока, что влечет за собой уменьшение плеча и увеличение усилия на штоке гидроцилиндра.

Обозначим δ минимальный угол поворота захватного рычага от положения его при обжатии дерева с максимальным диаметром до положения, при котором дерево выпадает из захватных рычагов протаскивающего устройства (когда расстояние между контактными точками рычага равно D_0). Угол δ (в рад.) зависит от диаметра D_0 (в м), угла обхвата β (в град.) и расстояния AO (в м). Его величина (в радианах) может быть определена по приближенной формуле [6]:

$$\delta \approx \frac{D_0}{2} \cdot \frac{(1 - \cos \beta)}{AO}. \quad (2.71)$$

При таком угле дополнительного раскрытия рычагов захват дерева теоретически возможен. Однако необходим некоторый запас на их раскрытие – угол $K_\delta = (1,2..1,4) \cdot \delta$ (рис. 2.21). Необходимо также учесть, чтобы полученный ход штока попадал в стандартный ряд ходов штоков гидроцилиндров.

В процессе расчетов ККС корректируется, дополняется. Из схемы определяются необходимые для расчетов данные (плечи сил, ход штоков гидроцилиндров и др.).

Второй (оптимизационный) способ построения ККС. Использование данного способа предполагает наличие компьютера и соответствующего программного обеспечения. Задачи, решаемые при оптимальном проектировании, следующие:

1) Компоновка захватных рычагов должна быть произведена как можно ближе к дереву максимального диаметра, чтобы добиться компактной конструкции головки.

2) Необходимо обеспечить надежное удержание дерева на протяжении всего технологического процесса его обработки.

3) Максимальное раскрытие рычагов при наведении рабочего органа на дерево с максимальным диаметром должно обеспечивать безударное захватывание дерева рычагами.

4) Плечо H усилия, развиваемого приводным гидроцилиндром, должно быть максимальным при обжатии дерева максимального диаметра.

5) При обжатии деревьев всего диапазона по диаметрам от D_0 до d_0 полностью должен реализоваться рабочий ход штока приводного гидроцилиндра рычагов.

6) Необходимо подобрать оптимальный приводной гидроцилиндр рычага.

Для решения поставленных задач исходными являются следующие параметры:

- 1) максимальный диаметр захватываемого дерева D_0 ;
- 2) минимальный диаметр захватываемого дерева d_0 ;
- 3) угол обхвата β дерева максимального диаметра;
- 4) угол обхвата α дерева минимального диаметра.

Реализация методики оптимального проектирования начинается с разработки ККС (рис. 2.23) в соответствующей графической программе с одновременным расчетом параметров схемы в оптимизационном ПО.

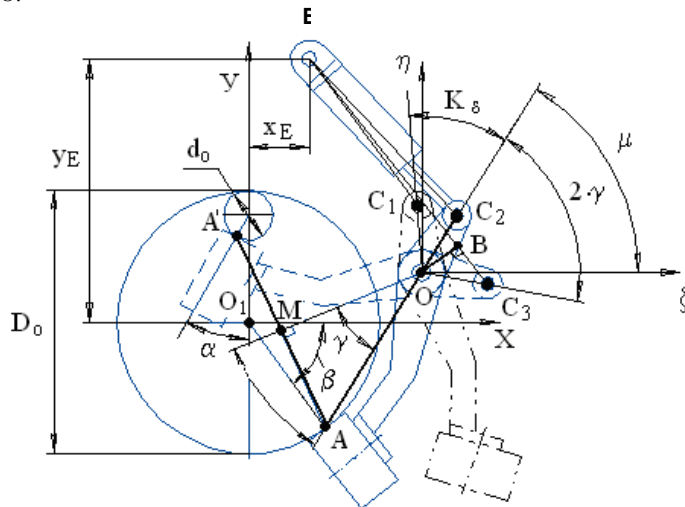


Рис. 2.23. Построение компоновочно-кинематической схемы

Алгоритм построения ККС:

- 1) Выполняются пункты 1, 2 и 3 графического способа построения ККС.
- 2) Определяются координаты точек A, M, O :

$$x_A = \frac{D_0}{2} \cos \beta, \quad (2.72)$$

$$y_A = -\frac{D_0}{2} \sin \beta, \quad (2.73)$$

$$x'_A = -\frac{d_0}{2} \sin \alpha, \quad (2.74)$$

$$y'_A = \frac{D_0}{2} - \frac{d_0}{2}(1 + \cos \alpha). \quad (2.75)$$

Координаты центра отрезка AA' точки $M(x_M, y_M)$ рассчитываются:

$$x_M = \frac{x_A + x'_A}{2}, \quad (2.76)$$

$$y_M = \frac{D_0(1 - \sin \beta) - d_0(1 + \cos \alpha)}{4}. \quad (2.77)$$

Координаты точки $O(x_O, y_O)$ определяются при решении системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} y_O - y_M = -\frac{1}{a}(x_O - x_M), \\ x_O^2 + y_O^2 = \left(\frac{D_0}{2} + a_\kappa\right)^2, \\ y_O = y_M - \frac{d_0 \sin \alpha + D_0 \cos \beta}{d_0(1 + \cos \alpha) - D_0(1 + \sin \beta)} \cdot (x_O - x_M). \end{array} \right. \quad (2.78)$$

Первое уравнение этой системы описывает прямую, проходящую через точки O и M . Угловой коэффициент a отрезка AA' равен:

$$a = \frac{d_0(1 + \cos \alpha) - D_0(1 + \sin \beta)}{d_0 \sin \alpha + D_0 \cos \beta}. \quad (2.79)$$

3) Рассчитываются углы поворота захватного рычага $2 \cdot \gamma$ и K_δ :

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{\sqrt{(x_A - x_A')^2 + (y_A - y_A')^2}}{2\sqrt{(x_A - x_A')^2 + (y_A - y_A')^2}}\right) \quad (2.80)$$

и, учитывая запас открытия рычагов $\kappa = 1, 2, \dots, 1, 4$,

$$K_\delta = (1, 2, \dots, 1, 4) \cdot \delta; \quad (2.81)$$

$$\delta = \frac{\frac{D_0}{2}(1 - \cos \beta)}{\sqrt{(x_A - x_O)^2 + (y_A - y_O)^2}}. \quad (2.82)$$

4) Как показано на рис. 2.23, ход штока должен реализоваться при повороте захватного рычага на угол $2 \cdot \gamma + K_\delta$. Значение хода штока должно попадать в стандартный ряд ходов штоков гидроцилиндров. Одновременно необходимо задаться длиной рычага гидроцилиндра ρ (OC) на ККС и определить значение угла μ по ККС (угол между осью $O\zeta$ и линией OC , где OC является продолжением линии AO).

5) Рассчитываются координаты точек C_1, C_2, C_3 рычага гидроцилиндра OC :

$$\zeta_{C_1} = \rho \cdot \cos(\mu + \kappa \cdot \delta), \quad (2.83)$$

$$\zeta_{C_2} = \rho \cdot \cos \mu, \quad (2.84)$$

$$\zeta_{C_3} = \rho \cdot \cos(\mu - 2 \cdot \gamma), \quad (2.85)$$

$$\eta_{C_1} = \rho \cdot \sin(\mu + \kappa \cdot \delta), \quad (2.86)$$

$$\eta_{C_2} = \rho \cdot \sin \mu, \quad (2.87)$$

$$\eta_{C_3} = \rho \cdot \sin(\mu - 2 \cdot \gamma). \quad (2.88)$$

б) Определяется координата $E(x_E, y_E)$ подвеса предварительно выбранного гидроцилиндра к корпусу по максимальному плечу усилия на штоке гидроцилиндра.

Координаты x_E и y_E определяются следующим образом:

- вращением гидроцилиндра относительно точки C_3 на ККС определяется положение точки E ;
- точка E опишет дугу, координаты которой x_E и y_E определяются на ККС.

При компоновке ЗУ всегда возникает дефицит конструктивного пространства. Поэтому следует ограничить размещение гидропривода путем задания области возможных точек подвеса гидроцилиндра к корпусу. Если такая область имеет сложную конфигурацию, то в первом приближении она может задаваться в виде ограничений на координаты точки подвеса E :

$$x_1 \leq x_e \leq x_2, \quad y_1 \leq y_e \leq y_2. \quad (2.89)$$

В соответствии с поставленными задачами необходимо создать как можно более компактную схему ЗУ харвестерной головки и одновременно увеличить плечо усилия на штоке гидроцилиндра.

Значение плеча усилия H на штоке гидроцилиндра равно:

$$H(x_E, y_E) = \frac{|(x_E - x_O) \rho \cdot \sin \mu - (y_E - y_O) \cdot \rho \cdot \cos \mu|}{\sqrt{(x_E - x_O - \rho \cdot \cos \mu)^2 + (y_E - y_O - \rho \cdot \sin \mu)^2}}. \quad (2.90)$$

7) Проверяется условие реализации хода штока гидроцилиндра. Подбирается такая длина рычага ρ или такой угол K_δ , чтобы выполнялось условие $EC_3 = EC_3$.

В этом случае пересчитываются координаты точек C_1, C_2, C_3, E и вносятся изменения в ККС (см. пункт 5).

Максимальная длина гидроцилиндра с полностью выдвинутым штоком:

$$EC_3 = l_1 + L + S, \quad (2.91)$$

где L и l_1 – конструктивные размеры;

S – ход штока гидроцилиндра;

EC_3 – максимальная длина гидроцилиндра с полностью выдвинутым штоком (рис. 2.23).

Максимальная длина гидроцилиндра в системе координат $\eta O \zeta$ запишется в следующем виде:

$$EC_3 = \sqrt{(\zeta_E - \zeta_{C_3})^2 + (\eta_E - \eta_{C_3})^2}, \quad (2.92)$$

где

$$\zeta_E = x_E - x_O,$$

$$\eta_E = y_E - y_O.$$

8) Рассчитывают ограничение OB' (см. выше рис. 2.23), которое исключает пересечение штока выбранного гидроцилиндра с втулкой рычага (точка O) на всем рабочем ходу штока:

$$OB \geq r_{em} + r_{um}, \quad (2.93)$$

где r_{em} – радиус втулки шарнира O ;

r_{um} – радиус штока гидроцилиндра.

$$OB' = \frac{|\zeta_E \eta_{C_3} - \eta_E \zeta_{C_3}|}{Ec_3} > OB. \quad (2.94)$$

Если условие выполняется, то оставляем предварительно выбранный гидроцилиндр. Если нет, то следует изменить координаты подвеса гидроцилиндра x_E и y_E и снова выполнить пересчет по пункту 6.

9) После предварительного выбора гидроцилиндра привода рычага следует проверить, является ли данный гидроцилиндр оптимальным либо следует его поменять. Для этого определяется момент $M1$, необходимый для надежного удержания дерева, и момент Mg , развиваемый приводом (предварительно выбранным гидроцилиндром). Принимается тот гидроцилиндр, у которого момент Mg больше момента $M1$ на всем диапазоне изменения диаметров от d_0 до D_0 , но момент Mg минимальный. Если ранее принятый гидроцилиндр не удовлетворяет данному условию, то необходимо принять другой гидроцилиндр с тем же ходом штока. Последующий пересчет ведется с пункта 6 по пункт 9.

В общем случае достичь полного совпадения максимального момента гидроцилиндра Mg и максимально возможного потребного момента $M1$ (верхней границы моментов) для всех положений захватных рычагов не удастся из-за ограниченного числа варьируемых параметров, конструктивных ограничений и дискретности стандартного ряда типоразмеров гидроцилиндров. Поставленную задачу оптимальной компоновки захватных рычагов можно сформулировать как оптимизационную. Таким образом, необходимо найти такие значения параметров механизма, при которых максимальное значение отношения развиваемого приводом момента к максимально возможному потребному моменту на всем диапазоне изменений диаметров было бы наименьшим, при условии, что это отношение не становится меньше единицы:

$$\min \left(\max \frac{Mg(D)}{M1(D)} - 1 > 0 \right)$$

$$\bar{s}, \bar{d}, \bar{x}, \bar{y},$$

$$d_0 < D < D_0 \quad (2.95)$$

- где $Mg(D)$ – функция развиваемого гидроцилиндром момента;
 $M1(D)$ – функция верхней границы моментов;
 s – ход штока гидроцилиндра;
 d – диаметр поршневой или штоковой полости гидроцилиндра;
 x, y – координаты подвеса опор гидроцилиндра и размеры элементарного рычажного механизма;
 D – диапазон изменений диаметров деревьев.

При решении поставленной задачи на управляемые параметры (компоненты векторов s, d, x, y), исходя из конструктивных соображений и нормативных материалов, необходимо наложить соответствующие областные и функциональные ограничения.

Для определения верхней границы моментов механизма управления рычагами рассчитывается потребный момент M , действующий относительно шарнира соединения рычага и корпуса (см. точка O на рис. 2.24).

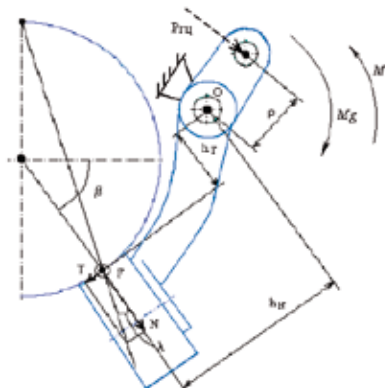


Рис. 2.24. Схема сил, действующих на захватный рычаг

Момент действует в плоскости движения рычага, при этом наибольший момент будет соответствовать захвату дерева максимального диаметра:

$$M1 = N \cdot h_N - T \cdot h_T, \quad (2.96)$$

где N – максимальная потребная сила нормального давления рычага на ствол (см. ниже раздел 3.2);
 T – сила трения рычага о ствол;
 h_N и h_T – плечи действия силы N и T (определяется из ККС).

Сила трения рычага о ствол определяется по следующей формуле:

$$T = N \cdot tg\lambda, \quad (2.97)$$

где угол λ измеряется по ККС (см. выше рис. 2.24).

Момент, развиваемый приводом Mg , определяется по следующей формуле:

$$Mg = F_{ци} \cdot p \cdot h_g \cdot \eta_{кно}, \quad (2.98)$$

где $F_{ци}$ – площадь поршневой или штоковой части гидроцилиндра:

– при работе гидроцилиндра поршневой полостью на обжим дерева:

$$F_{ци} = \pi \frac{D_{порш}^2}{4}; \quad (2.99)$$

– при работе штоковой полостью:

$$F_{ци} = \pi \frac{(D_{порш} - d_{шт})^2}{4}; \quad (2.100)$$

p – давление в гидросистеме;

$\eta_{кно} = 0,95$ – коэффициент полезного действия;

h_g – плечо действия гидроцилиндра в неподвижной системе координат с началом в точке O :

$$h_g = \rho \cdot \cos \gamma. \quad (2.101)$$

Для построения траектории движения точки контакта захватного рычага с деревом необходимо построить окружность, проходящую через точку контакта рычага с деревом максимального диаметра A и точку контакта рычага с деревом минимального диаметра A' (см. выше рис. 2.23). Координаты центра этой окружности X_1 и Y_1 определяются из системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} r = \sqrt{(X_1 - x'_A)^2 + (Y_1 - y'_A)^2}, \\ r = \sqrt{(X_1 - x_A)^2 + (Y_1 - y_A)^2}, \end{array} \right. \quad (2.102)$$

где
$$r = 1.5 \cdot \frac{D_0}{2}. \quad (2.103)$$

Траектория движения точки контакта A захватного рычага с деревом определяется из системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} x^2 + \left[y - \left(\frac{D0}{2} - \frac{D}{2} \right) \right]^2 = \left(\frac{D}{2} \right)^2, \\ (x - X_1)^2 + (y - Y_1)^2 = r^2. \end{array} \right. \quad (2.104)$$

Принимается затем

$$F(D) = f(x, y).$$

На рисунке 2.25 в качестве примера показана траектория движения точки A .

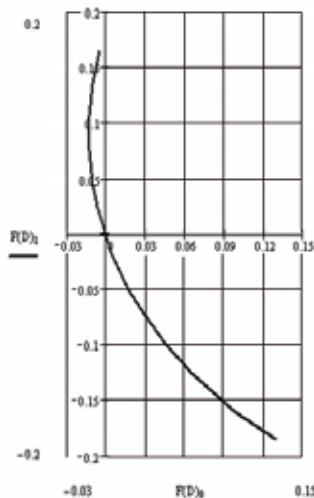


Рис. 2.25. Траектория движения точки контакта рычага с деревом A при изменении диаметра обхватываемых деревьев от $d_0 = 0.06$ м до $D_0 = 0.45$ м и углах обхвата деревьев $\alpha = 10^\circ$ и $\beta = 55^\circ$

Изменение диаметра обхватываемых деревьев с шагом 0.01 м запишется следующим образом:

$$n = \frac{D_0 - d_0}{0.01}, \quad j = 0 \dots n;$$

$$D_j = d_0 + 0.01 \cdot j. \quad (2.105)$$

Изменение координаты точки $A (x_A, y_A)$ запишется в следующем виде:

$$x_{A_j} = F(D_j)_0, \quad (2.106)$$

$$y_{A_j} = F(D_j)_1. \quad (2.107)$$

Изменение координаты центра дерева $O_1(x_{O_1}, y_{O_1})$:

$$x_{O1_j} = 0, \quad (2.108)$$

$$y_{O1_j} = \left(\frac{D_0}{2}\right) - \frac{D_j}{2}. \quad (2.109)$$

Изменение угла обхвата деревьев равно:

$$\beta'_j = \arccos \left(\frac{(x_{A_j} - x_{O1_j})}{\sqrt{(x_{A_j} - x_{O1_j})^2 + (y_{A_j} - y_{O1_j})^2}} \right). \quad (2.110)$$

Наименьший угол обхвата β'_j соответствует углу обхвата дерева максимального диаметра β (см. выше рис. 2.23).

Изменение плеча действия силы нормального давления рычага на ствол N равно:

$$hN_j = \frac{\left| (yA1_j - yO1_j) \cdot xA1_j - (xA1_j - xO1_j) \cdot yA1_j - \rightarrow \right.}{\sqrt{(xA1_j - xO1_j)^2 + \rightarrow}} \rightarrow$$

$$\frac{\rightarrow - xO \cdot yA1_j + yO1_j xO + yO \cdot xA1_j - xO1_j \cdot yO \left| \right.}{\rightarrow + (yA1_j - yO1_j)^2},$$
(2.111)

где xO и yO координаты точки O крепления рычага на корпусе харвестерной головки.

Изменение плеча действия силы трения T определяется:

$$hT_j = \frac{\left| (xA1_j - xO1_j) \cdot xO + (yA1_j - yO1_j) \cdot yO + \rightarrow \right.}{\sqrt{(xA1_j - xO1_j)^2 + \rightarrow}} \rightarrow$$

$$\frac{\rightarrow + (xO1_j \cdot xA1_j - xA1_j^2 + yO1_j \cdot yA1_j - yA1_j^2) \left| \right.}{\rightarrow + (yA1_j - yO1_j)^2}.$$
(2.112)

Изменение угла λ равно:

$$\lambda_j = \left[\frac{(xA1_j - xO1_j)^2 + (yA1_j - yO1_j)^2 \times \rightarrow}{\sqrt{(xA1_j - xO1_j)^2 + (yA1_j - yO1_j - \sqrt{(xO1_j - xA1_j)^2 + (yO1_j - yA1_j)^2})^2} \times \rightarrow} \right]$$

$$\frac{\rightarrow \times (yA1_j - yO1_j - \sqrt{(xO1_j - xA1_j)^2 + (yO1_j - yA1_j)^2})}{\rightarrow \times \sqrt{(xA1_j - xO1_j)^2 + (yA1_j - yO1_j)^2}} \left. \right]$$
(2.113)

Длина рычага Lp при захвате дерева максимального диаметра определяется:

$$Lp = \sqrt{(xO - x_A)^2 + (yO - y_A)^2}.$$
(2.114)

Длина рычага lp при захвате дерева минимального диаметра равна:

$$lp = \sqrt{(xO - x'_A)^2 + (yO - y'_A)^2};$$

$$Lp = lp.$$
(2.115)

Изменение угла поворота рычага при захвате деревьев:

$$\gamma_j = \arccos \left[\frac{Lp^2 + lp^2 - (xA1_j - x_A)^2 - (yA1_j - y_A)^2}{2 \cdot Lp \cdot lp} \right].$$
(2.116)

Изменение плеча ρ действия усилия $P_{гц}$, развиваемого гидроцилиндром (см. выше рис. 2.24)

$$hg_j = \rho \cdot \cos \gamma_j. \quad (2.117)$$

Потребный момент механизма управления рычагами равен:

$$M1_j = N_j \cdot hN_j - T_j \cdot hT_j, \quad (2.118)$$

где N – максимальная потребная сила нормального давления рычага на ствол;
 T – сила трения рычага о ствол.

Сила трения рычага о ствол определяется:

$$T_j = N_j \cdot tg \lambda_j. \quad (2.119)$$

Момент, развиваемый приводным гидроцилиндром:

$$Mg_j = F_{гц} \cdot hg_j \cdot p \cdot 10^6 \cdot \eta_{кнд}. \quad (2.120)$$

Ниже в качестве примера представлены графики (рис. 2.26), которые показывают зависимости изменения соответствующих параметров от диаметра обхватываемого дерева при изменении последнего от $d_0 = 0.06 м$ до $D_0 = 0.45 м$.

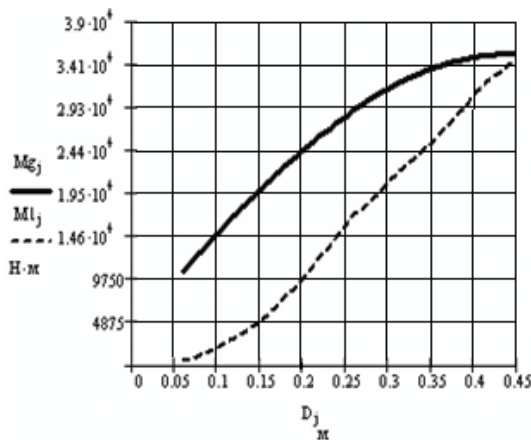


Рис. 2.26. График зависимости момента, развиваемого гидроцилиндром, и верхней границы моментов от диаметра обхватываемого дерева при изменении последнего от $d_0 = 0.06 м$ до $D_0 = 0.45 м$.

2.2.1.2 Обоснование расчетного случая нагружения захватных рычагов

При выполнении всех технологических операций (особенно в процессе валки и перемещения срезанного дерева в харвестерной головке) захватные рычаги должны обеспечивать надежное удержание дерева, исключая проскальзывание его относительно захватных рычагов и корпуса. Это же требование является ключевым при расчете любых захватных устройств.

Рассмотрим наиболее тяжелые режимы работы ЗУ и определим потребную силу N_1 прижима рычага в точке контакта рычага с деревом. Режим с максимальным значением этой силы принимаем за расчетный.

Наиболее опасными являются следующие режимы:

- натяг дерева при его срезании;
- отрыв дерева от пня после срезания;
- перенос дерева в вертикальном положении;
- подтаскивание дерева за комель при волоочащейся вершине;
- наклон дерева в положение от машины.

Натяг дерева при его срезании

На рисунке 2.27 показана схема натяга дерева при срезании.

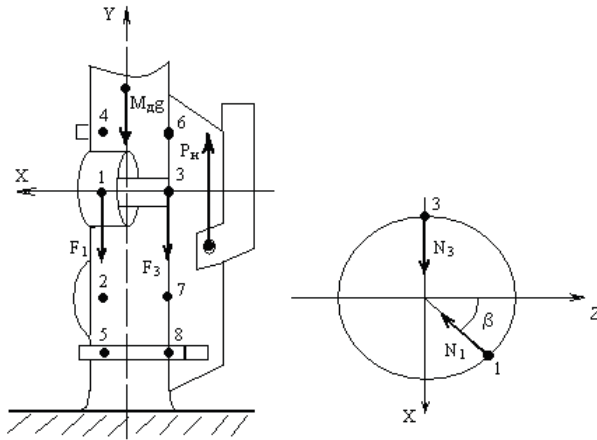


Рис. 2.27. Расчетная схема натяга дерева захватными рычагами при срезании

Условие, исключающее проскальзывание захватных рычагов по стволу при натяге, запишется следующим образом:

$$F_{mp} \geq P_n, \quad (2.121)$$

где F_{mp} – суммарная сила трения дерева о захватные рычаги и корпус, H ;
 P_n – усилие натяга, H .

Величина усилия натяга должна обеспечить беззажимное срезание дерева и удержание его от оседания. Поэтому необходимо приложить такое вертикальное усилие, которое было бы равно силе тяжести самого дерева или несколько больше его.

На рисунке 2.27 указаны восемь точек контакта, в которых происходит зажим ствола при натяге дерева. В данном режиме сучкорезные ножи также служат для захвата дерева, обеспечивая более надежное его удержание.

Предполагаем, что сила трения F равномерно распределена между контактными точками. Допускаем, что коэффициенты трения захватных рычагов и сучкорезных ножей в этих точках равны. Прижимные ролики и ножи стальные.

Суммарная сила трения F_{mp} определяется по формуле:

$$F_{mp} = n \cdot (F_3 + F_1), \quad (2.122)$$

где n – число захватов (плоскости, где располагаются захватные рычаги) на рисунке 2.27, $n = 4$;

F_3 – сила трения корпуса о ствол дерева в контактной точке 3, направленная вдоль ствола;

F_1 – сила трения ролика о ствол в контактной точке 1, направленная вдоль ствола.

Сила трения в контактной точке 1 F_1 определяется по формуле:

$$F_1 = N_1 \cdot \mu, \quad (2.123)$$

где N_1 – сила прижима рычага с роликом к стволу;

$\mu = 0,57 \dots 0,63$ – коэффициент трения стального ролика о ствол дерева.

$$F_3 = N_3 \cdot \mu, \quad (2.124)$$

где N_3 – сила нормального давления корпуса харвестерной головки на ствол дерева;

$\mu = 0,57 \dots 0,63$ – коэффициент трения корпуса о ствол дерева.

Для определения силы N_3 составим уравнение проекций всех сил на ось X (см. рис 2.27).

$$N_3 - N_1 \cdot \sin \beta = 0.$$

Откуда N_3 равна:

$$N_3 = N_1 \cdot \sin \beta, \quad (2.125)$$

где β – угол обхвата, град.

Граничное условие удержания дерева при натяге запишется:

$$F_{mp} = P_n = M_\delta \cdot g \cdot k_n, \quad (2.126)$$

где $M_\delta \cdot g$ – сила тяжести дерева, H ;
 M_δ – масса расчетного дерева, кг;
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;
 $k_n = 1,3$ – коэффициент запаса натяга.

$$M_\delta = k \cdot V, \quad (2.127)$$

где k – коэффициент отношения массы дерева к объему хлыста ($\text{кг} / \text{м}^3$), значение которого (в $\text{т} / \text{м}^3$) для деревьев второго разряда лесов приведено на рисунке 1.3 [48];
 V – объем ствола (хлыста), м^3 .

Объем ствола для заданного диаметра на высоте груди $D_{1,3}$ зависит от высоты дерева и его породы. При проведении проективных расчетов объем хлыста можно приблизительно оценить по диаграмме (см. рис. 1.2 [48]).

Тогда из условия граничного удержания дерева потребная сила прижима N_1 определяется:

$$N_1 = \frac{M_\delta \cdot g \cdot k_n}{n \cdot \mu \cdot (\sin \beta + 1)}, \quad (2.128)$$

где $n = 4$.

Если у харвестерной головки захватные рычаги с роликами располагаются в одной горизонтальной плоскости, число захватов (плоскостей) – n и в плоскостях располагаются по два захватных рычага (например рычаги с ножами), то сила прижима N_1 равна:

$$N_1 = \frac{M_\delta \cdot g \cdot k_n}{2 \cdot n \cdot \mu \cdot (\sin \beta + 1)}. \quad (2.129)$$

Отрыв дерева от пня после срезания

Расчетная схема данного режима представлена на рисунке 2.28.

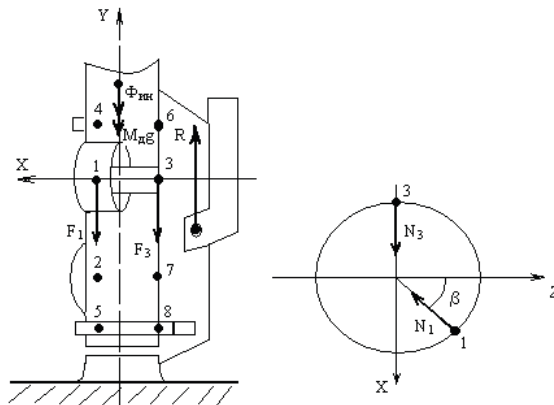


Рис. 2.28. Расчетная схема отрыва дерева от пня

При отрыве дерева от пня на него действует сила R :

$$R = M_{\delta} \cdot g + \Phi_{ин}, \quad (2.130)$$

где $\Phi_{ин}$ – сила инерции, H .

$$\Phi_{ин} = M_{\delta} \cdot W, \quad (2.131)$$

где $W = 0.5 \cdot g$ – ускорение отрыва дерева от пня, m/c^2 .

Тогда R равна:

$$R = M_{\delta} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{W}{g}\right). \quad (2.132)$$

Предполагаем, что сила трения F равномерно распределена по всем восьми контактным точкам, т. е. $F_1 = F_2 = \dots = F_8$.

Граничное условие удержания дерева запишется:

$$k \cdot F_1 = R, \quad (2.133)$$

где $k = 8$ – количество контактных точек.

$$F_1 = N_1 \cdot \mu. \quad (2.134)$$

Тогда граничное условие примет следующий вид:

$$k \cdot N_1 \cdot \mu = M_{\delta} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{W}{g}\right). \quad (2.135)$$

Потребная сила прижима N_1 определяется:

$$N_1 = \frac{M_{\delta} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{W}{g}\right)}{k \cdot \mu}. \quad (2.136)$$

Перенос дерева в вертикальном положении.

При переносе дерева в вертикальном положении на него действуют силы веса $M_{\delta} \cdot g$ и инерции $\Phi_{ин}$ (рис. 2.29), которые стремятся, создавая момент относительно точки 8 нижнего захвата, разжать захватные рычаги и ножи верхнего уровня.

Центробежная сила $\Phi_{ин}$ определяется:

$$\Phi_{ин} = M_{\delta} \cdot (\omega^2 \cdot L), \quad (2.137)$$

где $\omega = 0,5$ – угловая скорость поворота манипулятора в горизонтальной плоскости, c^{-1} ;
 L – вылет манипулятора, m .

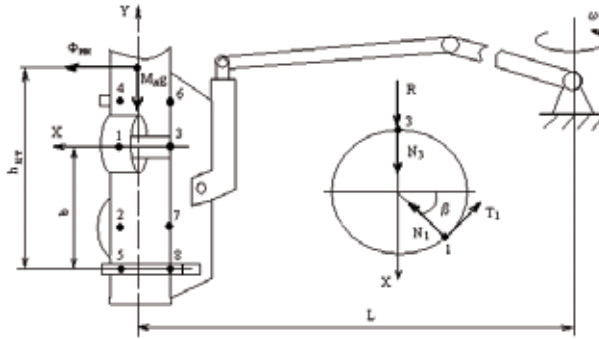


Рис. 2.29. Расчетная схема переноса дерева

Момент M_8 , стремящийся разжать захватные рычаги верхнего уровня, определяется по формуле:

$$M_8 = M_\delta \cdot (\omega^2 \cdot L) \cdot h_{ум} + M_\delta \cdot g \cdot \frac{D_0}{2}, \quad (2.138)$$

где $h_{ум}$ – высота координаты центра масс дерева, м [48];
 D_0 – диаметр дерева в плоскости срезания, м.

За верхний уровень захватных рычагов принимаем захват с ножом и захватный рычаг с протаскивающим роликом.

Сила R стремится разжать верхний уровень захватных рычагов. Граничным условием удержания дерева в захватном устройстве является следующее:

$$N_3 = 0.$$

Сила R , стремящаяся разжать верхний рычаг, определяется:

$$R = \frac{M_8}{b}, \quad (2.139)$$

где b – расстояние между нижним захватом и верхним, м.

Потребная сила прижима захватного рычага к стволу дерева определяется из уравнения проекций всех сил на ось X (см. рис. 2.29):

$$R + N_3 - N_1 \cdot \sin \beta - T_1 \cdot \cos \beta = 0,$$

где N_1 – сила нормального давления корпуса харвестерной головки на ствол дерева;

T_1 – сила трения в контактной точке 1 в плоскости захвата.

Сила трения T_1 равна:

$$T_1 = N_1 \cdot \mu, \quad (2.140)$$

где $\mu = 0,57 \dots 0,63$ – коэффициент трения стального ролика о ствол дерева.

Тогда сила прижима захватного рычага к стволу дерева N_1 определяется выражением ($N_3 = 0$):

$$N_1 = \frac{M_\delta \cdot (\omega^2 \cdot L) \cdot h_{ум} + M_\delta \cdot g \cdot \frac{D_0}{2}}{b \cdot (\sin \beta + \mu \cdot \cos \beta)}. \quad (2.141)$$

Если у харвестерной головки на верхнем и нижнем уровнях два захватных рычага расположены в одной плоскости (например, на верхнем уровне рычаги с роликами, а на нижнем – рычаги с ножами), тогда имеем:

$$N_1 = \frac{M_d \cdot (\omega^2 \cdot L) \cdot h_{цт} + M_d \cdot g \cdot \frac{D_0}{2}}{2 \cdot b \cdot (\sin \beta + \mu \cdot \cos \beta)}. \quad (2.142)$$

Подтаскивание дерева за комель при волочащейся вершине

В этом режиме рассматривается подтаскивание расчетного дерева максимального диаметра на подъем $15^\circ \dots 20^\circ$ с ускорением $0,5 \cdot g$ (рис. 2.30). При этом дерево стремится вырваться из захватного устройства, чему способствуют сила трения кроны о землю, сила инерции и продольная составляющая силы веса дерева. Дерево в захватном устройстве необходимо обжать рычагами так, чтобы суммарная сила трения элементов захватного устройства о ствол в продольном направлении превышала силы, стремящиеся вырвать дерево.

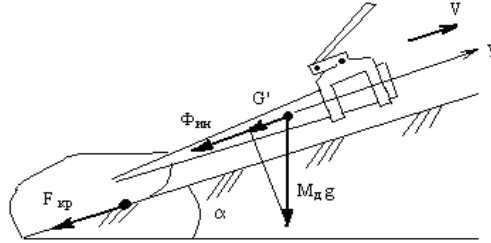


Рис. 2.30. Схема сил, действующих на дерево

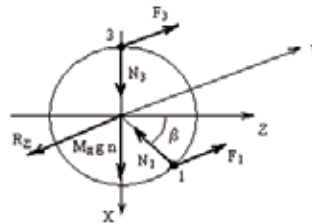


Рис. 2.31. Схем сил, действующих на дерево со стороны захватного устройства в плоскости верхнего рычага с роликом

Суммарная сила R_Σ , стремящаяся вырвать дерево из захватного устройства, действующая вдоль уклона, равна:

$$R_\Sigma = F_{кр} + \Phi_{ин} + G^1, \quad (2.143)$$

где

$$F_{кр} = M_d \cdot g \cdot (1 - n^1) \cdot \cos \alpha \cdot f_{вол}, \quad (2.144)$$

где $n^1 = 0,45$ – доля силы веса дерева, приходящаяся на захватное устройство;
 $f_{вол} = 0,65 \dots 0,9$ – коэффициент сопротивления волочению кроны;
 α – угол уклона местности, град.

$$\Phi_{ин} = M_d \cdot 0,5 \cdot g; \quad (2.145)$$

$$G^1 = M_d \cdot g \cdot \sin \alpha. \quad (2.146)$$

Тогда суммарная сила R_Σ определяется:

$$R_\Sigma = M_d \cdot g \cdot \left[(1 - n^1) \cdot \cos \alpha \cdot f_{вол} \right] + \frac{W}{g} + \sin \alpha. \quad (2.147)$$

Суммарная сила трения $F_{мп}$ элементов захватного устройства о ствол равна:

$$F_{mp} = n \cdot (F_3 + F_1), \quad (2.148)$$

где $n = 4$ – число захватов (плоскости, где располагаются захватные рычаги).

Значение сил F_1 и F_3 приведено в формулах 2.123 и 2.124 соответственно.

В плоскости захвата на дерево действует сила $M_D \cdot g \cdot n^1$.

Составим уравнение проекций всех сил на ось X (см. выше рис. 2.31):

$$N_3 + M_D \cdot g \cdot n^1 - N_1 \cdot \sin \beta = 0.$$

Откуда N_3 равна:

$$N_3 = N_1 \cdot \sin \beta - M_D \cdot g \cdot n^1. \quad (2.149)$$

Граничное условие удержания дерева запишется:

$$F_{mp} = R_\Sigma.$$

Тогда граничное условие удержания дерева примет следующий вид:

$$n \cdot [(N_1 \cdot \sin \beta - M_D \cdot g \cdot n^1) \cdot \mu + N_1 \cdot \mu] = R_\Sigma.$$

Сила прижима захватного рычага к стволу дерева N_1 определяется:

$$N_1 = \frac{\frac{R_\Sigma}{\mu \cdot n} + M_D \cdot g \cdot n^1}{(1 + \sin \beta)}. \quad (2.150)$$

Когда у харвестерной головки на верхнем и нижнем уровнях два захватных рычага расположены в одной плоскости, то сила прижима N_1 определяется следующим образом:

$$N_1 = \frac{\frac{R_\Sigma}{\mu \cdot n} + M_D \cdot g \cdot n^1}{2 \cdot (1 + \sin \beta)}. \quad (2.151)$$

Наклон дерева в положение от машины

Расчетная схема данного режима представлена на рис. 2.32.

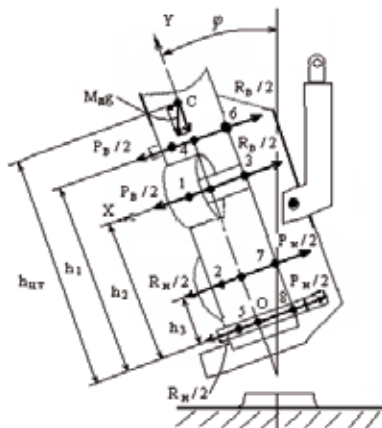


Рис. 2.32. Расчетная схема при наклоне дерева

На рисунке 2.32 точка C – это координата центра масс дерева.

1) Силу прижима захватных рычагов N_1 определим из условия, что суммарная сила трения ствола дерева о захватные рычаги и корпус харвестерной головки должна быть больше или равна продольной составляющей силы веса дерева:

$$F_{mp} \geq M_d \cdot g \cdot \cos \varphi,$$

где F_{mp} – суммарная сила трения рычагов и корпуса о ствол дерева, H ;
 M_d – масса расчетного дерева, $кг$;
 φ – угол наклона дерева от вертикали, $град$.

Для инженерных расчетов можно с некоторым приближением допустить, что половина составляющей веса дерева реализуется в верхнем уровне захватов, а другая половина – трением, т. е. выполняется условие:

$$F_{mp} = F_{mp''} \geq \frac{M_d \cdot g \cdot \cos \varphi}{2}.$$

В данном режиме расчет силы прижима ведем для рычагов верхнего уровня. Допускаем, что сила трения F равномерно распределена между всеми контактными точками.

Сила трения F_{mp} в верхнем захвате определяется по формуле:

$$F_{mp} = n \cdot (F_3 + F_1), \quad (2.152)$$

где $n = 2$ – число плоскостей захватных рычагов;
 $F_3 = N_3 \cdot \mu$ – сила трения корпуса о ствол дерева в контактной точке 3, направленная вдоль ствола, H ;
 $F_1 = N_1 \cdot \mu$ – сила трения захватного рычага с роликом о ствол дерева в контактной точке 1, направленная вдоль ствола, H .

Тогда N_1 равна:

$$N_1 = \frac{M_d \cdot g \cdot \cos \varphi}{4 \cdot \mu} - N_3. \quad (2.153)$$

2) Для определения силы нормального давления корпуса на ствол N_3 составим уравнение проекций всех сил на ось X (см. рис. 2.33):

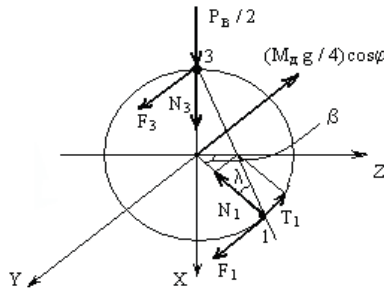


Рис. 2.33. Схема сил

$$\frac{P_e}{2} + N_3 - T_1 \cdot \cos \beta - N_1 \cdot \sin \beta = 0,$$

$$T_1 = N_1 \cdot \operatorname{tg} \lambda, \quad (2.154)$$

где угол λ берется из ККС, $град$.

Откуда N_3 равна:

$$N_3 = N_1 \cdot (\operatorname{tg} \lambda \cdot \cos \beta + \sin \beta) - \frac{P_6}{2}. \quad (2.155)$$

3) Определим усилие P_6 , с которым наклонное дерево давит на рычаги верхнего уровня, стремясь их разжать (см. рис. 2.32). Составим уравнение моментов сил, действующих на дерево, относительно точки O .

$$-\frac{R_n}{2} \cdot h_3 + \frac{R_6}{2} \cdot h_2 + \frac{R_6}{2} \cdot h_1 - M_0 \cdot g \cdot \sin \varphi \cdot h_{um} = 0.$$

Полагая $P_6 = R_6$ и $P_n = R_n$, получим, что P_6 равна:

$$P_6 = 2 \cdot \frac{\left(\frac{P_n}{2} \cdot h_3 + M_0 \cdot g \cdot \sin \varphi \cdot h_{um} \right)}{h_2 + h_1}. \quad (2.156)$$

4) Составим уравнение проекций всех сил на ось X для захватного рычага с ножом, расположенного на нижнем уровне (рис. 2.34):

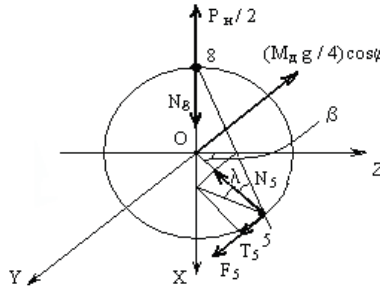


Рис. 2.34. Силы, действующие на захватный рычаг с ножом

$$-\frac{P_n}{2} + N_8 - N_5 \cdot \sin \beta + T_5 \cdot \cos \beta = 0.$$

Полагаем, что сила прижима захватного рычага с ножом $N_5 = N_l$ (тогда $T_5 = T_l$) и $N_8 = N_3$.
Откуда N_3 равна:

$$N_3 = N_1 \cdot [\sin \beta - \operatorname{tg} \lambda \cdot \cos \beta] + \frac{P_n}{2}. \quad (2.157)$$

Решая систему из четырех уравнений, определяем силу прижима захватных рычагов N_l для положений ствола дерева при угле φ от 0° до 90° :

$$\left\{ \begin{array}{l} N_1 = \frac{M_d \cdot g \cdot \cos \varphi}{4 \cdot \mu} - N_3; \\ N_3 = N_1 \cdot (\operatorname{tg} \lambda \cdot \cos \beta + \sin \beta) - \frac{P_6}{2}; \\ P_6 = 2 \cdot \frac{\left(\frac{P_n}{2} \cdot h_3 + M_d \cdot g \cdot \sin \varphi \cdot h_{um} \right)}{h_2 + h_1}; \\ N_3 = N_1 \cdot [\sin \beta - \operatorname{tg} \lambda \cdot \cos \beta] + \frac{P_n}{2}. \end{array} \right. \quad (2.158)$$

При значениях угла φ , близких к 90° , при наклоне дерево касается кроной земли и на захватные рычаги харвестерной головки действует не весь вес дерева, а приблизительно половина. Поэтому необходимо сначала определить угол φ' (в град.), при котором крона касается земли (см. рис. 2.35).

$$\varphi' = 90^\circ - \arctg \left(\frac{\frac{D_k}{2}}{H - H_k} \right), \quad (2.159)$$

где H – расчетная высота дерева, м (определяется по таблице 1.1 [48] для заданного диаметра на высоте груди и второго разряда высот);

$D_k = 0,2 \cdot H$ – наибольшая ширина кроны, м;

$H_k = 0,6 \cdot H$ – высота кроны, м.

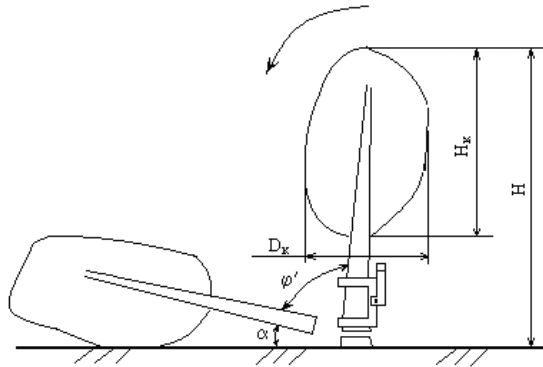


Рис. 2.35. Наклон дерева

Наибольшая сила прижима N_1 соответствует значению угла φ , меньшему φ' , но близкому к нему.

Для харвестерной головки, у которой на верхнем и нижнем уровнях захватные рычаги располагаются в одной плоскости (см. рис. 2.36), сила прижима определяется исходя из трех приведенных ниже условий.

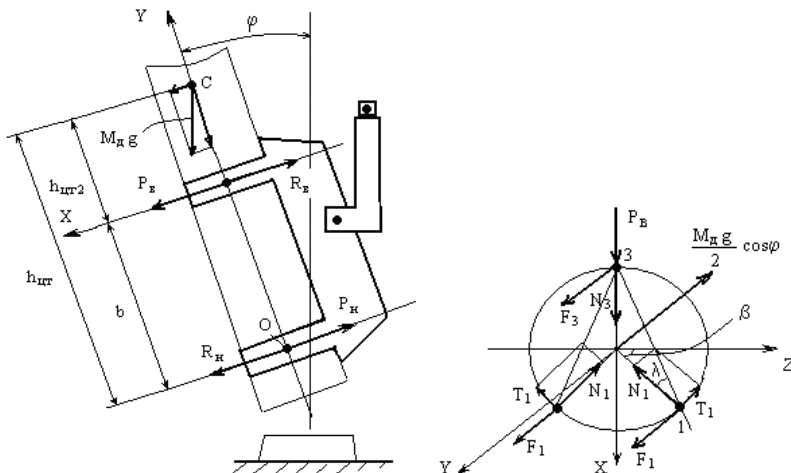


Рис. 2.36. Расчетная схема

1) Выполняется условие:

$$F_{mp} = F_{mp''} \geq \frac{M_d \cdot g \cdot \cos \varphi}{2}.$$

В данном режиме расчет силы прижима ведем для рычагов верхнего уровня, т. к. для них требуется усилие прижима больше, чем для рычагов нижнего уровня.

Сила трения F_{mp} в верхнем захвате (уровне) определяется по формуле:

$$F_{mp} = F_3 + 2 \cdot F_1. \quad (2.160)$$

2) Для определения силы нормального давления корпуса на ствол N_3 составим уравнение проекций всех сил на ось X (см. выше рис. 2.36):

$$N_3 + P_e - 2 \cdot T_1 \cdot \cos \beta - 2 \cdot N_1 \cdot \sin \beta = 0.$$

Тогда

$$N_3 = 2 \cdot T_1 \cdot \cos \beta + 2 \cdot N_1 \cdot \sin \beta - P_e. \quad (2.161)$$

3) Определим усилие P_e , с которым наклонное дерево давит на рычаги верхнего уровня, стремясь их разжать (рис. 2.36):

Составим уравнение равновесия дерева относительно точки O :

$$R_e \cdot b - M_o \cdot g \cdot \sin \varphi \cdot (h_{ум2} + b) = 0.$$

Откуда, полагая $P_e = R_e$, получаем:

$$P_e = M_o \cdot g \cdot \sin \varphi \cdot \left(\frac{1 + h_{ум2}}{2} \right). \quad (2.162)$$

Тогда с учетом трех условий сила прижима рычагов к стволу N_1 определяется:

$$N_1 = \frac{M_o \cdot g \cdot \left[\frac{\cos \varphi}{2} + \mu \cdot \sin \varphi \cdot \left(\frac{1 + h_{ум2}}{b} \right) \right]}{2 \cdot \mu \cdot (1 + \mu \cdot \cos \beta + \sin \beta)}. \quad (2.163)$$

N_1 рассчитываем при значении угла φ , меньшего φ' , но близкого к нему.

После определения максимальной потребной силы нормального давления рычага на ствол (максимальная сила прижима рычага к стволу N_1 из рассчитанных выше режимов нагружения ЗУ) необходимо оценить другие силы, характеризующие нагруженность рычага при его взаимодействии с деревом.

2.2.1.3 Силы, действующие на захватный рычаг с вальцом (рис. 2.37)

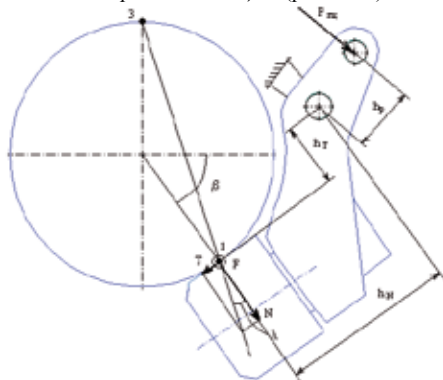


Рис. 2.37. Схема сил, действующих на захватный рычаг

В плоскости, перпендикулярной плоскости рычага, в контактной точке 1 на него действует сила F , равная:

$$F = \mu \cdot N, \quad (2.164)$$

где $\mu = 0,57 \dots 0,63$ – коэффициент трения стального ролика о корпус дерева.

Весом гидромотора в расчетах пренебрегаем.

В плоскости движения рычага он нагружен силой N , действующей со стороны дерева в точке 1. Кроме этой силы в точке 1 возникает сила трения ролика о ствол, действующая в плоскости движения рычага T .

Величина силы T составляет некоторую часть от силы нормального давления и определяется из условия, что линия равнодействующих сил N и T проходит через точки 1 и 3.

$$T = N \cdot \operatorname{tg} \lambda. \quad (2.165)$$

Таким образом, на рычаг в точке 1 действуют три взаимно перпендикулярные силы N, F, T .

Потребное усилие прижима рычага к дереву создается гидроцилиндром. Усилие, развиваемое гидроцилиндром, также определяет напряженное состояние рычага.

При построении ККС по второму способу (оптимизационному) потребное усилие гидроцилиндра не определяется, т. к., решая задачу оптимизации, мы уже подобрали оптимальный гидроцилиндр привода. Необходимо будет рассчитать точное усилие, развиваемое выбранным ранее гидроцилиндром по диаметру D и давлению в гидроприводе p_0 (см. ниже).

При построении ККС по первому способу необходимо будет подобрать гидроцилиндр по потребному ходу штока (из ККС) и потребному диаметру гидроцилиндра (см. ниже).

Для определения потребного усилия гидроцилиндра составим уравнение равновесия рычага относительно шарнира «рычаг – корпус» (см. выше рис. 2.37):

$$N \cdot h_N - T \cdot h_T - P_{\text{ци}} \cdot h_p = 0,$$

где h_N, h_T, h_p – плечи сил, определяемые из ККС, м.

Отсюда потребное усилие гидроцилиндра $P_{\text{ци}}$ равно:

$$P_{\text{ци}} = \frac{N \cdot h_N - T \cdot h_T}{h_p}. \quad (2.166)$$

Для выбора гидроцилиндра необходимо определить диаметр гидроцилиндра.

При работе гидроцилиндра на зажим дерева поршневой полостью его диаметр $D_{\text{ци}}$ (в м) определяется по следующей формуле:

$$D_{\text{ци}} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{ци}}}{\pi \cdot p_0 \cdot 10^6}}, \quad (2.167)$$

где $P_{\text{ци}}$ – усилие гидроцилиндра, H ;
 p_0 – давление в гидроприводе, $МПа$.

При работе гидроцилиндра штоковой полостью

$$D_{\text{ци}} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{ци}} \cdot \varphi}{\pi \cdot p_0 \cdot 10^6}}, \quad (2.168)$$

где φ – коэффициент, характеризующий отношение значений площадей поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра;

$\varphi = 1,33$ – для короткоходового гидроцилиндра;

$\varphi = 1,6$ – для длинноходового гидроцилиндра.

Найденная величина диаметра гидроцилиндра округляется в большую сторону.

По величине диаметра и хода штока выбирается стандартный гидроцилиндр.

После этого определяется точное усилие, развиваемое гидроцилиндром.
Для поршневой полости

$$P_{ци} = \frac{\pi \cdot D_{ци}^2}{4} \cdot p_0. \quad (2.169)$$

Для штоковой

$$P_{ци} = \frac{\pi \cdot (D_{ци}^2 - d_{ш}^2)}{4} \cdot p_0. \quad (2.170)$$

где $d_{ш}$ – диаметр штока, м.

Корректируется значение сил, нагружающих рычаг.

После определения величины всех сил, действующих на захватный рычаг, находится наиболее опасное сечение рычага, в котором затем рычаг проверяется на прочность [47].

Для определения напряжений в опасном сечении необходимо рассчитать его геометрические характеристики:

- момент инерции J_x относительно оси X , m^4 ;
- момент инерции J_y относительно оси Y , m^4 ;
- площадь сечения S , m^2 ;
- момент инерции при кручении $J_{кр}$, m^4 ;
- момент сопротивления при кручении $W_{кр}$, m^3 ;
- статический момент наружной стенки $S_{ст}^y$ (для коробчатого сварного соединения), необходимый для расчетов сварных швов относительно оси Y , m^3 .

Определение геометрических характеристик проводится по известным формулам курса сопротивления материалов.

2.2.1.4 Расчет шарнирных соединений

Основными шарнирными соединениями захватного устройства являются шарниры «рычаг–корпус», «рычаг–гидроцилиндр» и «гидроцилиндр–корпус» [46].

Шарнирные соединения «рычаг–гидроцилиндр» и «гидроцилиндр–корпус» имеют однотипную конструкцию. В качестве примера рассмотрим такое шарнирное соединение, принципиальная расчетная схема которого показана на рисунке 2.38.

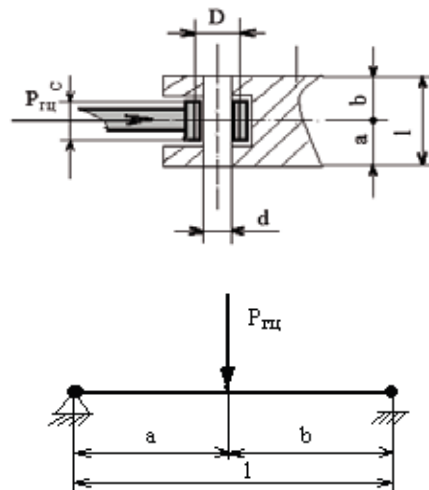


Рис. 2.38. Шарнирное соединение

На палец шарнира действует нормальная к его оси сила $P_{ци}$.

Минимально допустимый диаметр пальца d_n (в м) по условию изгиба определяется по формуле:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot P_{ци} \cdot a \cdot b}{[\sigma] \cdot l}}, \quad (2.171)$$

где a, b, l – размеры шарнирного соединения, принимаются проектировщиком конструктивно (см. рис. 2.38), м;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала пальца, МПа [48].

Если материал пальца сталь 45, то предел текучести для него равен: $\sigma_m = 353$ МПа.

Допускаемое напряжение для материала пальца $[\sigma]$ определяется по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{1.3}. \quad (2.172)$$

Полученное значение диаметра пальца проверяется на срез по формуле:

$$\frac{2 \cdot P_{ци}}{\pi \cdot d_n^2} \leq [\tau], \quad (2.173)$$

где $[\tau] = 0.6 \cdot [\sigma]$ – допускаемое напряжение на срез материала пальца, МПа.

Реальный диаметр пальца принимается большим или равным расчетному с округлением до стандартного ряда. Диаметр пальца нужно сравнить с диаметром отверстия в головке гидроцилиндра d_1 или d_2 [48]. Желательно, чтобы $d_n \approx d_1$ или d_2 .

Наружный диаметр втулки рекомендуется принимать равным:

$$D = 1.2 \cdot d_n. \quad (2.174)$$

Давление пальца на втулку шарнира p определяется по формуле:

$$p = \frac{P_{ци}}{d_n \cdot c} \leq [p], \quad (2.175)$$

где c – ширина втулки (см. выше рис. 2.38);

$[p]$ – допускаемое удельное давление на втулку, МПа. Для стальных втулок $[p] = 50 \dots 60$ МПа, для бронзовых – $[p] = 15 \dots 30$ МПа.

2.2.2 Проектирование и расчет цепного срезającego устройства

В качестве срезających и раскрывающих устройств наибольшее распространение получили цепные консольные пилы. Эти пильные механизмы применяются также в большинстве машин для валки деревьев, для раскрывки хлыстов на процессорах, для разделки бревен на чураки в машинах для заготовки дров и т. д. (рис. 2.39)

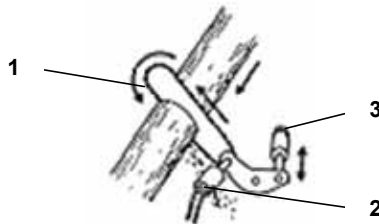


Рис. 2.39 - Схема работы цепной консольной пилы: 1 – пильная шина с цепью, 2 – гидромотор привода цепи, 3 – гидроцилиндр надвигания пилы

2.2.2.1 Характеристики цепей и компоновка срезających устройств

В таблице 2.1 в качестве примера приведены сравнительные характеристики цепных срезающих устройств некоторых моделей харвестерных головок.

Таблица 2.1. Характеристики цепных срезающих устройств

Марка харвестерной головки	Мощность, кВт	Максимальный диаметр среза, D_{max} , мм	Скорость резания, $V_{рез}$, м/с	Параметры шины, шаг (") /длина, мм
John Deere H754	40	550-620	40	0,404/640-750
John Deere 745	45	550-620	40	0,404/640-750
John Deere 758HD	40	650-720	40	0,404/750-825
Log Max 928	40	420	38	0,404/480
Log Max 5000D	40	570, 630*	38	0,404/640, 750*
AFM 60	45	750	40	0,404/820
AFM 58 Husky	45	730	40	0,404/750
AFM 50 Corona	45	580	40	0,404/670
Ponsse H8	45	640-720	40	0,404/750-820
Ponsse H53	45	520	44	0,404/640
Ponsse H60	45	520	44	0,404/640
Ponsse H73	45	640-720	44	0,404/750

Примечание: * – параметры дополнительной пилы.

На харвестерных головках, например, пильная шина расположена на специальной консольной балке, которая служит также защитным кожухом для пильного механизма и механизма надвигания. Длина шины зависит от диаметра спиливаемого дерева.

По конструктивному исполнению на цепных срезающих устройствах наибольшее применение получили шины с направляющим элементом вращения на консольной ее части и по способу направления движения пильной цепи – с направляющим пазом. Форма шины, как правило, симметричная, прямая с уширением посередине и сужением к направляющему концевому элементу корпуса шины. Опыт эксплуатации цепных консольных пил показал, что такая конструкция надежна в работе и потери на трение цепи о пильную шину минимальные.

Цепи применяются в основном с шагом 0,404" (10 мм). Скорость пиления цепи находится в пределах от 35 до 45 м/с. Привод цепей гидравлический. Мощность гидромотора составляет 40 – 80 кВт. В основном применяются аксиально-поршневые гидромоторы, позволяющие достичь необходимой скорости резания. К достоинству этих гидромоторов можно отнести:

- большой диапазон изменения частоты вращения (0...5000 об/мин.);
- высокий КПД: $\eta = 0.97$;
- малую удельную массу (менее 200 г/кВт);
- быстрый реверс;
- высокий ресурс.

К основным недостаткам данных насосов можно отнести требования к высокому качеству и чистоте рабочей жидкости и высокую стоимость.

Механизм надвигания (подачи) шины в основном рычажного типа. Скорость подачи до 6 м/с. Такой скоростной режим необходим для получения ровного среза без сколов.

К конструкции цепного срезающего устройства предъявляются следующие требования [6, 8]:

- резание должно производиться без сколов;
- отсутствие зажима пильной шины в пропиле.

Это может быть выполнено путем сочетания технологических характеристик (скорости резания и скорости подачи) и конструктивных особенностей (расположение оси ведущей звездочки).

Для избежания врезания пильной цепи в древесину в процессе пиления и заклинивания пилы, необходимо обеспечить рациональное сочетание скорости резания и подачи. Получить необходимую скорость подачи можно использованием рычажного механизма подачи: гидроцилиндр и рычаг.

Положение оси ведущей звездочки должно быть таким, чтобы пильную шину не заклинивало в пропиле в процессе резания. Шина должна проворачиваться относительно оси звездочки сверху вниз, а конечное положение ее должно быть близким к горизонтальному.

В настоящее время лидерами в исследованиях и разработке подобных режущих органов являются компании «Oregon», «Iggesund Forest», «Carlton», «Windsor Forestry Tools LLS» и др.

Например, «Oregon» предлагает три типа цепей (рис. 2.40) с шагом 0,404", специально предназначенных для харвестеров: 16H (шириной 1,6 мм), 18H (шириной 2,0 мм), 59AC (шириной 1,6 мм).

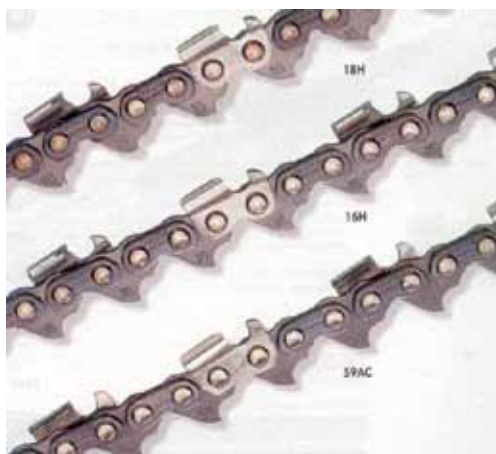


Рис. 2.40. Пильные цепи 18H, 16H и 59AC

Цепи 16H и 18H обладают характеристиками реза Micro-chisel, т. е. подходят для тяжелых условий работы, но с простым техническим обслуживанием. Проекция резцов и соединительных звеньев цепи 18H в 2,5 раза длиннее, чем у цепи 16H, что позволяет увеличить поверхность контакта с рельсами направляющей шины и таким образом повысить долговечность направляющей шины. Цепь 59AC имеет стандартные резцы Micro-Bit, которые позволяют использовать цепь при работе с твердой древесиной. Применяемые соединительные звенья с системой LubriLinkT обеспечивают повышенную прочность цепи на изгиб и улучшенную смазку.

Характеристики приведенных пильных цепей указаны в таблице 2.2.

Таблица 2.2. Сравнительные характеристики пильных цепей фирмы «Oregon»

Тип цепи	Режущее звено	Шаг цепи, дюймы (")	Ширина паза шины, (") / мм	Толщина ведущего звена, (")/мм
18H	Micro-chisel	0,404	0,080/2,0	0,080/2,0
16H	Micro-chisel	0,404	0,063/1,6	0,063/1,6
59AC	Micro-Bit	0,404	0,063/1,6	0,063/1,6

«Iggesund Forest» выпускает три типа цепей для харвестеров из особого никель-стального сплава и покрытых хромом, что обеспечивает цепи большую жесткость и длительность эксплуатации (например цепи *B3* (1,6 мм), *B5* (2,0 мм), *G7* (3/4”)).

«Carlton» предлагает для харвестеров цепи *B2H* (1,5 мм) и *B3H* (1,6 мм) с шагом 0,404”. Цепи отличаются увеличенной длиной режущих кромок. Все звенья цепи при изготовлении проходят обработку в дробеструйной установке путем наклепа поверхности потоком дроби, что способствует повышению ее твердости.

«Windsor Forestry Tools LLS» изготавливает цепи из запатентованного сплава для повышения их ударопрочности, пластичности, термостойкости и устойчивости к растяжениям. Цепи также отличаются увеличенной длиной режущих кромок. Режущие кромки цепей, предназначенные для применения на машинной валке и раскряжевке, дополнительно покрываются твердым хромовым сплавом с целью снижения их износа, например цепи серий *HC* (1,6 мм), *2HC* (2 мм) с шагом 0,404”, *3HC* (3,1 мм) с шагом 0,750”.

Фирма «Oregon», например, выпускает также специальные шины для харвестеров (рис. 2.41):

- монолитные направляющие шины;
- высокоскоростные ламинированные направляющие шины;
- направляющие шины специального назначения.



Рис. 2.41. Монолитные направляющие шины для харвестеров

Монолитные направляющие шины харвестеров предназначены для тяжелых условий работы. Корпус шины изготовлен из специальной легированной стали. Он обладает жесткостью в сочетании с повышенной устойчивостью рельса направляющей шины к износу и сколам в условиях высоких подач в холодную погоду. Минимальная длина изготавливаемых шин 42 см, а максимальная – 132 см.

Высокоскоростные ламинированные направляющие шины предназначены для высокоскоростных силовых режимов при высоких подачах. Эти шины выпускаются длиной 64 см и 75 см.

Направляющие шины специального назначения позволяют механизировать процесс пропитки оставляемых пней мочевиной при лесозаготовках. Эта шина поставляется только для паза с шириной 2,0 мм и предназначена для применения с цепью 18H. Направляющие шины имеют минимальную длину 48 см и максимальную – 75 см.

Все эти шины имеют патентованную конструкцию «Cradle™» со звездочкой на конце, которая существенно снижает риск преждевременного отказа звездочки.

Расчетным параметром для определения характеристик срезающего устройства является диаметр ствола в плоскости срезания [48]:

$$D_0 = 1,25 \cdot D_{1,3}, \quad (2.176)$$

где $D_{1,3}$ – диаметр дерева на высоте груди, м.

Основным элементом цепного режущего устройства является пильная цепь, важнейший проектный параметр которой – шаг цепи. Для рубок ухода, например, рекомендуется применять цепи с шагом 10,26 мм (0.404”) и 15 мм, отечественные аналоги – цепи ПЦУ-10,26 и ПЦУ-15М.

Далее определяется диаметр звездочки $D_{зв}$, приводящей цепь в движение, по формуле:

$$D_{зв} = \frac{\Delta}{\sin\left(\frac{90^\circ}{z}\right)}, \quad (2.177)$$

где Δ – шаг цепи, м;

z – число зубьев на ободу звездочки. Для цепей ПЦУ-10,26 и ПЦУ-15М $z = 6-7$.

Скорость надвигания v_n пилы рассчитывается из кинематического соотношения при пилении:

$$\frac{t}{v} = \frac{c}{v_n}, \quad (2.178)$$

где v – необходимая скорость резания, задается проектировщиком;

t – шаг по режущим зубьям, берется из характеристики пильной цепи;

c – подача на зуб, берется там же.

Длина пильной шины L_0 зависит от максимального диаметра расчетного дерева в плоскости среза D_0 и определяется по формуле:

$$L_0 = (1,2..2) \cdot D_0. \quad (2.179)$$

Толщина пильной шины, как правило, меньше толщины цепи на 1 мм.

Форма и размеры пильной шины окончательно уточняются при компоновке срезающего устройства. Рассматривается также вопрос размещения механизма надвигания пилы.

При компоновке срезающего устройства следует обеспечить возможность его нормального функционирования. В конструкции необходимо предусмотреть ограждение, как для пильной шины с цепью, так и для гидромотора.

Остановимся подробнее на компоновке цепного срезающего устройства на раме харвестерной головки.

Компоновку срезающего устройства следует осуществлять так, чтобы перемычка недопила располагалась по направлению валки. Таким образом, при валке дерева и его раскряжке на сортименты устраняется вероятность скола ствола и повреждения древесины. При компоновке необходимо также учитывать наиболее выгодное расположение пильного агрегата с точки зрения наименьших размеров харвестерной головки.

Компоновка цепного срезающего устройства на корпусе производится с использованием компоновочно-кинематической схемы (рис. 2.42). ККС разрабатывается в специальной графической программе с расчетом параметров схемы с помощью оптимизационного ПО.

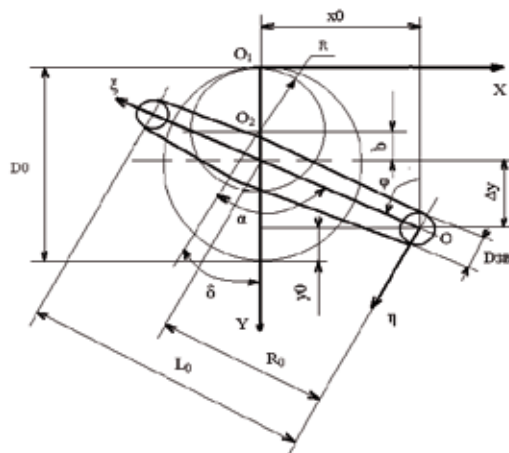


Рис. 2.42. Расчетная схема компоновки срезающего устройства

В принятом для ККС масштабе вычерчиваем окружность, соответствующую максимальному диаметру спиливаемого дерева в комлевой части D_0 . К окружности пристраиваем корпус режущего устройства. Положение оси ведущей звездочки шины определяем путем решения оптимизационной задачи.

Точка крепления гидроцилиндра к корпусу должна быть сконпонована таким образом, чтобы при повороте не было задевания об ограждение пильного устройства.

Вычерчиваем три положения шины (в исходном положении в ограждении, при прохождении 2/3 диаметра и при выходе из пропила по окончании пиления). При этом получим три положения точки крепления гидроцилиндра к рычагу.

Определяя длину дуги поворота рычага, находим необходимую величину хода штока гидроцилиндра. Ход штока выбранного гидроцилиндра должен полностью реализовываться.

Сформулируем задачу оптимизации компоновки пильной шины: требуется обеспечить беззажимное срезание деревьев диаметром $D_{max} \dots D_{min}$ и направленную их валку при следующих условиях:

- определен диаметр ведущей звездочки;
- определена допустимая область размещения оси ведущей звездочки.

Требуется среди множества положений оси ведущей звездочки выбрать такое, при котором происходит наименьшее отклонение воображаемой перемычки недопила от направления действия валочного момента.

Для математического описания поставленной задачи введем неподвижную систему координат O_1, X, Y , связанную с корпусом харвестерной головки, и подвижную систему координат O, η, ζ , связанную с пильной шиной. Ось OY указывает направление действия валочного момента, $O\zeta$ – направление от оси ведущей звездочки.

Центр подвижной системы координат O, η, ζ определяется следующим образом (рис. 2.42):

$$x_0 = \sqrt{R_0^2 - \left(\frac{D_0}{2} - y_0\right)^2}, \quad (2.180)$$

$$y_0 \in \left(\frac{1}{4} \cdot D_0; \frac{1}{2} \cdot D_0\right), \quad (2.181)$$

$$R_0 = L_0 - \frac{D_{зв} + D_0}{2}, \quad (2.182)$$

где R_0 – расстояние от центра подвижной системы координат до центра пропила.

Таким образом, возможные положения оси ведущей звездочки будут удалены от центра пропила на расстояние R_0 . Задавая координату y_0 , мы ограничиваем положение звездочки вдоль оси O_1Y . Координата x_0 показывает наименьшее расстояние от звездочки до центра пропила.

Положение центра окружности O_2 относительно подвижной системы координат O, η, ζ определяется следующим образом:

$$\Delta y = x_0 \cdot \operatorname{tg}(90^\circ - \varphi); \quad (2.183)$$

$$b = \Delta y + y_0 - R = x_0 \cdot \operatorname{tg}(90^\circ - \varphi) + y_0 - R, \quad (2.184)$$

где φ – угол врезания шины.

Центральный угол δ определяется:

$$\delta = \varphi + \alpha - 180^\circ. \quad (2.185)$$

В качестве критерия оценки оптимальной компоновки принимается минимальное значение угла δ при перепиливании дерева максимального диаметра. При этом оптимальная компоновка обуславливается следующим: конечное положение пильной шины должно быть близким к направлению действия валочного момента (ось OY). Таким образом, решение задачи оптимизации запишется в следующем виде:

$$\delta(y_0) = \alpha - 90^\circ - \arctg \left(\frac{\frac{D_0}{2} - y_0}{\sqrt{R_0^2 - (\frac{D_0}{2} - y_0)^2}} \right) \rightarrow \min. \quad (2.186)$$

2.2.2.2 Расчет цепных срезающих устройств

Угловая скорость ω (рад/с) поворота пильной шины равна:

$$\omega = \frac{v_u}{R_0}. \quad (2.187)$$

Усилие резания при пилении P (Н) рассчитывается по следующей формуле:

$$P = k \cdot b \cdot H \cdot \frac{v_u}{v}, \quad (2.188)$$

где k – удельная работа резания при пилении, $МДж/м^3$;
 b – ширина пропила, $м$;
 H – высота пропила ($H = D_0$), $м$;

$$k = k' \cdot a_n \cdot a_z \cdot a_w \cdot a_T, \quad (2.189)$$

где k' – удельная работа резания при распиловке воздушно-сухой сосны, зависящая от подачи на зуб;
 a_n – породный коэффициент (сосна, ель – 1; осина – 0,85; береза – 1,25);
 a_z – коэффициент, зависящий от степени заострения зубьев (при заточке один раз в смену – 1,4; при заточке через смену – 1,7);
 a_w – коэффициент, учитывающий влажность древесины ($a_w = 0,9$ для свежесрубленной древесины);
 a_T – температурный коэффициент (лето – 1; зима – 1,3...1,5).

Тяговое усилие на пильной цепи T определяется по формуле:

$$T = P \cdot (1 + a_0 \cdot \mu), \quad (2.190)$$

где $\mu = 0,13...0,25$ – коэффициент трения пильной цепи о пильную шину;
 a_0 – коэффициент, зависящий от степени затупления зубьев пильной цепи ($a_0 = 0,8...1,0$).

Потребная мощность двигателя пилы N (Вт) равна:

$$N = \frac{T \cdot v}{\eta_n} = \frac{k \cdot b \cdot H \cdot v_u \cdot (1 + a_0 \cdot \mu)}{\eta_n}, \quad (2.191)$$

где η_n – полный КПД устройств, передающих энергию от двигателя к пильной цепи.

$$\eta_n = \eta_u \cdot \eta_p, \quad (2.192)$$

где $\eta_u = 0,7...0,95$ – КПД пильной цепи;
 $\eta_p = 0,8...0,9$ – КПД редуктора (если он предусмотрен конструкцией).

Частота вращения ведущей звездочки n_3 (об/с) определяется:

$$n_3 = \frac{v}{z \cdot \Delta}. \quad (2.193)$$

По величине потребной мощности и заданному давлению в гидросистеме подбирается гидродвигатель привода пильной цепи.

После определения нагрузок, возникающих в пильной цепи, необходимо произвести расчет звеньев цепи на прочность и ее заклепок на срез и смятие.

Полное натяжение пильной цепи S при набегании ее на ведущую звездочку равно:

$$S = S_0 + P_u + T, \quad (2.194)$$

где S_0 – монтажное натяжение, H ($S_0 = 80 \dots 100 H$);
 P_u – натяжение от действия центробежной силы, H ;
 T – тяговое усилие на цепи, H .

$$P_u = m_u \cdot v^2, \quad (2.195)$$

где m_u – масса одного метра цепи, $кг$;
 v – скорость цепи, $м/с$.

По величине S ведется расчет звеньев цепи на прочность на разрыв и расчет заклепок на срез и смятие. Расчетная схема приведена на рисунке 2.43.

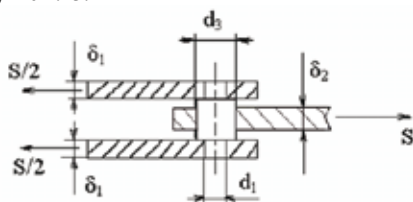


Рис. 2.43. Расчетная схема шарнира цепи

Условие прочности для цепи:

$$S \leq [S],$$

где $[S]$ – наименьшая разрывная сила цепи.

Расчет звеньев цепи на разрыв осуществляется по касательным напряжениям в заклепках. Касательные напряжения в заклепках цепи τ определяются:

$$\tau = \frac{4 \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot d_1^2} \leq [\tau], \quad (2.196)$$

где $[\tau] = 49 \dots 50$ МПа – допускаемое касательное напряжение на разрыв звеньев цепи;
 d_1 – диаметр отверстия под заклепку в боковом звене цепи, $м$ (рис. 2.43).

Расчет заклепок цепи на смятие проводится по напряжению смятия σ :

$$\sigma = \frac{S}{2 \cdot d_1 \cdot \delta_1} \leq [\sigma], \quad (2.197)$$

где $[\sigma] = 150$ МПа – допускаемое напряжение на смятие заклепок;
 δ_1 – толщина боковых звеньев цепи, $м$ (рис. 2.43).

Удельное давление в шарнирах цепи p рассчитывается и проверяется по следующему условию:

$$p = \frac{S}{d_3 \cdot \delta_2} \leq [p], \quad (2.198)$$

где $[p] = 54 \dots 84$ МПа – допускаемое удельное давление в шарнирах цепи;
 d_3 – диаметр отверстия под заклепку в среднем звене цепи, $м$;

δ_2 – толщина среднего звена цепи, м.

В настоящее время для надвигания пильного аппарата на дерево в процессе срезания наиболее широко используются механизмы, состоящие из гидроцилиндра и рычага.

Потребное усилие надвигания пильной шины на дерево P_n равно:

$$P_n = P \cdot a_0, \quad (2.199)$$

где $a_0 = 0,9$ – коэффициент формы затупления зубьев.

При расчете гидропривода должны быть выполнены два условия:

1. По величине потребного усилия на штоке гидроцилиндра механизма надвигания пилы определяется диаметр d_p (м) этого гидроцилиндра:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot P_n \cdot \left(\frac{h_n}{h_{zc}}\right)}{p \cdot \pi}}, \quad (2.200)$$

где h_n – плечо силы надвигания относительно оси поворота пильной шины, м;
 h_{zc} – плечо силы, развиваемой приводным гидроцилиндром механизма надвигания пилы относительно той же оси, м;
 p – давление в гидросистеме, МПа.

Если $d_p \leq d$ (выбранного диаметра гидроцилиндра), то оставляем принятый гидроцилиндр. В противном случае необходимо произвести расчет с новым диаметром гидроцилиндра.

2. Для обеспечения требуемой производительности пиления объемная подача насоса Q_n (м³) привода механизма надвигания должна быть равна:

$$Q_n = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot l_{ум}}{4 \cdot \eta \cdot t}, \quad (2.201)$$

где $l_{ум}$ – ход штока из ККС, м;
 $\eta = 0,8 - 0,85$ – КПД гидросистемы;
 t – регламентированное время срезания, с.

Если не удастся подобрать насос с требуемой объемной подачей, то необходимо провести корректировку ККС для получения других величин диаметра, хода штока гидроцилиндра и отношения плеч.

Расчет шарнирных соединений приведен в подпункте 2.2.1.4

2.2.3 Проектирование и расчет сучкорезно-протаскивающего механизма

2.2.3.1 Сучкорезно-протаскивающий механизм

Обрезка сучьев является одной из основных и трудоемких операций лесозаготовок. В современных технологических процессах лесозаготовок обрезка сучьев осуществляется либо специальными сучкорезными машинами, либо многооперационными лесными комбайнами (процессорами и харвестерами).

Большинство современных машин для обрезки сучьев устроено таким образом, что предварительно поваленное дерево с усилием протягивается относительно неподвижных ножей, охватывающих ствол по контуру, близкому к окружности ствола.

Сучкорезно-протаскивающий механизм предназначен для обрезки сучьев дерева при протаскивании его относительно прижатых к дереву сучкорезных ножей. В процессе протягивания происходит принудительное наталкивание сучьев на заточенные сучкорезные ножи и при этом производится их силовое бесстружечное срезание. Физическая сущность данного процесса срезания заключается в свойстве древесины деформироваться при малом сопротивлении внедрению клина из более твердого материала. При этом скорость протекания процесса (скорость протягивания) относительно невысока. На современных машинах она не превышает 6,3 м/с и составляет, как правило, от 2 до 4 м/с в зависимости от объема протягиваемого ствола и типа самого протаскивающего механизма.

Протаскивающий механизм может быть дискретного (циклического), например у сучкорезных машин, а также непрерывного действия, например у большинства харвестеров.

Основными элементами такого протаскивающего механизма являются: сучкорезные ножи и подающий (протаскивающий) механизм – в большинстве случаев вальцовый или гусеничный.

В случае протаскивающего механизма циклического действия (рис. 2.44) дерево обхватывается захватными рычагами и с усилием надвигается на сомкнутые на стволе сучкорезные ножи.



Рис. 2.44. Харвестерные головки с протаскивающим механизмом циклического действия: а – Kesla 20SH (фото «Kesla»); б – Tapio 160 (фото «Riuttotehto»)

После протаскивания его относительно ножей на определенную длину захват открывается, перемещается открытым вдоль ствола в обратном направлении, вновь зажимает ствол и затем опять тащит дерево относительно ножей. Таким образом захват (обычно силовым гидроцилиндром или тросом) циклами протаскивает дерево относительно ножей для обрезки сучьев. Очевидно, что циклическая схема протаскивания ствола менее производительна, но более конструктивно проста и надежна. Она подходит для эффективной обрезки сучьев как у тонкомерных деревьев, так и у толстомерных лиственных деревьев. Последнее подтверждается опытом применения мощных однооперационных сучкорезных машин. Также подобные протаскивающие механизмы с гидроприводом активно применяются на легких машинах.

В случае применения протаскивающего механизма непрерывного действия дерево обжимается вальцами или гусеницами и практически безостановочно протаскивается относительно сомкнутых сучкорезных ножей. Конструктивное исполнение вальцов может быть различно. Наиболее часто применяются стальные вальцы с ошиповкой или оребрением. Очевидно, что при использовании протаскивающих устройств непрерывного действия ствол может быть поврежден шипами по всей его длине, особенно при обрезке толстых сучьев, что является определенным недостатком (существенно для деловых сортиментов). Глубина таких повреждений будет зависеть от типа вальцов и вида их ошиповки, величины давления прижима вальцов к стволу дерева и пр. [64] С целью меньшего повреждения древесины возможно использование обрешеченных вальцов, в том числе с одетыми на них металлическими цепями. Иногда в качестве вальцов могут применяться заполненные воздухом пневматические резиновые шины.

Элементами сучкорезного механизма являются сучкорезные ножи, располагающиеся чаще всего на двух уровнях – верхнем (передние) и нижнем (задние).

Например, на харвестерной головке ножи располагаются в верхней и нижней части рамы, разнесенные по длине на расстояние, кратное расстоянию между мутовками сучьев ели. Количество сучкорезных ножей – от трех до шести. Как правило, на верхнем уровне имеются три ножа – два боковых подвижных, которые раскрываются и закрываются для обхвата ствола дерева, и один опорный верхний (чаще жестко фиксированный на раме), а на нижнем – один или два боковых подвижных. Боковые подвижные ножи имеют индивидуальный привод от гидроцилиндра либо кинематически связаны с захватными рычагами протаскивающего механизма. В некоторых конструкциях харвестерных головок верхний сучкорезный нож подпружинен или имеет механизм прижима к стволу дерева, связанный кинематически с боковыми ножами (рис. 2.45).



Рис. 2.45. Механизм прижима верхнего опорного сучкорезного ножа харвестерной головки Log Max 7000 (фото авторов)

При обрезке сучьев на верхний ряд сучкорезных ножей приходится 60 – 70% общего количества срезаемых сучьев, на нижний – остальные 30 – 40%.

Эффективность срезания сучьев будет зависеть от правильной регулировки усилия прижима ножей к стволу дерева, их количества, заточки, типа и конструкции [13, 41, 42].

Сучкорезным ножам придается криволинейная форма (по окружности или эллипсу), с тем, чтобы они наиболее полно охватывали ствол на разных диаметрах, копируя продольную кривизну ствола и срезая сучья заподлицо с поверхностью ствола без врезания ножа в древесину (рис. 2.46).



Рис. 2.46. Сучкорезные ножи: а – боковой подвижный (управляемый); б – опорный

Например, на харвестерной головке у ножей верхнего уровня нижняя поверхность, охватывающая ствол, делится на два сектора (рис. 2.47). Форма ножа в секторе *A* рассчитана специально для срезания сучьев у тонких стволов деревьев диаметром до 150 мм, в секторе *B* или *B* – для срезания сучьев толстых стволов. Ножам нижнего уровня, как правило, придают такую форму, которая рассчитана на обрезку сучьев крупных стволов деревьев.

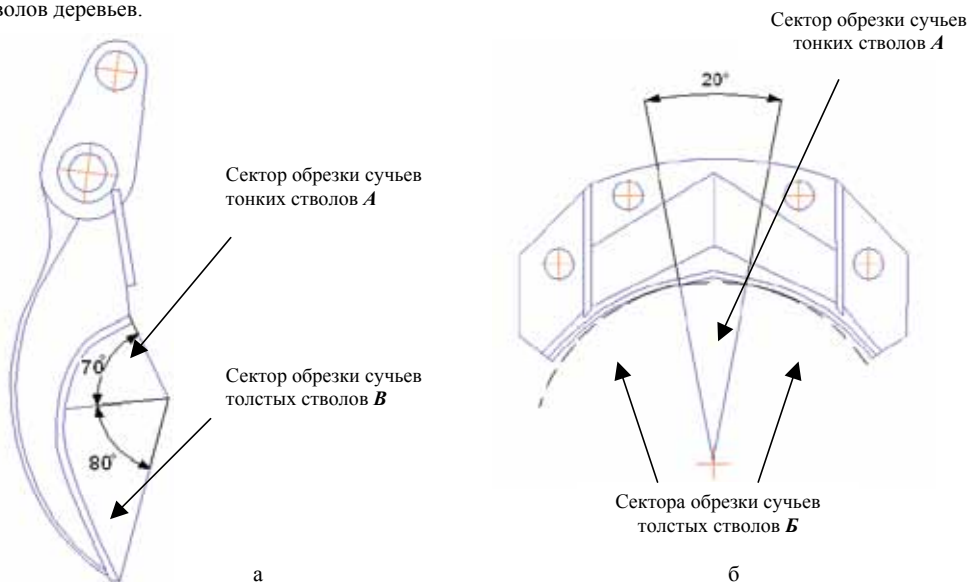


Рис. 2.47. Форма сучкорезных ножей: а – управляемый; б – опорный

Радиус кривизны лезвия ножа R_k (м) (рис. 2.48) определяется по формуле:

$$R_k = (0.6..0.7) \cdot d, \quad (2.202)$$

где d – наибольший диаметр поперечного сечения ствола в месте обрезки сучьев, м.

Длина ножа по хорде B (м) равна:

$$B = 1.05 \cdot d \cdot \sin\left(\frac{\phi}{2}\right). \quad (2.203)$$

На схеме d_c – диаметр сучка и h_c – высота сучка, оставленного после обработки дерева.

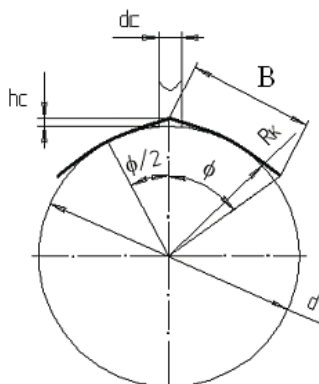


Рис. 2.48. Расчетная схема

К сучкорезным ножам предъявляются высокие требования по износостойкости и работоспособности, а также по способности сохранять оптимальную геометрию режущей кромки. По этой причине достаточно актуальными являются вопросы создания самозатачивающихся ножей и снижения трения ножа о ствол.

На современных харвестерных головках геометрия режущей кромки ножа может быть различной.

Клиновидная заточка плоскости передней грани с прямой нижней гранью режущей кромки (рис. 2.49 а) встречается редко, поскольку такая геометрия заточки приводит к чрезмерному сдиранию коры и врезанию ножа в древесину, в особенности при срезании толстых сучьев. Например, такую заточку имеет верхний опорный нож головки John Deere 758HD и только в секторе А обрезки сучьев тонких стволов (см. выше рис. 2.47 б).

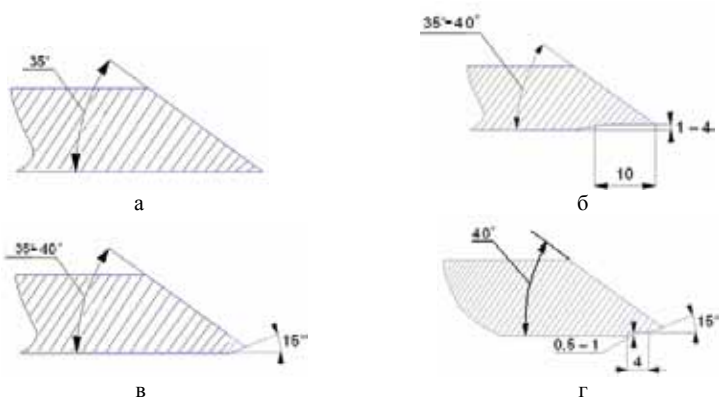


Рис. 2.49. Геометрия короткой режущей кромки ножа: а – клиновидная заточка плоскости передней грани и прямая нижняя грань; б – клиновидная заточка передней грани и зазор на нижней грани; в – клиновидная заточка передней грани и встречная заточка нижней грани; г – клиновидная заточка передней грани и зазор на нижней грани со встречной заточкой

Для исключения врезания ножа в ствол между нижней гранью режущей кромки и стволом оставляют зазор от 1 до 4 мм (длиной до 10 мм), либо выполняется встречная заточка на угол 10-15 град., как с зазором, так и без него (рисунок 2.49 б, в, г). Такая геометрия режущей кромки характерна как для боковых подвижных, так и опорных ножей.

Следует отметить, что производители харвестеров не рекомендуют затачивать ножи по нижней грани режущей кромки, если на ней имеется зазор. Иначе нож будет отходить от поверхности ствола и некачественно срезать сучья. В противном случае в процессе работы необходимо увеличить давление прижима ножа к стволу, что, в свою очередь, приведет к увеличению трения его о ствол и ухудшению условия протягивания.

Широкое распространение получили ножи с удлиненной режущей кромкой, например головки SP650 Maskiner, Ponsse H60 и многие др.

Ножи такого типа также имеют клиновидную заточку передней грани режущей кромки с зазором на нижней грани, или со встречной заточкой (рис. 2.50), или с зазором и встречной заточкой. Передняя грань удлиненная, как правило, на 30 мм и имеет два угла заточки. Такая геометрия режущей кромки способствует повышению скорости срезания сучьев за счет меньшего сопротивления внедрению ножа в древесину.

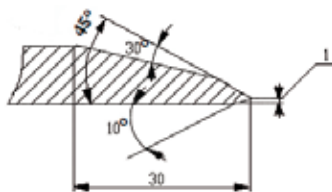


Рис. 2.50. Геометрия удлиненной режущей кромки ножа со встречной заточкой

Клиновидная заточка передней грани короткой или удлиненной режущей кромки для ножей верхнего уровня составляет 30 – 35 град., для ножей нижнего уровня – 40 – 45 град. В разных секторах обрезки сучьев (см. выше рис. 2.47) она также различается и составляет, как правило, 35 град. для того сектора ножа, который предназначен для обрезки сучьев тонких стволов.

На некоторых моделях харвестерных головок, например SP650 Maskiner, по нижней поверхности бокового ножа наплавлены направляющие пластины толщиной около 4 мм. При протягивании ствола пластины ножа скользят по коре, а сами ножи не врезаются в древесину.

Следует отметить, что на харвестерных головках широко применяются ножи со сменными режущими кромками, например у головки Wagatah HTH616.

Естественно, что нормальное функционирование сучкорезных ножей для качественной обрезки сучьев должно обеспечиваться на всем сроке эксплуатации сучкорезного устройства. Это требование предполагает постоянное сохранение геометрии формы ножей и геометрии их первоначальной заводской заточки, как при механическом воздействии, так и при абразивном износе.

Износ ножей и затупление режущих кромок в разное время года протекает по-разному. Зимой, когда сучья не имеют минеральных примесей, ножи изнашиваются и затупляются в несколько раз медленнее, чем в весенне-летний и осенний периоды.

2.2.3.2 Расчет сучкорезного механизма

При срезании группы сучьев усилие срезания может быть вычислено по формуле В. Г. Нестеренко [12]:

$$F_p = P_{1\max} + P_{2\max} + \dots + P_{i\max}, \quad (2.204)$$

где $P_{1\max}, P_{2\max}, \dots, P_{i\max}$ – максимальные значения усилия срезания одиночных сучьев, образующих мутовку.

При срезании одного сучка $F_p = P_{\max}$.

Величина усилия P_{\max} может быть определена по известной эмпирической формуле [59]:

$$P_{\max} = 315 \cdot 10^4 \cdot d_c^2 \cdot a_n \cdot a_\delta, \quad (2.205)$$

где d_c – средний диаметр сучка (ель – Ø (3...5) см, береза – Ø (5...6) см);
 a_n – породный коэффициент (ель – 1,3; береза – 1,8);

a_δ – поправочный коэффициент, учитывающий угол резания (при угле резания $\delta = 15...60^\circ$
 $a_\delta = \delta / 30^\circ$), град.

Обычно угол резания принимается равным $\delta = 30...35^\circ$ [59].

Общее усилие резания P_{1max} на ножах первого уровня определяется по формуле:

$$P_{1max} = (0.7...0.75) \cdot i \cdot P_{max} \quad (2.206)$$

Усилие резания P_{2max} на ножах второго уровня при зачистке некоторого количества остатков сучьев с повторным срезанием определяется по формуле:

$$P_{2max} = (0.4...0.3) \cdot i \cdot P_{max} \quad (2.207)$$

Общее усилие P_Σ , необходимое для одновременного перерезания нескольких сучьев, может быть сразу рассчитано по формуле:

$$P_\Sigma = i \cdot P_{max} \quad (2.208)$$

где i – среднее количество одновременно перерезаемых сучьев (ель – 4...6 сучков, береза – 2 сучка).

Общее усилие для срезания сучьев P_Σ рассчитывается для конкретного региона страны, для которого проектируется сучкорезный механизм рабочего органа машины. Наиболее тяжелыми породами для обрезки сучьев являются ель и береза. Поэтому усилие обрезки сучьев определяется дважды, а именно при срезании сучьев березы и ели. Затем большее усилие из двух берется за расчетное.

Сучья у ели располагаются мутовками, по 4...6 сучьев в мутовке, их число пропорционально диаметру ствола и высоте дерева. Эта пропорциональность сохраняется до определенного диаметра (36...60 см), соответствующего возрасту, когда дерево прекращает заметный прирост в высоту. После этого число сучьев уменьшается за счет их отмирания. Число сучьев у ели колеблется от 50 до 280. Нижняя часть ствола имеет сухие сучья диаметром 1...1,5 см, которые легко отваливаются при валке и практически не требуют обрезки. Для ели характерны сучья небольшого диаметра, не более 5 см. Средний диаметр сучка 3...5 см. Среднее расстояние между сучьями по длине ствола около 35 см.

Значительно меньше сучьев у березы. В среднем у нее по 12...17 сучьев, причем их количество практически не зависит от диаметра дерева. Береза часто имеет «пасынки», т. е. сучья, превратившиеся во второй ствол. Расположение сучьев не мутовчатое, поэтому у березы одновременно перерезается в основном два сучка. Ствол в нижней части не имеет сучьев. Средний диаметр сучьев у березы составляет 5...6 см, однако встречаются сучья диаметром до 20 см. Среднее расстояние между сучьями по длине ствола 67 см.

Определим расстояние между двумя уровнями ножей – верхним и нижним:

$$L \geq (L_m + d_c) \cdot n \quad (2.209)$$

где L_m – среднее расстояние между мутовками для ели, между сучьями для березы (см. выше по тексту), м;

n – любое целое положительное число.

2.2.3.3 Расчет протаскивающего механизма

Потребное усилие протаскивания P_{np} должно равняться сумме следующих сил (рис. 2.51):

$$P_{np} = P_\Sigma + F_{mp} + F_{сопр} + F_{ин} + F_n \quad (2.210)$$

где P_Σ – наибольшее общее усилие срезания из двух усилий, рассчитанных для березы и ели, H ;

F_{mp} – сила трения сучкорезных ножей о ствол дерева, H ;

$F_{сопр}$ – сила сопротивления волочению кроны дерева по земле при обработке дерева в харвестерной головке, H ;

$F_{ин}$ – сила инерции, H . При разгоне протяжки дерева сила берется со знаком минус, при остановке – со знаком плюс;

F_n – усилие, необходимое для преодоления внутреннего сопротивления в самом протаскивающем механизме, H .

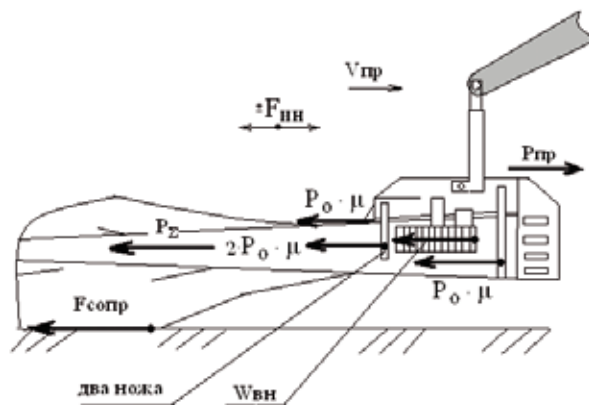


Рис. 2.51. Схема сил для определения усилия протаскивания

При протаскивании расчетного дерева харвестерной головкой на подъеме ($15^\circ \dots 20^\circ$) возникает продольная составляющая силы веса дерева ($G_{np} = M \cdot g \cdot \sin \alpha$), которую также следует учесть при расчете потребного усилия протаскивания.

Считаем, что расчетное дерево во время протяжки одновременно не подтаскивается к харвестеру. Поэтому силу инерции ($F_{ин} = M \cdot [0,5 \cdot g]$) не учитываем при расчете.

Величина силы трения сучкорезных ножей $F_{тр}$ о ствол равна:

$$F_{тр} = P_0 \cdot \mu \cdot z, \quad (2.211)$$

где P_0 – усилие прижима ножей к стволу, H :

$$P_0 = 0,015 \cdot P_\Sigma; \quad (2.212)$$

μ – коэффициент трения ножа о дерево ($\mu = 0,57 \dots 0,63$);
 z – количество сучкорезных ножей. На рисунке 2.51 $z = 5$.

Значение силы сопротивления волочению $F_{сопр}$ в свою очередь равно:

$$F_{сопр} = M \cdot g \cdot (1 - n) \cdot \cos \alpha \cdot f_{вол}, \quad (2.213)$$

где M – масса расчетного дерева;
 $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;
 $n = 0,45$ – доля силы веса дерева, приходящаяся на харвестерную головку;
 $f_{вол} = 0,65 \dots 0,9$ – коэффициент сопротивления волочению кроны;
 α – угол уклона местности, град. На рисунке 2.51 угол $\alpha = 0^\circ$.

Сила инерции $F_{ин}$ определяется по формуле:

$$F_{ин} = \frac{G \cdot v}{g \cdot t}, \quad (2.214)$$

где G – сила тяжести дерева, H ;
 v – скорость протаскивания, м/с ;
 t – время разгона и замедления протаскивания дерева, с .

Усилие F_n , необходимое для преодоления внутреннего сопротивления в гусеничном протаскивающем механизме, рассчитывается по формуле [59]:

$$F_n = 2,4 \cdot (G_2 \cdot l_2 + F_2 + 0,5 \cdot G) \cdot \mu, \quad (2.215)$$

где μ – коэффициент трения гусеницы по направляющим рамы ($\mu = 0,1 \dots 0,15$);
 G_z – сила тяжести одного погонного метра гусеницы, H (берется для расчетов из принятого прототипа гусеничного протаскивающего механизма);
 l_z – общая длина одной гусеницы, m ;
 F_z – сила прижима гусениц к стволу дерева, H .

Сила прижима F_z гусениц определяется из следующего условия:

$$2 \cdot F_z \cdot \mu \geq P_{\max} \cdot i, \quad (2.216)$$

где μ_c – коэффициент сцепления поверхности ствола дерева с гусеницами ($\mu_c = 0,4 \dots 0,5$).

Приведенная выше формула может быть записана в следующем виде:

$$F_z = \frac{P_{\Sigma}}{2 \cdot \mu_c}. \quad (2.217)$$

Расчет механизма подачи с вращающимися приводными вальцами аналогичен расчету гусеничного механизма подачи. При этом следует учесть, что здесь расчетной величиной будет являться усилие прижима вальцов к поверхности обрабатываемого дерева F_6 .

Для надежного сцепления приводных вальцов с деревом и устранения их пробуксовки необходимо соблюдение следующего условия:

$$2 \cdot m_6 \cdot F_6 \cdot \mu_6 \geq F, \quad (2.218)$$

где m_6 – наименьшее количество прижимных вальцов, одновременно взаимодействующих с деревом, обычно принимается равным 2;

F_6 – усилие прижима одного вальца, H ;

μ_6 – коэффициент сцепления вальца с деревом (для вальцов с рифлением $\mu_6 = 0,5$);

$F = P_{np}$.

В данной формуле определяется величина необходимого усилия прижатия вальцов F_6 .

2.2.3.4 Определение потребной мощности гидромоторов

Процесс обработки дерева можно разделить на два периода, каждому из которых свойственны составляющие общего усилия сопротивления протаскиванию:

1. Усилие протаскивания комлевой части дерева (бессучковая зона):

$$F_1 = F_{mp} + F_{comp} + F_{ин} + F_{п}. \quad (2.219)$$

2. Усилие протаскивания сучковой части дерева:

$$F_2 = P_{np} = P_{\Sigma} + F_{mp} + F_{comp} + F_{ин} + F_{п}. \quad (2.220)$$

Необходимая мощность привода протаскивающего механизма N (Bm) определяется по значению сопротивления при обработке сучковой зоны, а именно:

$$N = \frac{P_{np} \cdot v_{np}}{\eta_n}, \quad (2.221)$$

где v_{np} – расчетная скорость протаскивания ($2 - 6,3$ m/c);

η_n – КПД механизма привода ($\eta_n = 0,9$ для гусеничного, $\eta_n = 0,9 \dots 1,0$ для вальцового).

По величине потребной мощности подбирается гидромотор привода.

3 ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЗАГОТОВКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ДРЕВЕСИНЫ

3.1 Ножевые срезающие устройства

3.1.1 Общее устройство и работа

Ножевые срезающие устройства (НСУ) все более часто применяются на различных машинах, предназначенных для заготовки энергетической древесины. В отличие от цепных срезающих устройств они работают без образования стружки и обладают рядом достоинств [54]: простотой конструкции, надежностью в эксплуатации и быстротой резания. НСУ используются в устройствах в тех случаях, когда к качеству реза (например, при заготовке балансов для ЦБП или энергетической древесины) не предъявляются высокие требования. Это и валочные головки, способные производить срезание и валку мелких деревьев, а затем раскражевывать их «перекусыванием» на сортименты (рис. 2.19 б). Это основные или дополнительные срезающие устройства харвестеров (рис. 2.19 а), ориентированных, помимо заготовки деловой древесины, осуществлять и заготовку топливной. Это и раскражевочные головки простейшей конструкции.

По компоновочно-кинематической схеме все НСУ можно разделить на две группы:

- одноножевые срезающие устройства (типа клешня и гильотина);
- двухножевые срезающие устройства (тип ножницы).

Устройства типа гильотина и типа ножницы показаны соответственно на рис. 3.1 а, б.

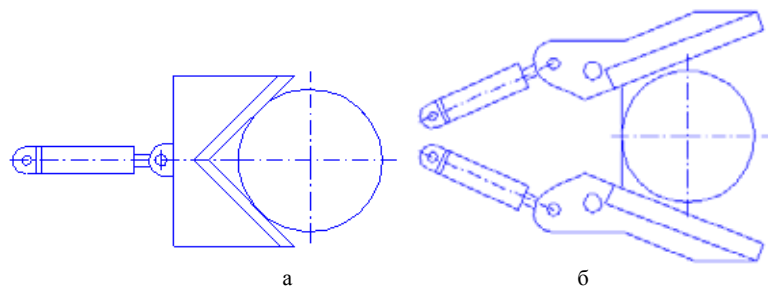


Рис. 3.1. Срезающее устройство: а – одноножевое (гильотина); б – двухножевое (ножницы)

Срезающие устройства одноножевые (гильотина) и двухножевые (ножницы) получили наибольшее распространение на валочных головках, например Naarva-Grip 1000-23 и AFM 220 соответственно.

Конструкция одноножевого срезающего устройства включает в себя неподвижный упор (или зажимные рычаги) и нож, который приводится в движение гидроцилиндром. В конструкции двухножевого срезающего устройства в качестве привода используется один или два силовых гидроцилиндра.

По форме режущей кромки в настоящее время наиболее часто применяются ножи с прямой режущей кромкой и ножи с выпуклой или вогнутой режущей кромкой. Ножи с зубчатой режущей кромкой, с игольчатой режущей кромкой и спиралевидные ножи на современных НСУ практически не применяются.

Наиболее прост в изготовлении и эксплуатации нож с прямой режущей кромкой. Он может иметь одностороннюю режущую кромку, двухстороннюю с клиновидной заточкой или, реже, уширенную режущую головку (рис. 3.2). В продольном сечении он может быть выполнен прямым, выпуклым или волнообразным. Последний также встречается только в экспериментальных конструкциях.

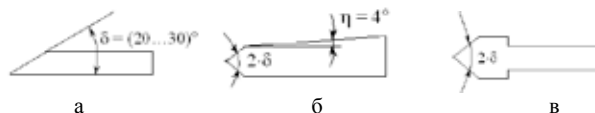


Рис. 3.2. Поперечное сечение ножа с прямой режущей кромкой: а – односторонняя режущая кромка; б – кромка двухсторонняя с клиновидной заточкой; в – уширенная режущая головка

По характеру используемой для привода энергии НСУ бывают гидравлические и импульсные. В современных условиях импульсные НСУ не получили распространения.

3.1.2 Проектирование и расчет ножевого срезающего устройства

3.1.2.1 Построение компоновочно-кинематической схемы (ККС)

Проектирование ножевого срезающего устройства начинается с построения компоновочно-кинематической схемы. ККС строится в принятом проектировщиком масштабе для трех положений ножа (для двухножевой схемы – для двух положений ножа):

- 1) нож в исходном положении;
- 2) нож заглублен на $2/3$ диаметра дерева;
- 3) нож полностью перерезал дерево.

Последовательность построения ККС для одноножевого срезающего устройства типа гильотина следующая (см. рис. 3.3):

- 1) первоначально вычерчивается диаметр расчетного дерева D_0 ;
- 2) намечаются контуры корпуса;
- 3) проектируется и компоуется нож в первом положении;
- 4) намечается расположение предварительно выбранного гидроцилиндра. Подбираются точки крепления шарниров «нож – гидроцилиндр» и «гидроцилиндр – корпус». Шарнирные соединения распложены на одной оси по отношению друг к другу;
- 5) путем надвигания ножа на дерево определяется потребный ход штока гидроцилиндра (расстояние между начальным положением центра шарнира «нож – гидроцилиндр» (точка 1) и его крайним положением, в котором нож полностью перерезает дерево (точка 2)).

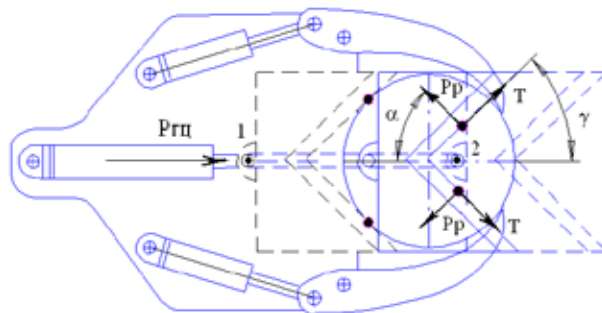


Рис. 3.3. ККС одноножевого срезающего устройства типа гильотина

Необходимо подобрать такое значение хода штока, чтобы оно попадало в стандартный ряд ходов штоков гидроцилиндров. Для этого требуется изменить место крепления шарнира «гидроцилиндр – корпус»: он перемещается к ножу или удаляется от ножа по общей оси двух шарниров.

Из ККС берутся необходимые проектировочные данные. При необходимости схема корректируется и дополняется.

3.1.2.2 Расчет ножевого срезающего устройства

Усилие резания P_p (Н), необходимое для перерезания дерева, определяется по следующей эмпирической формуле [6]:

$$P_p = [1,2 \cdot D_0 + 4 \cdot D_0^2] \cdot (0,2 + 100 \cdot S) \cdot \frac{\beta^\circ}{30} \cdot a_n \cdot a_m \cdot 10^5, \quad (3.1)$$

где D_0 – диаметр дерева в плоскости срезания, м;

S – толщина ножа, м;

β – угол заострения передней кромки ножа, град.;

a_n – коэффициент, учитывающий влияние породы дерева на усилие резания (ель – 1,2; сосна – 1,0; осина – 0,8; береза – 1,4);

a_m – коэффициент, учитывающий влияние температуры окружающего воздуха (лето – 1,0; зима – 1,2...1,3).

Усилие резания направлено перпендикулярно режущей кромке ножа и является равнодействующей сил давления ножа на дерево.

Кроме усилия резания P_p в контакте лезвия ножа с деревом появляется также сила трения T , препятствующая проскальзыванию ножа:

$$T = P_p \cdot \mu, \quad (3.2)$$

где μ – коэффициент трения дерева о нож ($\mu = 0,57 \dots 0,63$).

По величине потребной силы резания определяется диаметр гидроцилиндра привода НСУ.

Для приведенного на рис. 3.3 устройства первоначально рассчитаем потребное усилие $P_{ци}$, развиваемое гидроцилиндром привода:

$$P_{ци} = 2 \cdot P_p \cdot \cos \alpha - 2 \cdot T \cdot \cos \gamma, \quad (3.3)$$

Диаметр гидроцилиндра $D_{ци}$ (м) при работе поршневой или штоковой полостью определяется по формулам 2.169 и 2.170.

Выбранный гидроцилиндр должен быть проверен на быстрдействие. Полученный из ККС ход штока сравнивается с допустимым $l_{ум}$ (м) по условию времени срезания ходом штока, равным

при работе поршневой полостью:

$$l_{ум}^{II} = \frac{4 \cdot Q \cdot \eta \cdot t}{\pi \cdot D_{ци}^2}, \quad (3.4)$$

при работе штоковой полостью:

$$l_{ум}^{III} = \frac{4 \cdot Q \cdot \eta \cdot t \cdot \varphi}{\pi \cdot D_{ци}^2}, \quad (3.5)$$

где Q – объемная подача насоса, $м^3/с$ ($60 \text{ л/мин} = 1 \text{ л/с} = 0,001 \text{ м}^3/с$);
 $\eta = 0,8 \dots 0,85$ – КПД гидросистемы;
 t – время срезания дерева, с.

Если полученный из ККС ход штока меньше, чем допустимый, то он и принимается за действительный. В противном случае необходимо проводить корректировку ККС, т. к. не будет выполняться условие быстрдействия. Корректировку проще проводить путем изменения положения шарнира «гидроцилиндр – корпус» (значение хода штока) или изменения наклона режущих кромок ножа (угол γ).

При расчете на прочность проверяется прочность и устойчивость ножевого полотна. Выполняется расчет болтовых соединений заделки ножа в обойму и расчет шарниров.

3.2 Устройства для колки дров

В основу функционирования устройств для колки дров положен такой способ механической обработки, как раскалывание [17]. В процессе раскалывания с помощью клина специальной конструкции (рис. 1.65) одна часть лесоматериала отделяется от другой в плоскости направления волокон (в продольной плоскости). Раскалывание основано на свойстве древесины легко разделяться поперек волокон, т. к. сопротивление растяжению поперек волокон в несколько раз меньше сопротивления древесины изгибу.

Для раскалывания чурок применяются механические (периодического и непрерывного действия), гидравлические или цепные (непрерывного действия) колуны [50].

В конструкции механического колуна внедрение клина в древесину осуществляется перемещением самого клина или раскалываемых чурок. Например, если клин подвижный, то он совершает возвратно-поступательное движение от кривошипно-шатунного механизма. В цепных колунах, например, полено может надвигаться на неподвижный клин при помощи непрерывно движущейся цепи. В конструкции устройств древоколов с гидравлическим колуном чурка надвигается на неподвижный клин упором силового гидроцилиндра.

Ниже будут рассмотрены древокольные установки с гидравлическим колуном, получившие наибольшее распространение.

3.2.1 Общее устройство и работа

Существуют различные конструкции установок для производства дров (см. 1 раздел книги). Остановимся подробнее на рассмотрении их устройства на примере машин Japa моделей 375Basic, Expert, Pro [21] и машины Palax Power 100S [22].

Общий вид установки для производства дров приведен ниже на рис. 3.4.

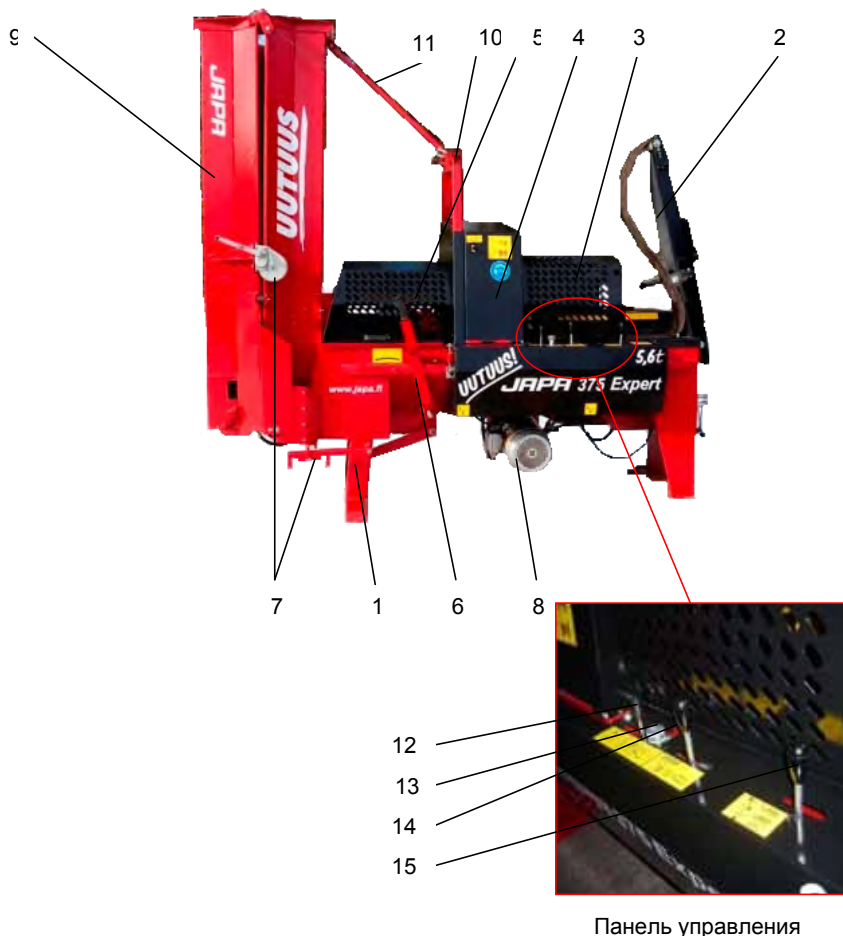


Рис. 3.4. Установка для производства дров Japa 375Expert: 1 – рама; 2 – подающий транспортер; 3 – защитный кожух зоны подачи; 4 – защитный кожух раскряжевочного механизма; 5 – защитный кожух механизма раскола чурок; 6 – ручка регулировки раскальвающего ножа; 7 – защита подачи; 8 – электродвигатель (отсутствует в случае отбора мощности от базового трактора); 9 – выводной транспортер в транспортном положении; 10 – фиксатор держателя; 11 – держатель транспортера в транспортном положении; 12 – рычаг запуска процесса расколки; 13 – регулятор скорости раскряжевки; 14 – рычаг управления остановкой и реверсом толкателя; 15 – рычаг управления (подача, раскряжевка, реверс подающего транспортера)
(фото Laitilan Rautarakenne Oy)

Все эти установки представляют собой комбинацию подающего и выводного механизмов (транспортера), режущего (раскряжевочного) механизма и древокола.

Ниже на рис. 3.5 показано устройство подающего ленточного транспортера.

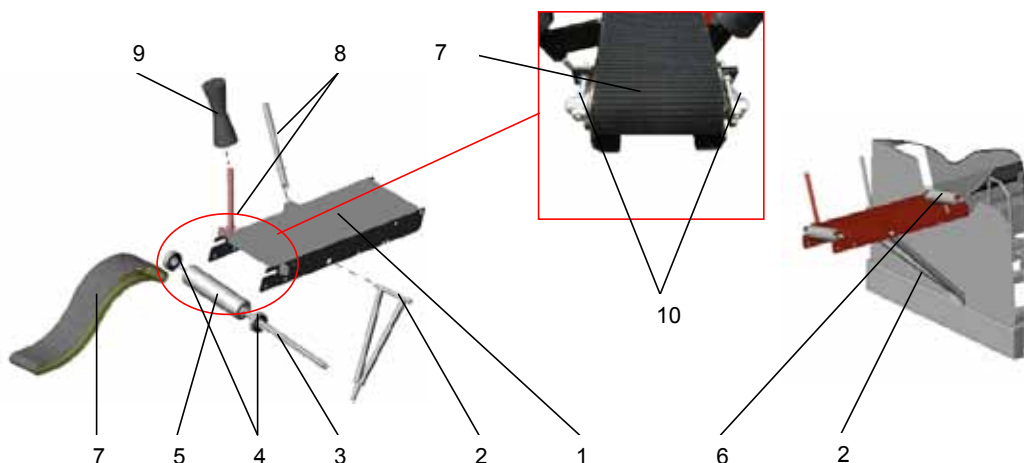


Рис.3.5. Подающий ленточный транспортер древокола Palax Power 100S: 1 – стол; 2 – опорная ножка; 3 – ось возвратного ролика; 4 – подшипники радиальные (опоры); 5 – возвратный (поддерживающий) ролик; 6 – приводной ролик; 7 – обрезиненная лента транспортера; 8 – ось; 9 – обрезиненный направляющий ролик; 10 – механизм натяжения ленты (регулируемые гайки)

Транспортер (стол 1 транспортера) раскладывается в горизонтальное положение при переводе установки из транспортного положения в рабочее. Как правило, для этого его поворачивают вручную, фиксируя на опорную ножку 2. Реже поворачивают при помощи лебедки с тросом, например Яра 450.

Привод ленты 7 транспортера осуществляется от приводного ролика 6, закрепленного на валу. Вал вращается от гидромотора. Вал приводного ролика 6 установлен на двух подшипниковых опорах (шариковых радиальных однорядных подшипниках), закрепленных в стойках рамы. Возвратный ролик 5 вращается вокруг оси 3, закрепленной на раме. Подшипники встроены по торцам ролика (есть конструкции, когда встраиваются внутрь ролика). Ролики представляют собой стальные трубы. Для натяжения ленты в случае ее проскальзывания по роликам или смещения в сторону относительно них, ленту подтягивают и корректируют ее положение при помощи регулировочных гаек 10.

На древоколах лента подающего транспортера, служащая одновременно грузонесущим и тяговым органом, применяется обрезиненная (резинотросовая, резинотканевая и др.) армированная или гладкая. Такие ленты облают хорошей гибкостью, прочностью и не требуют применения роликов большого диаметра, за счет чего конструкция подающего транспортера остается компактной. Скорость ленты до 1 м/с является достаточной для подачи.

Для раскряжевки древесины на установках чаще всего используются цепные консольные пилы, реже – дисковые. В случае использования цепной консольной пилы цепь приводится в действие от гидромотора, который помещен на ось пилы (см. рис. 3.6). Надвигание пильной шины на бревно и раскряжевка производится рычагом управления 15 (см. выше рис. 3.4).



Рис. 3.6. Гидромотор пилы установки Яра 375Expert (фото Laitilan Rautarakenne Oy)

В механизме раскряжевки в виде дисковой пилы как надвигание на бревно, так и перепиливание производится после включения многофункционального рычага, например машина Palax Power 100S.

Вращение дисковой пилы осуществляется за счет нескольких клиноременных передач, идущих от электродвигателя или вала отбора мощности базового трактора.

Управление подающим транспортером, механизмами раскряжевки и раскалывания (см. рис. 3.7) осуществляется гидравлически и механически с помощью одного рычага управления (многофункционального рычага).

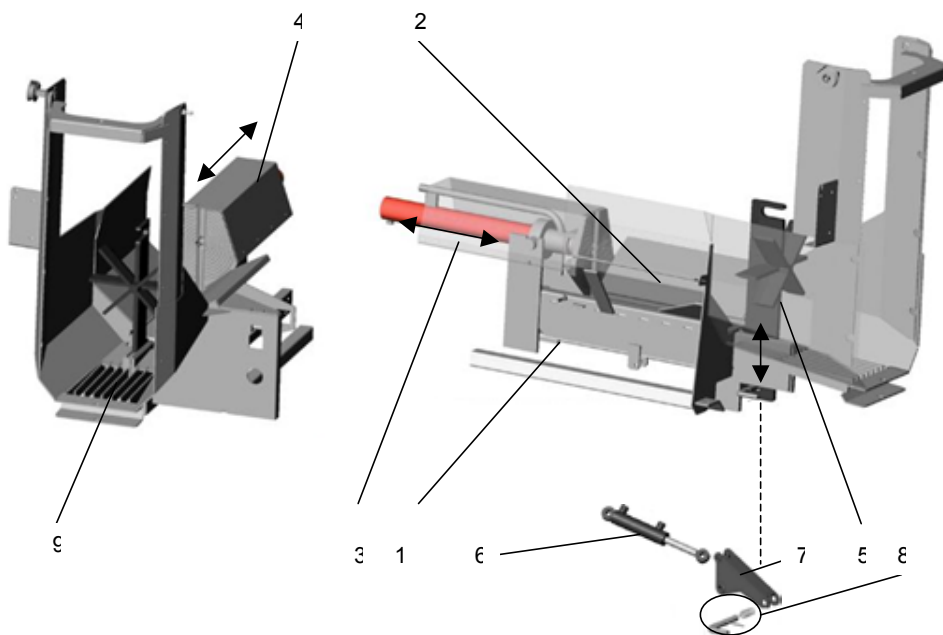


Рис. 3.7. Гидравлический раскалывающий механизм Palax Power 100S: 1 – рама; 2 – лоток; 3 – силовой гидроцилиндр; 4 – толкатель; 5 – нож; 6 – гидроцилиндр; 7 – подъемная тяга; 8 – пружина, стопорный штифт, клин; 9 – решетка

Сразу же после раскряжевки, когда отрезанная чурка попадает в лоток 2 (рис. 3.7), рычаг управления отпускают или перемещают вверх (пильная шина или пильный диск перемещается вверх), автоматически включается раскалывающий механизм.

Усилие на силовом гидроцилиндре 3 (толкателе 4) для раскалывания чурок на разных машинах различное и находится в пределах от 35 до 160 *кН*. Раскалывание может осуществляться в двух режимах (гидроцилиндр с автоматическим высокоскоростным клапаном): на большой скорости и стандартной. В частности, если усилие, обусловленное режимом высокоскоростной работы, достаточно, чурок будет расколот. При недостаточном усилии оно будет увеличено при переходе на стандартную (меньшую) скорость раскалывания. Если же вновь после начала колки потребуется меньшее усилие, машина автоматически возвращается в режим высокоскоростной работы.

Раскалывающий нож 5 регулируется гидроцилиндром 6 по высоте через подъемную тягу 7. Тяга прикрепляется к ножу при помощи подпружиненного стопорного штифта 8. Как гидроцилиндр, так и тяга снабжаются пружиной для защиты от механической нагрузки, возникающей в ходе процесса раскалывания.

Остатки древесного мусора и опилки удаляются на землю через решетку 9.

Устройство выводного скребкового транспортера показано ниже на рис. 3.8.

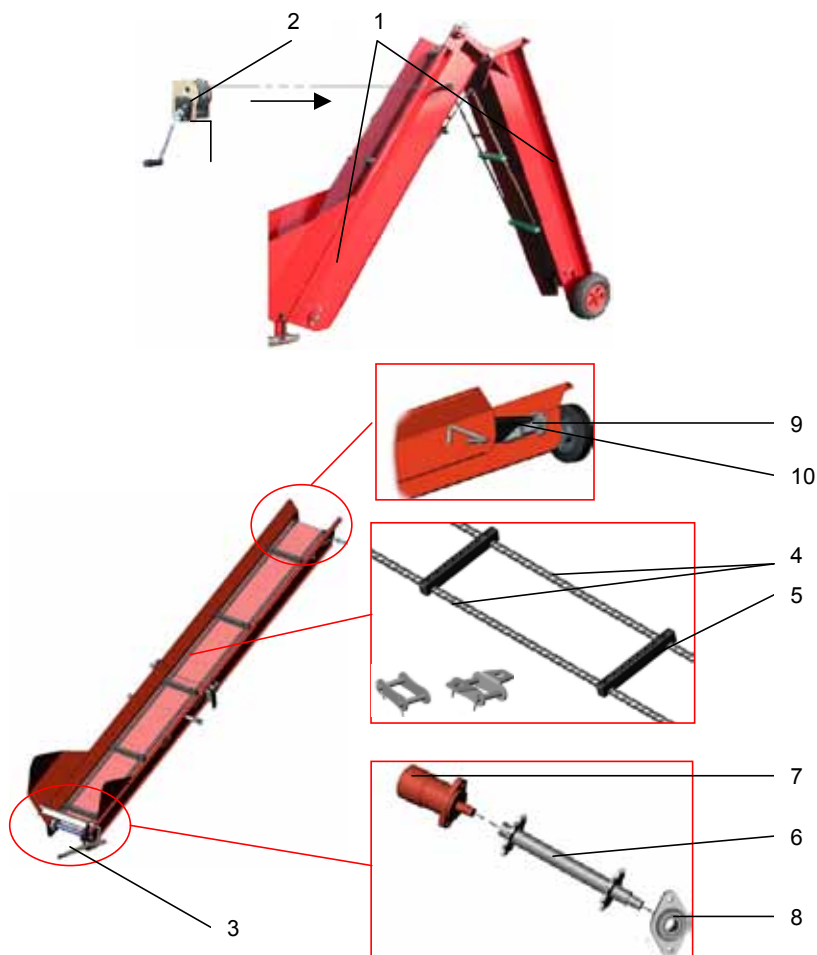


Рис. 3.8. Выводной транспортер Palax Power 100S: 1 – раскладывающаяся рама; 2 – лебедка; 3 – рычаг для фиксации транспортера; 4 – цепи; 5 – скребок (траверса); 6 – вал с ведущими звездочками; 7 – гидромотор; 8 – подшипниковая опора; 9 – звездочка; 10 – механизм натяжения цепи

Рама выводного транспортера 1 раскладывается из транспортного положения в рабочее при помощи лебедки 2, фиксируясь дополнительно зажимным рычагом 3 на раме дровокола (см. рис. 3.8). Также транспортер имеет возможность поворачиваться в горизонтальной плоскости.

На дровоколах преимущественно применяется одноцепной или двухцепной выводной транспортер со скребками (траверсами) 5. Цепь (цепи) 4 выполняет функции тягового и грузонесущего органа. Скорость цепи, как правило, от 0,3 до 0,8 м/с. При этом цепной транспортер в отличие от ленточного позволяет транспортировать груз под углом наклона к горизонту до 90 град. Значительно реже используется вращающаяся армированная резиновая лента плоского или желобчатого поперечного сечения (ленточный транспортер). Например, выводной транспортер модели Яра 375 оснащается лентой.

Использование на дровоколах в качестве тягового органа в скребковом транспортере каната не получило распространения, т. к. канат при движении раскручивается и вращает скребок, за счет чего скребок приподымается над лотком.

Привод цепей 4 транспортера осуществляется от вала с ведущими звездочками 6, который вращается от гидромотора 7. Вал закреплен на двух подшипниковых опорах 8 (шариковых радиальных однорядных подшипниках). В верхней части транспортера каждая из цепей поддерживается звездочкой 9, которая крепится на механизме натяжения цепи 10. Если транспортер оснащается лентой, то она вращается от приводного ролика, закрепленного на валу и вращаемого от гидромотора, как и лента подающего транспортера (см. выше рис. 3.5).

3.2.2 Проектирование и расчет транспортера

Большинство устройств для колки дров и значительно реже рубительные машины, например Komptech Chipro 510С, оснащаются выводным скребковым или ленточным транспортером. При этом в качестве замкнутого тягового устройства используется цепь (цепи) со скребками или армированная резиновая лента. Как уже отмечалось выше, устройства для колки дров также оснащаются подающим транспортером в виде армированной обрезиненной ленты. Движение к тяговому устройству передается от ведущей звездочки (или шкива), вращаемой гидромотором.

Рассмотрим пример расчета цепного скребкового транспортера [17, 18].

Целью технологического расчета скребкового транспортера является определение основных параметров его тягового органа, натяжения цепи (цепей) и потребной мощности двигателя.

3.2.2.1 Расчет основных параметров тягового органа

Основные размеры транспортера показаны на рис. 3.9 а.

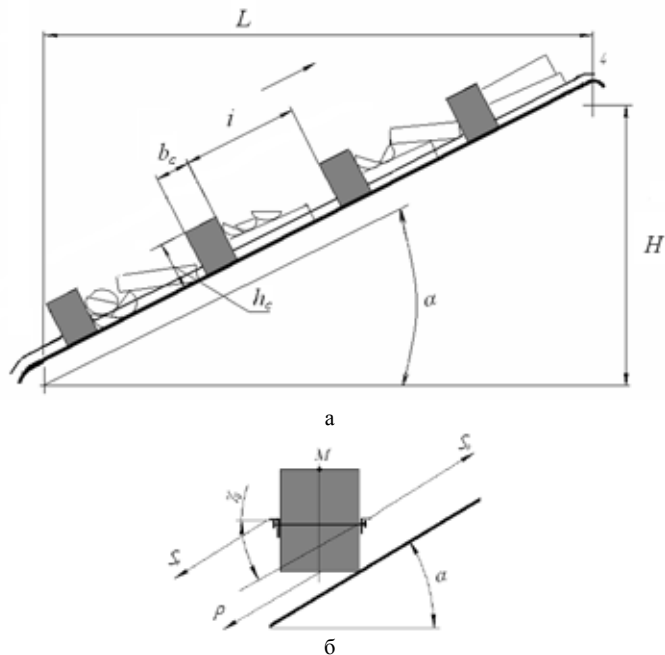


Рис. 3.9. Транспортер: а – основные размеры; б – схема допустимого отклонения скребка от нормального положения вследствие приложения нагрузки

Длина b_c и высота h_c скребка выбираются в зависимости от производительности транспортера, а толщина b – по конструктивным соображениям. Например, размеры скребков: $b_c = 200, 300$ или 400 мм; $h_c = 60, 80$ или 100 мм; $b = 60 \dots 80$ мм.

Расстояние между скребками $i = 0,4 \dots 1$ м, кратное двойному шагу цепи t , равно:

$$i = (t_1 + t_2) \cdot n, \quad (3.6)$$

где n – целое число, обычно 3, 4 или 5.

Опорой для груза (колотых дров, щепы или др.) служит лоток. Например, для щепы стенки лотка делаются наклонными. Высота вертикальной стенки лотка задается конструктивно и составляет, как правило, на 100 мм больше высоты скребка:

$$h_d = h_c + 100 \text{ мм}. \quad (3.7)$$

Ширина лотка b_d задается также конструктивно, при этом она должна быть такой, чтобы предотвратить заклинивание скребка при его повороте. Обычно при расчетах принимают

$$b_n = b_c + 50 \text{ мм.} \quad (3.8)$$

При расчете скребкового транспортера необходимо учитывать, что груз перемещается порциями по дну лотка.

Объем порций штучных грузов (например колотых дров), перемещаемых одним скребком:

$$V_c = V_0 \cdot C_0, \quad (3.9)$$

где V_0 – средний объем одной штуки груза;

C_0 – коэффициент, учитывающий число дров, перемещаемых одним скребком.

Объем порции сыпучего груза (например щепы), захватываемого одним скребком, зависит от высоты и длины скребка, а также от угла наклона лотка:

$$V_c = 0,3 \cdot b_c \cdot h_c \cdot (1 - \sin \alpha), \quad (3.10)$$

где α – угол наклона транспортера.

Скорость тягового органа (цепи) скребкового транспортера небольшая и составляет обычно от 0,3 до 0,8 м/с.

$$v = \frac{P_o \cdot i}{7 \cdot 3600 \cdot V_c \cdot C_1 \cdot C_2}, \quad (3.11)$$

где P_o – объемная сменная производительность транспортера, куб.м;

C_1 – коэффициент неравномерности загрузки (заполнения) лотка по длине. Для сыпучих грузов, например, при $\alpha = 0$ град. $C_1 = 1$; $\alpha = 20$ град. $C_1 = 0,65$; $\alpha = 30$ град. $C_1 = 0,48$.

C_2 – коэффициент использования рабочего времени, учитывающий регламентированные (подготовительно-заключительное время и время на перерывы) и нерегламентированные (из-за технических неисправностей, по организационным причинам и в связи с несоответствием размеров лесоматериалов требованиям оборудования) простои.

Расчетная масса груза (щепы) определяется при условии, что лоток прямоугольного сечения наполнен до высоты его стенок.

$$m_z = h_n \cdot b_n \cdot \frac{\gamma}{\sigma}, \quad (3.12)$$

где γ – плотность древесины;

σ – коэффициент разрыхления. Для щепы $\sigma = 2 \dots 2,5$.

Вес груза, отнесенный к 1 метру тягового органа рабочей ветви, определяется в зависимости от вида груза, его размеров и способа перемещения.

Для сыпучих грузов (щепы):

$$q_z = \frac{V_c \cdot \gamma \cdot g}{\sigma \cdot i}, \quad (3.13)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Для штучных грузов (дров):

$$q_z = \frac{Q}{i}, \quad (3.14)$$

где Q – расчетный вес штучного груза, Н.

Вес одного погонного метра тягового устройства (например цепи) со скребками:

$$q_T = q_{ц} \cdot k + \frac{q_{TP}}{i}, \quad (3.15)$$

где $q_{ц}$ – вес 1 пог. м цепи;

k – количество цепей (1 или 2, например у Яра 375 Expert $k=2$);
 q_{TP} – вес одного скребка.

3.2.2.2 Определение натяжения тягового органа

Величина первоначального (монтажного) натяжения выбирается в зависимости от условий работы тягового органа. Сопротивление движению тягового органа оказывают сила трения груза о лоток и сила трения скребка о лоток.

Монтажное натяжение определяется из условия сдвига тягового органа холостой ветви и допустимого отклонения скребка (рис. 3.9 б):

По первому условию:

$$S_0 = 1,2 \cdot q_T \cdot (\mu_T \cdot L - H), \quad (3.16)$$

где q_T – вес 1 пог. м тягового устройства (например цепи);

μ_T – коэффициент трения скольжения цепи по направляющим;

L – длина транспортера, м;

H – высота наклонной плоскости, м.

По второму условию:

$$S_0 = \frac{P \cdot h_c}{t} \cdot \text{ctg} \gamma_0, \quad (3.17)$$

где P – усилие, приложенное к скребку, равное по величине сопротивлению движения скребка и груза, находящегося между соседними скребками;

γ_0 – допустимый угол отклонения скребка, $\gamma_0 = 7 \dots 10^\circ$;

t – шаг цепи;

$$P = i \cdot [(\mu_T \cdot q_T + \mu_z \cdot q_z) \cdot \cos \alpha + (q_T + q_z) \cdot \sin \alpha], \quad (3.18)$$

где

μ_T и μ_z – коэффициенты (трения) сопротивления движению тягового органа и груза.

Наибольшее тяговое усилие цепи при набегании на звездочку (точка 4 на рис. 3.9) равно:

$$T = 2 \cdot q_T \cdot \mu_T \cdot L + q_z \cdot (\mu_z \cdot L + H) + C_k \cdot [q_T (\mu_T \cdot L - H) + S_0], \quad (3.19)$$

где C_k – коэффициент сопротивления в направляющем колесе (звездочке):

$$C_k = 2,1 \cdot \left(\frac{\mu_1 \cdot d_1}{D_k} \cdot \sin \frac{\varphi}{2} + \xi \right), \quad (3.20)$$

где μ_1 – коэффициент трения в цапфах оси колеса (звездочки). Для скользящих опор $\mu_1 = 0,1 \dots 0,15$;

d_1 – диаметр цапфы оси;

D_k – диаметр направляющего колеса (звездочки);

φ – угол обхвата колеса (звездочки), град.;

ξ – коэффициент жесткости тягового органа. Например для цепей:

$$\xi = \frac{\mu_2 \cdot \delta}{D_k}, \quad (3.21)$$

где μ_2 – коэффициент трения в шарнирах цепи, $\mu_2 = 0,35$;

δ – диаметр оси для шарнирных цепей или диаметр круглой стали для сварной и комбинированной цепей, см.

Тяговый орган рассчитывается на прочность по полному наибольшему натяжению с учетом динамической нагрузки:

$$S_{MAX} = T + S_0 + P_D, \quad (3.22)$$

где

$$P_D = 3 \cdot \frac{G}{g} \cdot a_{MAX} = 1,5 \cdot \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot t, \quad (3.23)$$

где a_{MAX} – ускорение, возникающее при движении тягового органа с переменной скоростью;
 G – вес тягового (цепи) и рабочего органа (скребка).

$$G = n_0 \cdot q_T \cdot L, \quad (3.24)$$

где $n_0 = 2$ при $L \leq 20$ м.

3.2.2.3 Определение потребной мощности приводного двигателя транспортера

Потребная мощность двигателя транспортера при установившейся скорости равна

$$N_{ДВ} = \frac{T \cdot v}{1000 \cdot \eta} \text{ кВт}, \quad (3.25)$$

где η – КПД привода.

3.2.3 Расчет раскалывающего механизма

При внедрении рубящего клина в древесину под действием его боковых граней в раскалываемом полене образуется щель, после чего лезвие клина уже не соприкасается с древесиной. При этом изменение продольного усилия P на клине в процессе раскалывания характеризуется следующей кривой (рис.3.10 а) [17].

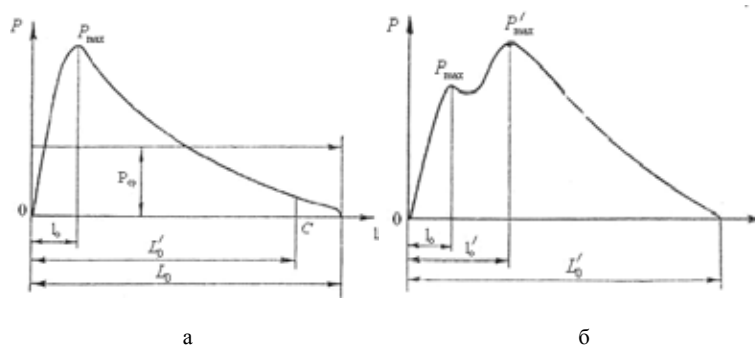


Рис. 3.10. Изменение кривых усилия P раскалывания:
 а – в одной плоскости; б – в двух плоскостях

В первый момент внедрения клина в древесину на глубину l_0 усилие на клине резко возрастает до наибольшего значения P_{max} , а в полне появляется щель. При дальнейшем внедрении клина в древесину усилие на нем снизится при значительном росте щели до момента отделения одной части полена от другой. Это происходит при внедрении клина на глубину L_0 . У полена с пороками (с кривизной и пр.) появляются отщепы, для разрыва которых потребуется дальнейшее внедрение клина за точкой C при значительном усилии (рис. 3.10 а). Полное раскалывание происходит тогда, когда клин внедрен на величину L_0 .

Клин характеризуется углом α , длиной лезвия b и шириной щек l_K (рис. 3.11 а).

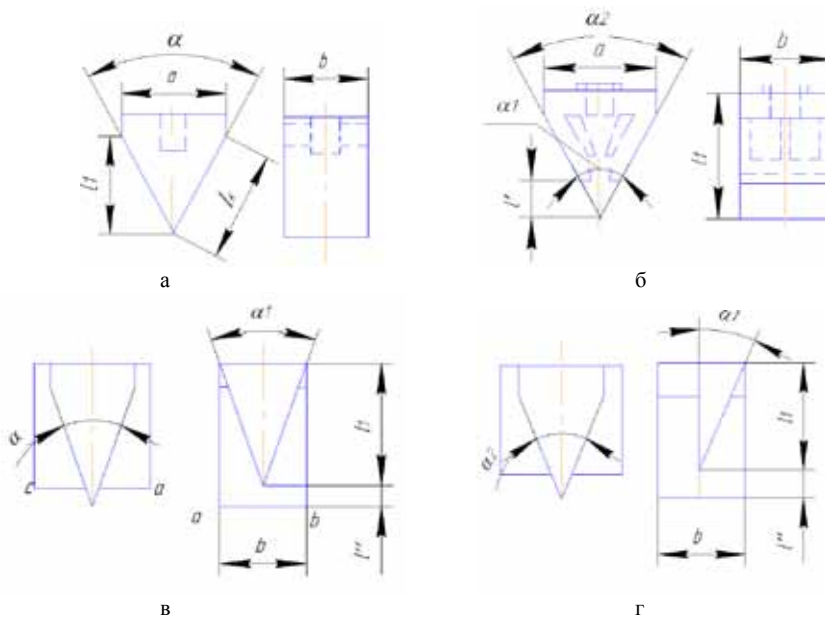


Рис. 3.11. Форма раскалывающего клина

С возрастанием величины угла клина α уменьшается глубина внедрения L_0 при возрастании наибольшего усилия раскалывания. С целью снижения величины усилия раскалывания и увеличения щели между отдельными частями полена может быть использован клин с переменным углом между щеками (см. рис. 3.11 б). При этом первоначальное внедрение на глубину l' ($l' > l_0$) осуществляется при малом угле α_1 . В дальнейшем внедрение происходит при большом угле α_2 . При небольшой глубине внедрения применяют угол клина $\alpha = 30 \dots 50^\circ$, при большой $\alpha = 10 \dots 20^\circ$ [17].

Крестообразный клин применяют для раскалывания в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 3.11 в). При этом клинья поставлены так, чтобы они раскалывали последовательно друг за другом (между лезвиями клиньев расстояние l''). Максимальное усилие раскалывания таким клином равно:

$$P_{\max}' = (1,3 \dots 1,5) \cdot P_{\max}, \quad (3.26)$$

где P_{\max} – усилие на клине с плоскими щеками.

Глубина внедрения составит

$$L_0 = 0,2 \cdot L. \quad (3.27)$$

Так как у крестообразного клина горизонтальные ножи несколько сдвинуты назад по отношению к вертикальному, то график усилий (рис. 3.10 б) на вертикальном и горизонтальном ножах оказывается также сдвинутым и суммарное максимальное усилие на клине незначительно превышает усилие на одном ноже.

Крестообразный клин с симметричным расположением щек для обеих плоскостей раскалывания применим при расколке вертикально стоящего полена. При горизонтальном положении полена на жесткой опоре применяют, например, крестообразный клин (рис. 3.11 г).

Глубина внедрения L_0 зависит от размеров и структуры древесины полена, а также от угла клина. Например, для клина с углом $30 - 50^\circ$ при раскалывании полена соснового, елового или березового, в котором отсутствуют пороки (сучковатость и др.),

$$L_0 = (0,08 \dots 0,1) \cdot L, \quad (3.28)$$

а с пороками

$$L_0 = (0,12 \dots 0,15) \cdot L, \quad (3.29)$$

где L – длина полена.

В случае раскалывания полена клином с углом $10 - 20^\circ$ глубина внедрения увеличивается на 50%.

Таким образом, усилие P_{max} , которое необходимо приложить к клину, чтобы полено раскололось, зависит от таких факторов, как угол клина, порода, длина, диаметр поленьев и др.

3.2.3.1 Определение усилия раскалывания

В процессе внедрения клина в дерево действуют три силы [50]: N – нормальное давление на щеках клина; F – сила трения и P – усилие на лезвии клина (рис. 3.12).

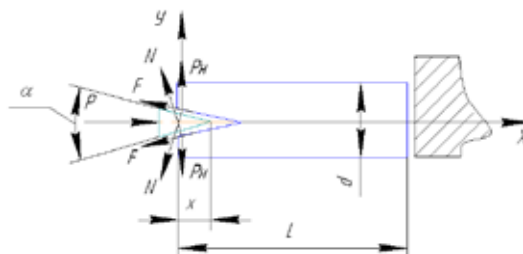


Рис. 3.12. Схема усилий на клине

Разрушение связей древесины по плоскости раскалывания происходит под действием сил P_n , направленным перпендикулярно этой плоскости.

Для того чтобы найти величину усилия P_{max} , необходимо решить систему из двух уравнений: на ось X проецируются все силы в момент появления щели:

$$P_{max} - 2 \cdot F \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - 2 \cdot N \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 0;$$

на ось Y проектируются силы, действующее на щеку клина:

$$P_n - N \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + F \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 0.$$

Принимая

$$F = \mu \cdot N,$$

где μ – коэффициент трения щек клина о дерево,

получаем:

$$P_{max} = \frac{2 \cdot P_n \cdot (\mu + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2})}{1 - \mu \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (3.30)$$

где

$$P_n = k \cdot d \cdot L, \quad (3.31)$$

где d и L – диаметр и длина раскалываемого полена соответственно, m ;

k – удельное сопротивление раскалыванию, зависящее от соотношения диаметра d и длины L полена, породы и влажности, H/m^2 (рис. 7.1 ж [50]).

Значительное влияние на величину k оказывает строение древесины (сучковатость и пр.). Например, при раскалывании поленьев с крупными сучьями k возрастает в 2...2,5 раза.

Среднее усилие на клине определяется (рис. 3.10 а):

$$P_{cp} = \frac{[P_{max} \cdot l_0 + P_1 \cdot (L_0 - l_0)]}{L}, \quad (3.32)$$

где

$$l_0 = \frac{L}{(20...25)}, \quad (3.33)$$

$$P_1 = \frac{P_{\max}}{(8...10)}. \quad (3.34)$$

Если раскалывающий нож крестообразного или звездчатого типа, усилие раскалывания складывается из усилий на каждом отдельном ноже. Суммарное максимальное усилие на клине P'_{\max} незначительно превышает максимальное усилие на одном ноже (см. выше рис. 3.10 б).

Тогда имеем:

$$P'_{\max C} = P_{\max} + P_1, \quad (3.35)$$

Среднее усилие на крестообразном ноже:

$$P_{cp} = \frac{2 \cdot [P_{\max} \cdot l_0 + P_1 \cdot (L_0 - 2 \cdot l_0)]}{L}, \quad (3.36)$$

Аналогичным методом может быть определено усилие P_{cp} и для звездчатого ножа.

3.2.3.2 Расчет мощности для раскалывания

$$N_{cp} = \frac{(P_{cp} + z_0) \cdot v}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (3.37)$$

где v – скорость внедрения клина в древесину, м/с;

z_0 – сопротивление трению в направляющих при движении клина или полена (клин неподвижен, и полено наталкивается на него);

η – КПД передач от двигателя к клину или упору (например механический или цепной колун).

Если, например, механический колун снабжен маховиком, то установленная мощность двигателя принимается равной N_{cp} . При отсутствии маховика установленная мощность двигателя равна:

$$N_{уст} = \frac{N_{cp}}{k_{пер}}, \text{ кВт}, \quad (3.38)$$

где $k_{пер}$ – коэффициент перегрузочной способности двигателя.

Расчет на прочность элементов колуна производится по величине P_{\max} .

3.3 Рубительные установки

3.3.1 Общее устройство и работа

Современные рубительные установки для производства топливной щепы, как правило, имеют барабанный рабочий орган, реже – дисковый [35, 56].

Рубительные установки крепятся на раме шасси автомобиля или форвардера или навешиваются на заднюю гидравлическую навеску трактора или на собственное шасси, снабженное прицепным устройством.

Как уже отмечалось, подача древесного сырья через загрузочный патрон к барабану (или ножевому диску) может обеспечиваться вручную (гравитационная загрузка) или с принудительной подачей за счет применения транспортера с верхним прижимным вальцом, или при помощи гидроприводных вальцов: верхнего обжимного горизонтального и нижнего горизонтального (поддерживающего или обжимного), а также двух боковых вертикальных.

Загрузочный патрон (рис. 3.13) и подающий стол собираются из сварных листов и труб (с различным изгибом для придания конструкции жесткости).

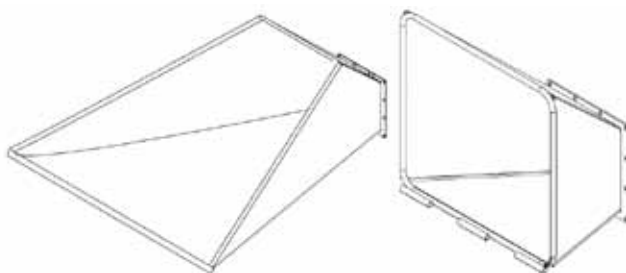


Рис. 3.13. Загрузочный патрон рубильной установки Junkkari HJ260G/HJ260Gt

Загрузочный патрон может располагаться горизонтально или дополнительно наклоняться в вертикальной плоскости на несколько углов и поворачиваться в горизонтальной плоскости.

Подающий стол, как правило, раскладывается гидравлически. При перемещении машины (в транспортном положении) – складывается.

Каждый из приводных валцов 1 (рис. 3.14) или сам транспортер подающего устройства приводится в действие от собственного гидромотора. Приводные валцы крепятся на вращающемся валу 2 с помощью шпоночного соединения. Сам вал закреплен на двух подшипниковых опорах 3 и вращается либо напрямую от гидромотора 4, либо через зубчатые или ременные передачи.

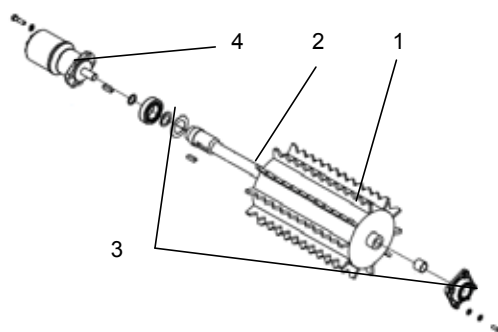


Рис. 3.14. Верхний обжимной горизонтальный валец на вращающемся валу в сборе с гидромотором подающего устройства рубильной установки Junkkari HJ500C: 1 – валец; 2 – вал; 3 – подшипник и подшипниковая опора; 4 – гидромотор

Если валцы являются обжимными, то подшипниковые опоры вала крепятся на перемещаемой гидравлически в вертикальной плоскости, относительно патрона или подающего стола, сварной рамке (рычаге) подающего устройства (рис. 3.15).

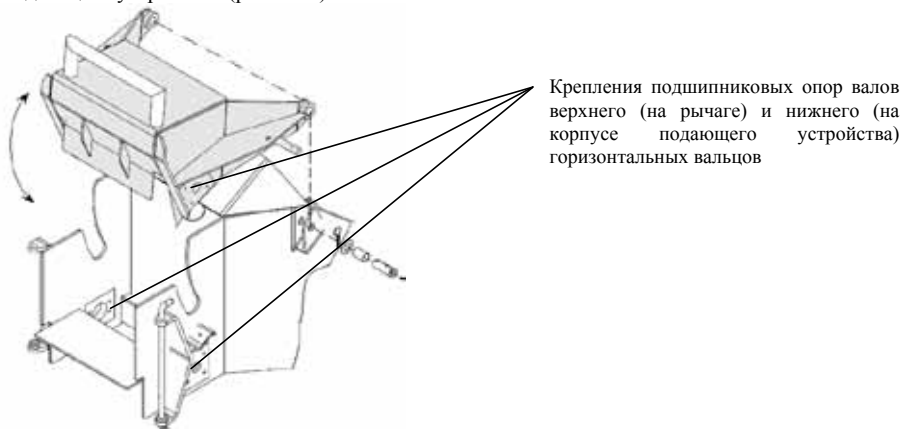


Рис. 3.15. Расположение рычага подающего устройства рубильной установки Junkkari HJ500C

Привод всех остальных вращающихся механизмов рубильной машины (щепопровода и пр.) гидравлический от отдельных гидромоторов через зубчатые или ременные передачи.

Рассмотрим механизм резания рубильной установки с барабанным рабочим органом.

Барабан составной сварной конструкции (рис. 3.16) . Он может быть цельным или полым, различной формы, например цилиндрический, конусный и пр.

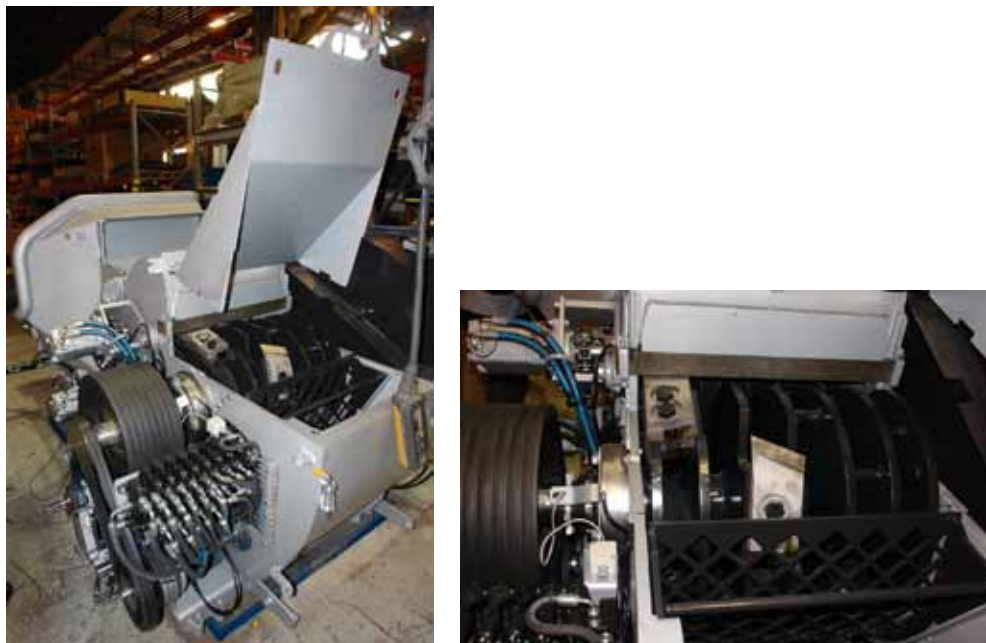


Рис.3.16. Рубильная установка Kesla с барабанным рабочим органом (фото авторов)

Барабан устанавливается на двух или трех подшипниковых опорах. На вращающемся барабане с помощью накладок и болтов установлены ножи (резцы). Обычно количество ножей 6 – 10. Изготовлены они из инструментальной стали. Выпуск рабочих граней ножей над цилиндрической поверхностью барабана можно регулировать. Ножи, как правило, могут иметь две рубящих стороны, позволяющих при износе одной стороны использовать вторую.

При рубке ножи совершают кругообразные движения, врезаясь в древесину под разными углами наклона, зависящими от толщины перерабатываемого древесного сырья. Вследствие чего щеп имеет неодинаковые направления среза и неоднородна по фракционному составу. Однако это вполне приемлемо при получении топливной щепы.

Барабан имеет высокую скорость вращения ($60 - 120 \text{ с}^{-1}$). Он окружен мощным стальным кожухом, который предназначен для ограждения барабана и направления потока щепы. Он сваривается из листовых стали. Состоит кожух из верхней (открывающейся или съемной) и нижней частей.

Привод барабана осуществляется либо напрямую от вала отбора мощности базовой машины, либо через клиноременную передачу (см. выше рис. 3.16). Количество ремней, как правило, от 4 до 8. Для соединения рубильной машины с любым типом трактора карданный вал делается регулируемым.

С противоположной стороны от подводящего кардана к торцу вала барабана монтируется гидронасос (пример – рубильные машины KESLA). Под барабаном устанавливается решетка (сито) с перфорированными отверстиями квадратной формы. Решетка ограничивает попадание крупных кусков древесины в щепу. Размеры ячеек решетки могут быть различными, например 60×60 , 80×80 и др. Фирма KESLA и большинство других компаний по запросу покупателя могут оснащать машину двумя-тремя различными решетками.

Под барабаном на раме установлен контрнож. Он, как правило, имеет две рабочие кромки. После износа одного лезвия контрнож переворачивают. При вращении барабана и подаче измельчаемого материала древесина перерубается ножами барабана. Процесс резания идет до момента встречи основных ножей с контрножом станины. Отрубленные таким образом частицы древесины – щепы – попадают в пазухи под режущими ножами, а затем центробежной силой выбрасываются на решетку (сито). Пройдя решетку, щепы падают на вращающиеся шнеки. Шнеки выталкивают ее к лопастям вентилятора, установленного на оси

рубительного барабана. Вентилятор потоком воздуха выбрасывает щепу в щепопровод (округлого или прямоугольного сечения) (рис. 3.17). Оставшиеся на сите большие куски древесины увлекаются ко второму (заднему) контрножу, где доизмельчаются.

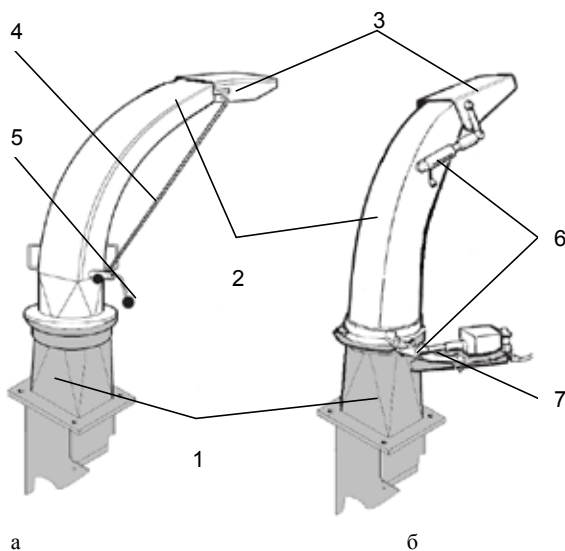


Рис. 3.17. Вращающийся щепопровод с регулируемой заслонкой выброса щепы: а – вручную; б – гидравлически; 1 – основание; 2 – щепопровод; 3 – заслонка; 4 – тяга; 5 – рычаг; 6 – гидроцилиндр; 7 – рычаг и поворачивающаяся рукоять

Удаление щепы также возможно транспортером (скребковым или армированной резиновой лентой со скребками) (см. выше 3.2.2, рис. 1.49 и рис. 1.55 раздела 1 книги).

В отличие от барабанных дисковые и шнековые рабочие органы наиболее пригодны для переработки однородного древесного сырья – баланса. Вместе с тем, например, в случае применения многоножевых дисковых рабочих органов с геликоидальными ножами и принудительной подачи, их можно эффективно использовать для измельчения лесосечных отходов [9].

У дисковых рабочих органов режущие ножи расположены на вращающемся в вертикальной (см. ниже рис. 3.18), горизонтальной или наклонной плоскости диске под постоянным углом наклона, как к поверхности диска, так и к направлению подачи. Резание древесины происходит под одинаковым углом к плоскости диска и при постоянных соотношениях режимов резания и затягивания древесного сырья к ножам независимо от их толщины. Таким образом щепа получается с одинаковым направлением среза (в сравнении с барабанными рабочими органами) и равномерная по фракционному составу.

Основные узлы рубительной установки с дисковым рабочим органом, на примере рубительных установок фирмы «Junkkari», следующие: механизм резания в виде ножевого диска (рис. 3.18), загрузочный патрон (см. выше рис. 3.13), привод, щепопровод (рис. 3.17).

Ножевой диск 1 закрепляется на валу 2 с натягом и фиксируется при помощи шпоночного соединения. Вал вращается на двух или трех подшипниках (одинарных или двойных роликоподшипниках). Подшипники могут быть вмонтированы в стальные стаканы (в случае осевого перемещения диска с валом и маховиком вдоль подшипниковых корпусов) либо жестко закрепляться в подшипниковых корпусах 3 на станине.

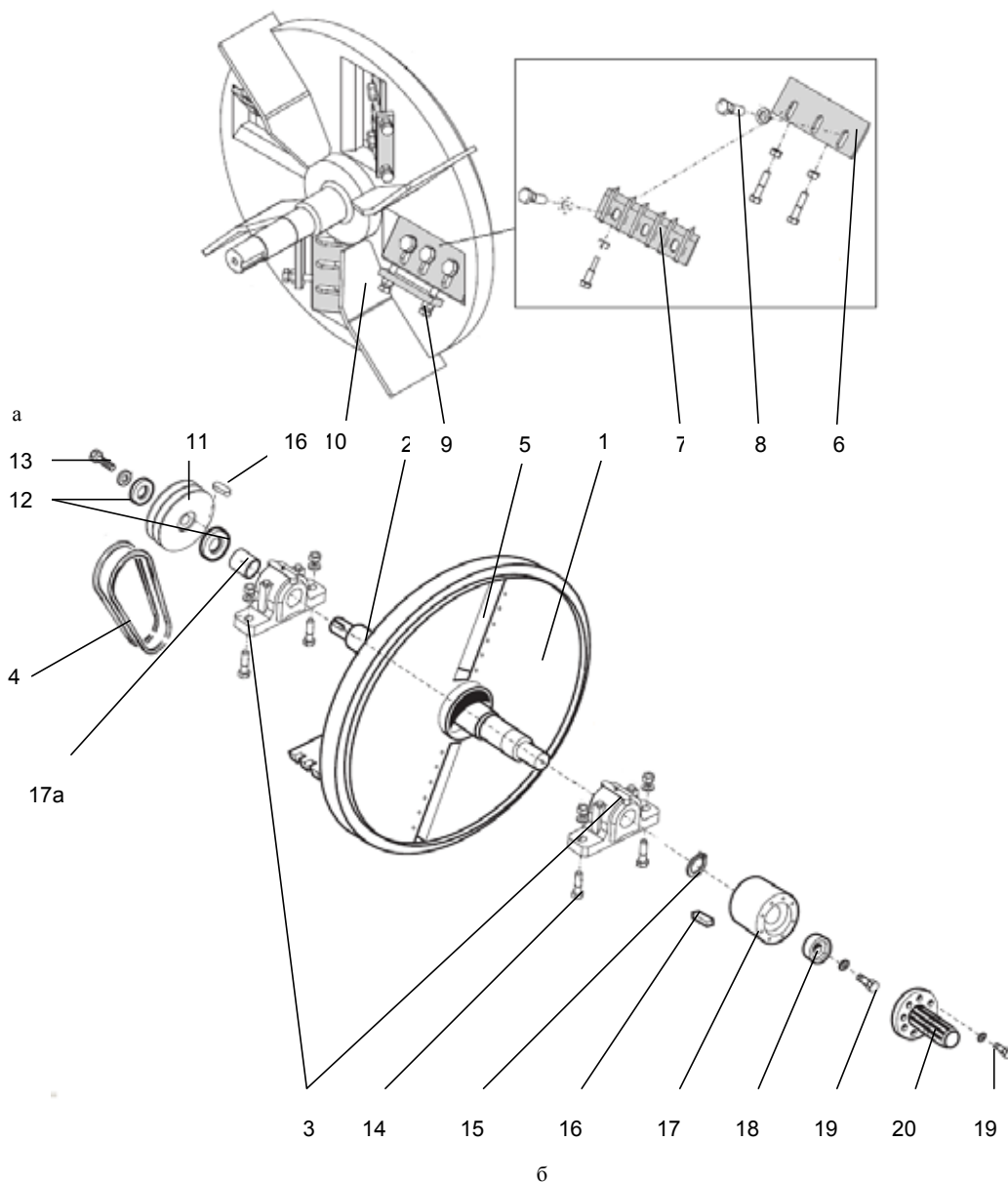


Рис. 3.18. Ножевой диск в сборе на валу рубильной установки: а – Junkkari HJ260G/HJ 260 Gt; б – Junkkari HJ500C; 1 – ножевой диск; 2 – вал; 3 – корпус подшипников; 4 – клиновые ремни; 5 – окно для выхода щепы; 6 – нож; 7 – накладка; 8 – винт; 9 – винт регулировочный; 10 – лопатка вентиляционная; 11 – шкив; 12 – шайба; 13 – винт; 14 – винт; 15 – стопорное кольцо; 16 – шпонка призматическая; 17 – муфта; 17а – втулка; 18 – крепежный фланец; 19 – винт; 20 – шлицевой вал

Наличие маховика позволяет увеличить маховый момент вращающихся частей рабочего органа, что особенно важно, например, при рубке толстомерной древесины.

Привод диска осуществляется либо напрямую от вала отбора мощности базовой машины, либо через клиноремennую передачу, либо от собственного двигателя.

Диск имеет наклонные (по ходу) относительно радиуса сквозные окна 5 для выхода щепы. В гнезда окон крепятся ножи 6 с помощью накладок (специальных опор) 7 и винтов 8. Выпуск ножей относительно рабочей стороны диска регулируется с помощью винтов 9. Обычно количество ножей 2 – 16. Например, у рубильных машин Junkkari HJ500 и Farni SN380HFC диск снабжен четырьмя ножами. Диск имеет высокую скорость вращения (16 – 52 с⁻¹). На нерабочей стороне диска (приводной стороне диска)

устанавливаются вентиляционные лопатки 10, которые предназначены для создания необходимого воздушного потока для удаления щепы из кожуха машины. Диск окружен защитным кожухом из стальных листов, в верхней части которого имеется окно для удаления щепы (далее в щепопровод).

Внизу патрона, через который подается древесное сырье, как и на барабанной рубительной установке, крепятся контрножи (см. выше по тексту).

Принцип работы дисковой рубительной машины следующий [9]. Древесное сырье, подвергаемое измельчению в щепу, по патрону или столу подающего устройства попадает под вращающиеся ножи диска. Каждый нож отрезает (отрубает) кусок древесины толщиной, равной выпуску режущих ножей за плоскость диска. Отрубаемая древесина распадается на щепу, которая сквозь подножевую щель проходит на приводную сторону диска, а затем удаляется из машины по щепопроводу, например, с помощью лопаток, закрепленных на диске.

3.3.2 Расчет количества и размеров вентиляционных лопаток на диске

На процесс удаления щепы из кожуха рубительной машины в щепопровод оказывают влияние скорость вращения барабана или диска, ширина и диаметр кожуха машины, размеры щепопровода и др. [10]. В рубительной машине с дисковым рабочим органом на этот процесс влияют также размеры вентиляционных лопаток и их количество.

Работа дисковых рубительных машин при пневматическом удалении щепы может быть сопоставлена работе центробежных вентиляторов. Шаг по среднему диаметру лопаток равняется их радиальной длине, а число лопаток определяется по выражению:

$$i = \pi \cdot \frac{D_H + D_B}{D_H - D_B}, \quad (3.39)$$

где D_H – наружный диаметр лопаток;
 D_B – внутренний диаметр лопаток.

Полученное число округляют до чисел, кратных 4 или 6. Число лопаток не должно быть меньше 6 – 8.

У малоножевых машин с числом режущих ножей 3, 4 и 5 число лопаток принимают вдвое большим. Для многоножевых машин число лопаток должно соответствовать числу режущих ножей. Таким образом, щепы, полученная при каждом отдельном отрубе, будет своевременно удаляться из кожуха машины.

Радиальная длина лопаток определяется:

$$l_{л} = \frac{D_H + D_B}{2 \cdot i} \quad (3.40)$$

где

$$D_H = (1,05 \dots 1,15) \cdot D$$

$$D_B = (0,85 \dots 0,90) \cdot D$$

D – диаметр диска.

Ширину лопаток $B_{л}$ и ширину кожуха $B_{к}$ целесообразно определять из размеров сечения патрона, обеспечивающего рубку бревен наибольшего диаметра d_{MAX} .

Кожух рубительной машины должен быть таких размеров, чтобы в нем свободно размещался ножевой диск. С приводной стороны следует оставлять пространство для прохода щепы, образующейся в процессе отруба.

Соотношения между шириной лопаток и максимальным диаметром бревна следующие:
 для малоножевых машин

$$B_{л} = (0,60 \dots 0,75) \cdot d_{MAX}, \quad (3.41)$$

для многоножевых машин

$$B_{л} = (0,90 \dots 1,00) \cdot d_{MAX}. \quad (3.42)$$

Меньшее значение приведенного коэффициента у малоножевых машин объясняется тем, что на каждый нож у них приходится по две лопатки.

3.3.3 Проектирование и расчет защитного кожуха и щепопровода

Ширина B_K и диаметр D_K кожуха машин с дисковым рабочим органом выбираются конструктивно:

$$B_K = B_{Л} + (30...40) , мм, \quad (3.43)$$

$$D_K = D_H + (20...30) , мм. \quad (3.44)$$

Размеры защитного кожуха машины с барабаны рабочим органом также задаются конструктивно.

Щепопровод может иметь квадратное, круглое или прямоугольное сечение. Ширина (или диаметр) щепопровода должна быть равной ширине кожуха машины с тем, чтобы не создавать дополнительных сопротивлений при входе щепы в трубу.

При прямоугольной форме щепопровода его ширина больше высоты в 1,3 – 1,5 раза [10].

Высота щепопровода равна:

$$h_{щ} = (0,65...0,75) \cdot B_K \quad (3.45)$$

Длина щепопровода зависит от конструктивных особенностей базовой машины, высоты контейнера щеповоза и пр.

Расчет на прочность деталей рубительной машины необходимо вести при наиболее тяжелых условиях ее работы, например, при рубке бревен максимально возможного диаметра.

Остановимся подробнее на прочностных расчетах следующих основных деталей: вала (оси), ножевого диска и ножевого барабана.

3.3.4 Особенности расчета вала

Вал рубительной машины рассчитывают на прочность, жесткость, поперечные и крутильные колебания [10]. Для таких инженерных расчетов удобно использовать соответствующее ПО.

В большинстве конструкций рубительных машин вал опирается на два подшипника, т. е. имеет место статически определимая система. При расчете вала учитываются нагрузки от сил тяжести – собственного веса вала, барабана (для дисковой рубительной машины – ножевого диска), маховика, соединительной муфты или другой открытой передачи движения от двигателя к валу машины. Все эти нагрузки действуют в вертикальной плоскости, т. е. перпендикулярно оси вала.

При рубке появляется также переменная сила резания, которая приложена на ножах на некотором радиусе резания. От действия этой силы при расчетах вала учитывается также и крутящий момент. Направление расчетной (наибольшей) силы резания зависит от направления подачи древесного сырья в подающем устройстве (загрузочном патроне или конвейере). Например, при горизонтальной подаче древесины расчетная сила резания направлена горизонтально (параллельно оси вала).

Возникающие в процессе рубки силы затягивания древесины по сравнению с силами тяжести и силами резания имеют малые значения и при расчете вала на прочность не учитываются.

Расчет вала на прочность производится по деформациям изгиба и кручения. При этом определяют размеры сечений отдельных участков вала. Длину участка вала выбирают из конструктивных соображений с учетом наиболее компактного расположения деталей на валу: барабана (или ножевого диска), шкива-маховика (или диска-маховика), опор вала и др.

Расчет вала на жесткость от поперечных сил предназначен для определения прогибов и углов наклона упругой линии оси вала. При расчете вала на деформацию кручения его жесткость оценивается по углу закручивания.

Последовательность проектирования опор вала на подшипниках качения и выбор типов подшипников следующие [29]:

1. Из эскизной компоновки намечается расстояние между подшипниковыми опорами и закрепленными на валу деталями и определяется нагрузка на опоры;
2. Предварительно подбирают тип подшипника с учетом конструкции опоры, условий эксплуатации и монтажа. Например, на дисковой рубительной машине вал может устанавливаться на радиально-упорных подшипниках, параметры которых выбирают так, чтобы обеспечить восприятие как радиальных, так и осевой нагрузок, действующих на вал машины. Ножевой барабан вместе со шкивом-маховиком может быть установлен не только на вращающемся валу, но и на неподвижной оси, имеющей две или три опоры (сдвоенные радиальные шарикоподшипники или сдвоенные сферические роликоподшипники и один

сферический роликоподшипник). Сама же неподвижная ось ножевого барабана крепится при помощи шпонок в одной или двух опорах.

3. Определяют расчетную долговечность подшипника (ресурс в час и млн обор.), назначая ориентировочно его типоразмер, и сопоставляют ее с рекомендуемой.

4. В зависимости от требований, предъявляемых к работе подшипниковой опоры, назначают класс точности подшипника, посадки на внутренние (на вал (ось)) и наружные (в корпусе) кольца, а также выбирают способ крепления колец подшипника.

5. Подбирают тип смазки, марку смазочного материала, конструкцию уплотнений.

6. Окончательно оформляют конструкцию подшипниковой опоры.

3.3.5 Проектирование и расчет ножевого диска

Конструктивные размеры ножевого диска назначают из условий размещения режущих ножей и создания потребного момента. При расчете на прочность материала диска выполняют поверочный расчет для определения напряжений и коэффициентов запаса прочности. Необходимо также учитывать, что при больших скоростях вращения в материале диска возникают напряжения от центробежных сил инерции. В межножевых перемышках следует учитывать напряжения, вызываемые силой резания и крутящим моментом [10].

Напряжения от центробежных сил инерции во вращающемся диске по энергетической теории и теории наибольших тангенциальных напряжений определяются:

$$\sigma_t = \frac{\gamma \cdot V^2}{8 \cdot g} \cdot (3 + \mu) \cdot \left[2 + \left(1 - \frac{1 + 3 \cdot \mu}{3 + \mu} \right) \cdot a^2 \right] \quad (3.46)$$

где γ – удельный вес материала (для стали $\gamma = 0,00785 \text{ кг/см}^3$);

g – ускорение свободного падения;

μ – коэффициент Пуассона (для сталей $\mu = 0,25 \dots 0,33$);

$$a = \frac{d}{D}$$

D – отношение диаметра отверстия под вал d к наружному диаметру диска D ;

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$$

– окружная скорость на ободе диска;

n – число оборотов диска.

Следует также рассчитать напряжения при отрыве половинок диска от действия центробежных сил инерции по сечению А – А (рис. 3.19).

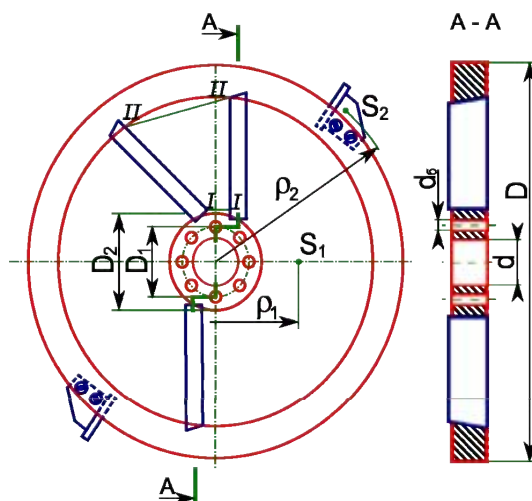


Рис. 3.19. Схемы для расчета на прочность ножевого диска

Величина центробежной силы инерции для половинки диска равна:

$$P_u = \frac{G}{g} \cdot \rho_1 \cdot \omega^2 \quad (3.47)$$

где G – вес диска;

ρ_1 – расстояние от оси вращения диска до центра масс его половинки:

$$\rho_1 = \frac{3}{4 \cdot \pi} \cdot R = 0,424 \cdot R = 0,212 \cdot D$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad \text{– угловая скорость вращения диска в } c^{-1}.$$

Уравнение прочности на разрыв следующее:

$$P_u \leq \sum F_A \cdot \sigma_p, \quad (3.48)$$

где $\sum F_A$ – сумма площадей сечения диска в сечении $A - A$.

Действие силы резания следует считать ударной нагрузкой. При расчете вводят коэффициент динамичности $K_\delta = 2 \dots 3$.

Напряжения в перемычках диска от силы резания определяют приближенно из следующего выражения:

$$K_\delta \cdot P_{\max} = (F_I + F_{II}) \cdot \sigma_p', \quad (3.49)$$

где F_I и F_{II} – площади сечений I–I и II–II межножевых перемычек (см. выше рис. 3.19).

Крутящий момент вызывает срезающие напряжения в перемычках между окнами. Срезающие напряжения определяют по следующему уравнению прочности:

$$M_{KP} = 1,5 \cdot M_{\text{онр}} \leq F_1' \cdot R_1 \cdot \tau_{cp}, \quad (3.50)$$

где $F_1' = \delta \cdot b \cdot z$ – суммарная площадь сечения всех перемычек;

δ – толщина диска;

b – ширина перемычки в сечении I–I;

z – число перемычек (равно числу ножей);

R_1 – наименьший радиус перемычек, измеренный из центра диска.

Запас прочности равен:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_t} \geq [n] = 5 \dots 7 \quad (3.51)$$

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_p} \geq [n] = 5 \dots 7 \quad (3.52)$$

Большой коэффициент запаса прочности принимают вследствие применения приближенных методов расчета.

3.3.5.1 Расчет крепления диска на валу

Ножевой диск насаживают на вал, как правило, с прессовой посадкой и крепят к бурту вала болтами. При расчете крепления диска к валу число болтов, а также их сечение d_b определяют по деформации среза от

максимального крутящего момента $M_{кр}$. Для обеспечения большей надежности этого соединения действие посадки при расчете не учитывают.

Из-за неравномерного распределения нагрузки по отдельным болтам в расчет вводят $1/2...1/3$ часть всех болтов i , устанавливаемых для соединения диска с валом.

Сечение болта определяют из следующего уравнения прочности на срез:

$$\frac{\pi \cdot d_{\text{б}}^2}{4} \cdot \frac{i}{2.3} \cdot \frac{D_{\text{б}}}{2} \cdot [\tau]_{\text{ср}} \geq M_{\text{кр}} \quad (3.53)$$

где $D_{\text{б}}$ – диаметр окружности, проведенной по центрам болтов.

При креплении диска на валу с помощью шпонок расчетом определяют длину шпонки l для случая напряженного шпоночного соединения. Расчетное уравнение следующее:

$$M_{\text{кр}} = 0,04 \cdot b \cdot l \cdot [\sigma]_{\text{см}} \cdot (2,28 \cdot d + h), \quad (3.54)$$

где d – диаметр вала;

b и h — сечение шпонки, выбираемое в зависимости от диаметра вала;

для спокойных нагрузок: $[\sigma]_{\text{см}} = 150...180, \text{ МПа},$

для динамических нагрузок $[\sigma]_{\text{см}} = 80...100, \text{ МПа}.$

3.3.5.2 Расчет крепления ножей на диске

При рубке толстомерной древесины ножи воспринимают значительные усилия, требующие надежного крепления их в ножевом диске. В конструкциях рубительных машин, как правило, применяют два способа установки режущих ножей.

При первом способе (рис. 3.20 а) ножи устанавливают с лицевой стороны диска, в его плоскости. При втором способе ножи устанавливают в повернутом положении по сравнению с первым способом (см. рис. 3.20 б) [10].

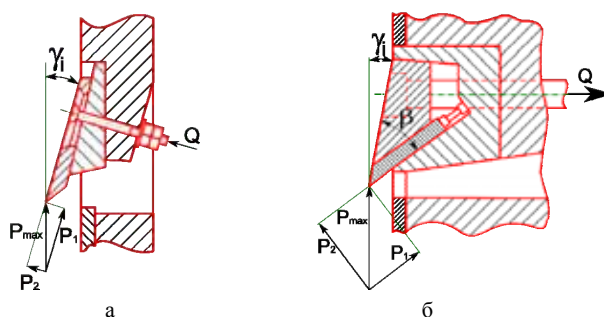


Рис. 3.20. Схемы для расчета крепления ножей на диске: а – нож с лицевой стороны; б – нож в повернутом положении

Рассмотрим действие окружной силы резания при установке режущих ножей по первому способу (рис. 3.20 а).

Усилие P_2 стремится сдвинуть с места режущий нож, а усилие P_1 – изогнуть его и оторвать от плоскости диска. Усилие P_2 воспринимается основанием ножа, а также силой трения, возникающей от силы затяжки Q крепежных болтов.

Если обозначить через λ долю, приходящуюся на силу трения для восприятия P_2 , то усилие Q необходимое для затяжки болтов, составит

$$Q = P_1 + \lambda \cdot P_2 \cdot \frac{1}{f} = P_{\max} \cdot \left(\sin \gamma_i + \frac{1}{f} \cdot \lambda \cdot \cos \gamma_i \right) \quad (3.55)$$

где f – коэффициент трения, $f = 0,2 \dots 0,25$.

Учитывая динамичность нагрузки, а также возможную неравномерность затяжки отдельных болтов, принимают для расчета усилие $(1,6 \dots 1,8) \cdot Q$.

Назначая число i крепежных болтов в зависимости от длины режущих ножей, определяют внутренний диаметр резьбы болта по деформации растяжения.

Уравнение прочности следующее:

$$(1,6 \dots 1,8) \cdot P_{\max} \cdot \left(\sin \gamma_i + \frac{\lambda}{f} \cdot \cos \gamma_i \right) \leq \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot [\sigma]_p \quad (3.56)$$

Напряжения в материале режущих ножей в опасном сечении (по линии крепления) будут складываться из деформаций изгиба, вызываемых силой P_1 , и деформаций сжатия от силы P_2 :

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{6 \cdot P_1 \cdot l_2}{(b - i \cdot d_o) \cdot a^2} \quad (3.57)$$

$$\sigma_{сж} = \frac{P_2}{(b - i \cdot d_o) \cdot a} \quad (3.58)$$

где b – длина ножей;
 a – толщина ножей.

Тогда суммарное напряжение равно

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_{сж} \quad (3.59)$$

В случае установки ножей по второму способу (рис. 3.20 б) уравнения прочности следующие: для крепежных болтов

$$(1,6 \dots 1,8) \cdot P_{\max} \cdot \left[\cos(\beta + \gamma_i) + \frac{\lambda}{f} \cdot \sin(\beta + \gamma_i) \right] \leq \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot [\sigma]_p, \quad (3.60)$$

для ножей

$$\sigma_u = \frac{6 \cdot P_2 \cdot l_2}{b \cdot a^2}, \quad (3.61)$$

$$P_2 = P_{\max} \cdot \sin(\beta + \gamma_i), \quad (3.62)$$

$$P_1 = P_{\max} \cdot \cos(\beta + \gamma_i), \quad (3.63)$$

$$\sigma_{сж} = \frac{P_1}{b \cdot a}. \quad (3.64)$$

Суммарное напряжение составит

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_{сж} \quad (3.65)$$

Т.к. величина плеча l'_2 изгибающей силы P_2 малы по сравнению с ее величиной при первом способе установки ножей, то можно использовать в рубильных машинах стандартные режущие ножи толщиной 8–12 мм [10].

3.3.5.3 Расчет крепления лопаток к диску

Лопатки на ножевом диске крепятся болтами. Усилие для расчета болтового соединения обуславливается центробежной силой инерции P_u , возникающей при вращении и стремящейся оторвать лопатку от диска,

$$P_u = \frac{G_l}{g} \cdot \rho_2 \cdot \omega^2 \quad (3.66)$$

где G_l – вес лопатки;

ρ_2 – расстояние от оси диска до центра тяжести лопатки (см. выше рис. 3.19).

Схема болтового соединения для крепления лопатки на диске показана на рис. 3.21.

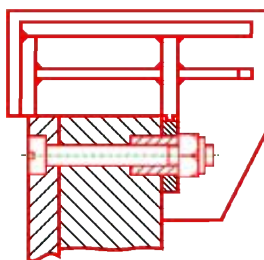


Рис. 3.21. Схема болтового соединения для крепления лопаток к диску

Расчетное усилие P_u направлено поперек осей крепежных болтов. Для восприятия этой силы установлены разгрузочные втулки, работающие на срез.

Расчетное усилие Q , растягивающее болт при нагрузке поперечными силами, равно:

$$Q = 1,2 \cdot \frac{P_u}{i} \quad (3.67)$$

где i – число болтов, $i = 2$.

Внутренний диаметр резьбы болта находят из следующего уравнения прочности:

$$Q \leq \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot [\sigma]_p \quad (3.68)$$

Площадь сечения разгрузочной втулки определяют по деформации среза

$$\frac{P_u}{i} \leq \frac{\pi}{4} \cdot (d_n^2 - d_{вн}^2) \cdot [\tau]_{ср} \quad (3.69)$$

где d_n и $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры разгрузочной втулки;
 $d_{вн} = d_o$ – наружный диаметр резьбы.

3.3.6 Проектирование и расчет ножевого барабана

3.3.6.1 Расчет основных конструктивных параметров

Основными конструктивными параметрами барабанной рубильной машины являются диаметр ножевого барабана, угол наклона подающего устройства, величина смещения контрножа от оси барабана,

размеры подножевой пазухи, выпуск режущих ножей и углы их заточки, а также толщина перерабатываемого слоя древесины (рис. 3.22) [10].

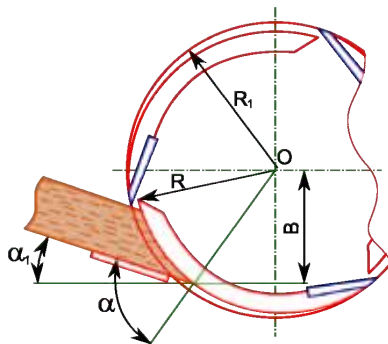


Рис. 3.22. Основные параметра барабана

Зависимость между длиной щепы по волокну и основными параметрами барабанной рубительной машины при условии, что лезвие контраножа расположено параллельно образующей барабана и щепа поступает вовнутрь барабана (рис. 3.22), выражается уравнением:

$$l_{щ} = \sqrt{R_1^2 - (R_1 \cdot \sin \alpha - H)^2} - \sqrt{R^2 - (R_1 \cdot \sin \alpha - H)^2}, \quad (3.70)$$

где $l_{щ}$ — длина щепы вдоль волокон древесины;

R — радиус окружности барабана, задающий длину щепы, т. е. расстояние от оси вращения барабана до его поверхности непосредственно перед ножом;

R_1 — радиус окружности, описываемой лезвиями режущих ножей;

α — эквивалентный угол наклона подающего устройства (патрона или транспортера), т. е. направление подачи;

$H = d$ — толщина измельчаемого слоя древесины.

Угол α определяется по уравнению

$$\alpha = \arcsin \frac{B}{R_1} + \alpha_1 \quad (3.71)$$

где B — величина смещения по вертикали лезвия контраножа относительно оси барабана;

α_1 — угол наклона подающего устройства.

Величина выпуска h режущих ножей равна

$$h = R_1 - R \quad (3.72)$$

В процессе измельчения древесины в щепу важное значение имеет чистота среза, зависящая в основном от величины угла среза ε , т. е. угла между направлением волокон и поверхностью среза. Наиболее чистый срез получается при $\varepsilon = 50 - 55^\circ$ и меньше [10].

Зависимость угла ε от параметров рубительной машины и толщины слоя древесины выражается следующей формулой:

$$\varepsilon = \arccos \left(\sin \alpha - \frac{H}{R_1} \right) \quad (3.72)$$

Габаритные размеры и вес барабанной рубительной машины зависят, прежде всего, от диаметра ножевого барабана, поэтому его следует выбирать наименьшим.

Если чистота и угол среза щепы не имеют существенного значения, то минимальный диаметр ножевого барабана определяется по выражению

$$D_{1\min} = \frac{2 \cdot H_{\max}}{\sin \alpha} \quad (3.73)$$

где H_{\max} — максимально допустимая толщина слоя древесины.

В этом случае щепы будет иметь угол среза около 90° , что вызовет увеличение расхода энергии и даст неровный срез.

После определения диаметра ножевого барабана следует проверить (если требуется), какой при этом будет разброс длин щепы по волокну. Если результаты проверки не отвечают предъявляемым требованиям, то следует увеличить диаметр ножевого барабана или уменьшить толщину слоя измельчаемой древесины.

Если качество среза не учитывать, то минимальный угол равен

$$\alpha_{\min} = \arcsin \frac{H_{\max}}{R_1} \quad (3.73)$$

Если качество среза имеет существенное значение и угол среза не должен превышать заданной величины ε , тогда

$$\alpha_{\min} = \arcsin \left(\frac{H_{\max}}{R_1} + \cos \varepsilon \right) \quad (3.74)$$

После того, как определен эквивалентный угол, необходимо проверить его на степень вариации длины щепы по волокну [10]. Проверка производится по формуле расчета длины щепы $l_{щ}$ в зависимости от конструкции ножевого барабана. При проектировании барабанных рубительных машин угол наклона подающего устройства обычно выбирается из технологических условий. Тогда в соответствии с полученным эквивалентным углом α_{\min} определяют место установки лезвия контрножа. Величину выпуска режущих ножей следует назначать исходя из заданной длины щепы. Например, при выбранных D_1 и α , а также для некоторого среднего значения H по формуле расчета длины щепы $l_{щ}$ определяют величину R . Тогда $h = R_1 - R$. Найденные радиусы R_1 за режущим ножом и R перед ножом являются задающими, или фиксирующими длину щепы по волокну.

3.3.6.2 Расчет производительности и потребной мощности привода

Расчет производительности

Производительность барабанных рубительных машин определяется числом резов за определенный промежуток времени, размерами перерабатываемой древесины и длиной щепы [10]:

$$Q = K_n \cdot 60 \cdot n \cdot z \cdot F_p \cdot l_{щ}, \text{ плотных м}^3/\text{ч}. \quad (3.75)$$

где K_n — коэффициент подачи, характеризующий использование машинного времени, $K_n = 0,5 \dots 0,7$;

n — число оборотов ножевого барабана в минуту;

z — число ножей;

F_p — расчетная площадь одного реза, м^2 ;

$l_{щ}$ — длина щепы, м .

Длина щепы зависит от выпуска h режущих ножей за окружность ножевого барабана, места установки механизма подачи и толщины древесины. При определении производительности принимается некоторая усредненная длина щепы $l_{щ}$ по волокну.

Кинематика резания

Скорость резания равна

$$V = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}, \quad (3.76)$$

где D_p – диаметр окружности резания, мм.

Число оборотов ножевого барабана определяется:

$$n = \frac{D_1 \cdot n_1}{D} \cdot (1 - \varepsilon), \quad (3.77)$$

где n_1 – число оборотов шкива двигателя в минуту;

D_1 – диаметр шкива приводного двигателя, мм;

D – диаметр ведомого шкива, мм;

ε – коэффициент скольжения для клиноременной передачи (привода барабана).

Скорость подачи равна

$$U = \frac{\pi \cdot D_B \cdot n_B}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}, \quad (3.78)$$

где D_B – диаметр верхнего подающего вальца, мм;

n_B – число оборот верхнего подающего вальца:

$$n_B = \frac{n_{дв}}{i}, \text{ об./мин}, \quad (3.79)$$

где $n_{дв}$ – число оборотов вала двигателя в минуту;

i – передаточное отношение редуктора.

Величина подачи на каждый режущий нож составит

$$U_z = \frac{60 \cdot 1000 \cdot U}{z \cdot n}, \text{ мм}. \quad (3.80)$$

Расстояние между режущими кромками ножей по окружности определяется

$$L = 2 \cdot \pi \cdot R_p \cdot \frac{\varphi}{360}, \text{ мм}, \quad (3.81)$$

где R_p – радиус окружности резания, мм;

φ – центральный угол, расположенный между двумя радиусами окружности резания, проходящими через режущие кромки смежных ножей (рис. 3.23).

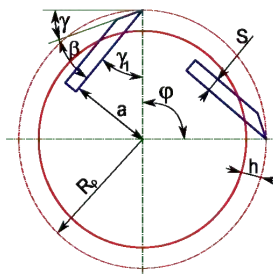


Рис. 3.23. Геометрические параметры ножевого барабана

Угол резания равен

$$\delta = \beta + \gamma, \quad (3.82)$$

где β – угол заточки ножей;

γ – задний угол.

В случае заточки ножей с помощью специальных приспособлений, обеспечивающих затыловку задней грани, минимальная возможная величина заднего угла определяется:

$$\gamma = \arcsin \frac{S}{2 \cdot R_p \cdot \sin \beta}, \quad (3.83)$$

где S – толщина ножа.

При плоской заточке задней грани ножа полученную величину заднего угла следует увеличить на $3 - 4^\circ$ [10].

Передний угол равен:

$$\gamma_1 = 90 - \arcsin \frac{S}{2 \cdot R_p \cdot \sin \beta} + \beta. \quad (3.84)$$

Затем определяется рациональное конструктивное расстояние передней плоскости ножа до центра окружности резания ножевого барабана (см. выше рис. 3.23)

$$a = R_p \cdot \sin \gamma_1, \text{ мм}. \quad (3.85)$$

Определение мощности привода ножевого барабана

Мощность резания определяется:

$$N_p = \frac{P \cdot V_p}{102} = \frac{p \cdot e_{cp} \cdot V_p}{102}, \text{ кВт}, \quad (3.86)$$

где P – среднее окружное усилие;

p – удельное усилие резания, $H/\text{мм}$;

V_p – скорость резания, м/с ;

e_{cp} – средняя условная ширина резания плотной древесины.

Площадь резания составит:

$$F_p = \frac{B \cdot H \cdot k_n}{\sin \varphi_n \cdot \sin \psi_{cp}}, \quad (3.87)$$

где B – ширина приемного окна (патрона), мм ;

H – толщина слоя отходов в обжатом состоянии, мм ;

k_n – коэффициент полндревесности слоя кусковых отходов древесины;

φ_n – угол наклона (между направлением волокна и осью вращения ножевого барабана);

ψ_{cp} – средний угол встречи.

Максимальная площадь сечения исходя из условий пропуска кусковых отходов слоем максимальной толщины равна:

$$F_{\max} = \frac{B \cdot H_{\max} \cdot k_n}{\sin \varphi_n \cdot \sin \psi_{cp}}. \quad (3.88)$$

Средняя условная ширина резания:

$$e_{cp} = \frac{F_p}{L}, \quad (3.89)$$

где L – расстояние между режущими ножами по окружности, мм .

Максимальная условная ширина резания:

$$e_{\max} = \frac{F_{\max}}{L} \quad (3.90)$$

Удельное сопротивление резанию $K\psi$ ($K\varphi$) определяется:

для продольно-торцевого резания (угол встречи $\psi < 90^\circ$ и угол наклона подачи в плане $\varphi = 90^\circ$)

$$K_{\psi B} = K_1 \cdot \cos^2 \psi_B + K_2 \cdot \sin^2 \psi_B, \quad (3.91)$$

для поперечно-торцевого резания (угол встречи $\psi = 90^\circ$ и угол наклона подачи в плане $\varphi < 90^\circ$)

$$K_{\varphi H} = K_3 \cdot \cos^2 \varphi_H + K_2 \cdot \sin^2 \varphi_H, \quad (3.92)$$

где K_1 – коэффициент сопротивления при продольном резании древесины, $H/мм^2$;
 K_2 – коэффициент сопротивления при торцевом резании древесины, $H/мм^2$;
 K_3 – коэффициент сопротивления при поперечном резании древесины, $H/мм^2$.

Удельное сопротивление резанию равно:

$$k = K_{\psi(\varphi)} \cdot a_w \cdot a_n \cdot a_p \cdot a_M, H/мм^2, \quad (3.93)$$

где a_w – поправочный коэффициент, учитывающий влияние влажности древесины (для сухой древесины $a_w = 1,0$; для свежесрубленной $a_w = 0,89$);

a_n – поправочный коэффициент, учитывающий влияние породы древесины (для сосны $a_n = 1,0$; для березы $a_n = 1,2 \dots 1,3$; для ели $a_n = 0,87$; для осины $a_n = 0,85$);

a_p – поправочный коэффициент, учитывающий влияние остроты режущих ножей (для острых ножей для $a_p = 1,0$; для затупленных $a_p = 1,4$; для тупых $a_p = 1,6$);

a_M – поправочный коэффициент, учитывающий степень промерзания древесины, $a_M \approx 1,1$.

Удельное усилие резания составит:

$$p = k \cdot l_{cp}, H/мм, \quad (3.94)$$

где l_{cp} – средняя толщина снимаемого слоя, мм.

Средняя мощность резания:

$$N_{cp} = \frac{p \cdot e_{cp} \cdot V_p}{102}, кВт. \quad (3.95)$$

С учетом коэффициента загрузки машины ($K_n = 0,7$) мощность резания будет равна:

$$N_p = N_{cp} \cdot K_n. \quad (3.96)$$

Номинальная мощность приводного двигателя:

$$N_{дв} = \frac{N_p}{\eta_{дв} \cdot \eta_{п}}, \quad (3.97)$$

где $\eta_{дв}$ – КПД приводного двигателя;

$\eta_{п}$ – КПД передачи (например, клиноременной).

Максимальная возможная мощность резания:

$$N'_{\max} = \frac{p \cdot \epsilon_{\max} \cdot V_p}{102}, \text{ кВт.} \quad (3.98)$$

При этом максимальная потребляемая мощность:

$$N_{\max} = \frac{N'_{\max}}{\eta_{ДВ} \cdot \eta_{П}}, \text{ кВт.} \quad (3.99)$$

Коэффициент перегрузки двигателя:

$$\lambda = \frac{N_{\max}}{N_{ДВ}}. \quad (3.100)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Описанные в учебном пособии лесосечные машины и оборудование, применяющиеся в различных технологических процессах лесозаготовок, могут использоваться либо напрямую для заготовки древесной биомассы и производства энергетической древесины, либо требуется дополнительная их модернизация, а также изменение самих технологических процессов.

В пособии были рассмотрены конструкции гусеничных и колесных трелевочных тракторов с тросочерным оборудованием, бесчokerные и с пачковыми захватами, машин для валки и пакетирования деревьев – валочно-пакетирующих, валочно-трелевочных, машин для обработки спиленных деревьев – сучкорезных и др., т.е. лесосечных машин, применяющихся при традиционных технология заготовки хлыстами или деревьями.

Описаны особенности конструкций харвестеров, форвардеров, комбинированных лесосечных машин, применяющихся в технологическом процессе заготовки сортиментами, а так же модернизированных на их базе машин для нужд биоэнергетики, например харвестеров с валочными головками.

Уделено внимание описанию конструкции, общего устройства и работы машин для сбора, пакетирования и транспортировки лесосечных отходов, представляющих собой чаще всего модернизированный колесный форвардер, а также использующихся напрямую для производства энергетической древесины, например рубительных машин, машин для производства дров и корчевания пней.

Проведенный в пособии краткий анализ и рассмотренные конструктивные особенности лесосечных машин и технологического оборудования, описанные методики их проектирования и расчета позволят конструкторам творчески подойти к более полному анализу конструкций машин и оборудования с целью последующей их адаптации, или проектирования новых машин и оборудования, для биоэнергетики.

Авторы не претендуют на полное освещение вопросов технологии, проектирования машин и технологического оборудования. Однако, выполненная работа – это попытка использования финского опыта для анализа технологий и конструкций лесосечных машин и оборудования, а также российского опыта в вопросах проектирования и расчета с целью предоставления читателю и будущему инженеру новых знаний для проектирования, конструирования и расчета машин и технологического оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров В. А. Динамические нагрузки в лесосечных машинах манипуляторного типа / В. А. Александров. – Л. : Изд-во ЛГУ, 1984. – 152 с.
2. Александров В. А. Моделирование технологических процессов лесных машин : учебник для вузов / В. А. Александров. – М. : Экология, 1995. – 256 с.
3. Андреев В. Н. Повышение качества и надежности манипуляторного технологического оборудования лесных машин при проектировании Ч. 1 / В. Н. Андреев, Ю. Ю. Герасимов. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 1995. – 151 с.
4. Артамонов Ю. Г. Проектирование технологического оборудования манипуляторных лесных машин / Ю. Г. Артамонов. – Л. : ЛТА, 1985. – 84 с.
5. Ассортимент машин для колки дров PALAX = PALAX/YLISTARON Terästäkomo Oy [Электронный ресурс] : Проспект. – Режим доступа : http://www.palax.fi/ru/images/stories/file/power100_rus.pdf, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус.
6. Баринов К. Н. Проектирование лесопромышленного оборудования : учебное пособие / К. Н. Баринов, В. А. Александров. – Л. : Изд-во ЛГУ, 1988. – 240 с.
7. Беляев С. В. Гидравлические системы современных мобильных машин : учебное пособие / С. В. Беляев, Пекка Лоухос. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 1995. – 132 с.
8. Бессуднов Б. Ф. Машины и технология лесосечных и лесоскладских работ. Методика технологических расчетов : методич. указания по выполнению расчетных работ, курсовых и дипломных проектов / Б. Ф. Бессуднов, Б. Г. Залегаллер. – Л. : ЛТА, 1981. – 60 с.
9. Вальщиков Н. М. Рубительные машины / Н. М. Вальщиков, Э. П. Лицман. – М. : Лесная промышленность, 1980. – 96 с.
10. Вальщиков Н. М. Рубительные машины / Н. М. Вальщиков. – М. : Машиностроение, 1970. – 328 с.
11. Васильев С. Б. Техника и технология производства щепы в леспромхозе : монография / С. Б. Васильев, В. И. Пятакин, И. Р. Шегельман. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 2001. – 100 с.
12. Воевода Д. К. Оборудование лесных складов / Д. К. Воевода, В. В. Назаров. – М. : Лесная промышленность, 1984. – 224 с.
13. Вороницын К. И. Машинная обрезка сучьев на лесосеке / К. И. Вороницын, С. М. Гугелев. – М. : Лесная промышленность, 1989. – 272 с.
14. Герасимов Ю. Ю. Лесосечные машины для рубок ухода : Компьютерная система принятия решений / Ю. Ю. Герасимов, В. С. Сюнев. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 1998. – 236 с.
15. Герасимов Ю. Ю., Карьялайнен Т. Ресурсы древесного топлива Северо-Запада России // Вестник МГУЛ – Лесной вестник. – № 4 (73) – С. 12 – 13.
16. Герасимов Ю. Ю. Экологическая оптимизация технологических процессов и машин для лесозаготовок / Ю. Ю. Герасимов, В. С. Сюнев. – Йоэнсуу : Изд-во университета Йоэнсуу, 1998. – 178 с.
17. Гороховский К. Ф. Машины и оборудование лесосечных и лесоскладских работ : учебное пособие для вузов / К. Ф. Гороховский, Н. В. Лившиц. – М. : Экология, 1991. – 528 с.
18. Гороховский К. Ф. Основы технологических расчетов оборудования лесосечных и лесоскладских работ : учебное пособие для вузов / К. Ф. Гороховский, Н. В. Лившиц. – М. : Лесная промышленность, 1987. – 256 с.
19. Жуков А. В. Проектирование лесопромышленного оборудования : учебное пособие / А. В. Жуков – Минск. : Выш. школа, 1990. – 312 с.
20. Жуков А. В. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний / А. В. Жуков, Л. И. Кадолко. – Минск. : Наука и техника, 1978. – 264 с.
21. Инструкция по эксплуатации JARA 375 BASIC, EXPERT, PRO. Привод TR, E, TRE = Laitilan Rautarakenne Oy [Электронный ресурс] : Инструкция. – Режим доступа : http://www.jara.fi/ru/images/stories/kuvat/tuotekuvat/jara375/jara_375_ru.pdf, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус.
22. Инструкция по эксплуатации Palax Power 100 S = PALAX/YLISTARON Terästäkomo Oy [Электронный ресурс] : Инструкция. – Режим доступа : http://www.palax.fi/ru/images/stories/file/Palax%20Power%20100S_RU.pdf, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус.
23. Карьялайнен Т., Герасимов Ю. Ю. Поставки древесного топлива в Финляндии // Интерлес Карелия : материалы семинара «Лесная энергия». – Петрозаводск, 2011. – 32 с.
24. Коробов В. В. Переработка низкокачественного древесного сырья (проблемы безотходной технологии) / В. В. Коробов, Н. П. Рушнов. – М. : Экология, 1991. – 228 с.
25. Кочегаров В. Г. Технология и машины лесосечных работ : учебник для вузов / В. Г. Кочегаров, Ю. А. Бит, В. Н. Меньшиков. – М. : Лесная промышленность, 1990. – 392 с.
26. Кушляев В. Ф. Лесозаготовительные машины манипуляторного типа / В. Ф. Кушляев. – М. : Лесная промышленность, 1981. – 248 с.
27. Люманов Р. Машинная валка леса / Р. Люманов. – М. : Лесная промышленность, 1990. – 280 с.
28. Матвейко А. П. Технология и оборудование лесозаготовительного производства : учебник / А. П. Матвейко. – Минск. : Техноперспектива, 2006. – 447 с.
29. Николаев С. Н. Расчет и выбор подшипников качения : методические указания по курсовому проектированию / С. Н. Николаев. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 2005. – 32 с.

30. Перфилов М. А. Многооперационные лесосечные машины / М. А. Перфилов. – М.: Лесная промышленность, 1974. – 208 с.
31. Проектирование и расчет манипуляторов лесных машин : учебное пособие / Ю. Ю. Герасимов [и др.]. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 2006. – 92 с.
32. Проектирование специальных лесных машин: учебное пособие / С. Ф. Орлов [и др.]. – Л.: ЛТА, 1975. – 220 с.
33. Промежуточное пользование лесом на Северо-Западе России : учебное пособие / В. А. Ананьев [и др.]. – Йёнсуу : НИИ Леса Финляндии, 2005. – 150 с.
34. Albach Silvator 2000 = Albach Maschinenbau GmbH & Co. [Электронный ресурс] : Проспект. – Режим доступа : <http://www.albach-maschinenbau.de/wp-content/uploads/Albach-Prospekt-Vers.3.0.pdf>, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. нем.
35. Junkkari = Junkkari Oy [Электронный ресурс] : Проспект. – Режим доступа : <http://www.junkkari.fi/HakkuriEsitteet/Chippers%20english.pdf>, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. англ.
36. Расчет и проектирование специальных лесных машин : лекции / С. Ф. Орлов [и др.]. – Л.: ЛТА, 1973. – 150 с.
37. Рекомендации по проведению рубок промежуточного пользования на Северо-Западе России / В. С. Сютёв, Ю. Ю. Герасимов, К. К. Дёмин и др. // ПРОлес. – 2004. – № 4. – С. 46 – 68.
38. Руководство по производству технологической щепы на лесосеке. – Химки : ЦНИИМЭ, 1987. – 48 с.
39. Руководство по эксплуатации Jara 450 TR/TRE = Laitilan Rautarakenne Oy [Электронный ресурс] : Инструкция. – Режим доступа : http://www.jara.fi/ru/images/stories/kuvat/tuotekuvat/jara450/manual_jara%20450_ru_2010.pdf, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус.
40. Рушнов Н. П. Рубительные машины / Н. П. Рушнов, Э. П. Лицман, Е. А. Пряхин. – М.: Лесная промышленность, 1985. – 207 с.
41. Селиверстов А. А., Симонова И. В., Александров А. А. Исследование состояния геометрии формы и заточки сучкорезных ножей харвестеров // Труды лесоинженерного факультета ПетрГУ. – 2010. – С. 128 – 132.
42. Селиверстов А. А., Сютёв В. С., Герасимов Ю. Ю., Соколов А. П. Повышение эффективности использования харвестеров // Системы. Методы. Технологии. – 2011. – № 4. – С. 133 – 139.
43. Сравнение технологий лесосечных работ в лесозаготовительных компаниях Республики Карелия : монография / В. С. Сютёв, А. П. Соколов, А. П. Коновалов, В. К. Катаров, А. А. Селиверстов, Ю. Ю. Герасимов, С. Карвинен, Э. Вьялккю. – Йёнсуу : НИИ леса Финляндии METLA, 2008. – 126 с.
44. Сирен М., Асикайнен А. Анализ заготовки энергетической древесины в Финляндии. НИИ Леса Финляндии // Развитие энергетики на базе древесины в Кировской области. Материалы конференции. – 2010. – 32 с.
45. Соколов Д. Л., Холодков В. С. О развитии рынка биотоплива в России и за рубежом // IV региональный Лесной форум. Материалы конференции. – 2010. – 24 с.
46. Сютёв В. С. Проектирование и расчет захватно-срезающих устройств валочно-трелевочных машин : учебное пособие / В. С. Сютёв. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 1992. – 100 с.
47. Сютёв В. С. Рабочие органы харвестеров : проектирование и расчет : учебное пособие / В. С. Сютёв, А. А. Селиверстов. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 2005. – 204 с.
48. Сютёв В. С. Справочные материалы и методические указания для курсового и дипломного проектирования / В. С. Сютёв, А. В. Родионов. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 2001. – 37 с.
49. Сютёв В. С. Технологическое оборудование лесных машин : учебное пособие / В. С. Сютёв. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 2001. – 56 с.
50. Технология и оборудование лесных складов / Б. Г. Залегаллер [и др.]. – М.: Лесная промышленность, 1984. – 352 с.
51. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчеты : учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / И. П. Ксеневич [и др.]. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
52. Ууситало Й. Основы лесной технологии / Й. Ууситало. – Йёнсуу : Feg Ltd, 2004. – 228 с.
53. Федоренчик А. С. Харвестеры : учебное пособие для студентов вузов / А. С. Федоренчик, И. В. Турлай. – Минск : Изд-во БГТУ, 2002. – 172 с.
54. Федяев Л. Г. Технология валки, пакетирования и трелевки леса с применением современных и перспективных машин / Л. Г. Федяев. – Л.: ЛТА, 1978. – 72 с.
55. Шегельман И. Р. Лесные трансформации (XV-XXI вв.) / И. Р. Шегельман. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 2008. – 240 с.
56. Шегельман И. Р. Передвижные рубительные машины : обоснование параметров и технологические расчеты / И. Р. Шегельман, С. Б. Васильев, А. Ю. Лапатын. – Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 1998. – 43 с.
57. Шегельман И. Р. Техника и технология лесосечных работ : учебное пособие / И. Р. Шегельман, В. И. Скрышник, О. Н. Галактионов. – Петрозаводск : ПетрГУ, 2004. – 225 с.
58. Шегельман И. Р. Эффективная организация автомобильного транспорта леса / И. Р. Шегельман, В. И. Скрышник, А. В. Кузнецов. – Петрозаводск : ПетрГУ, 2007. – 280 с.
59. Шелгунов Ю. В. Технология и оборудование лесопромышленных предприятий : учебное пособие по курсовому проектированию / Ю. В. Шелгунов, В. А. Макуев, А. Е. Рыжков и др. – М.: Изд-во Московского лесотехнического института, 1987. – 52 с.
60. Шимкович Д. Г. Оптимизация формы челюстей грейферных механизмов при зачерпывании круглых лесоматериалов // Лесной журнал. – 1990. – № 6. – С. 34 – 38.

61. Шимкович Д. Г. Сравнительная оценка методов расчета нагрузок при зачерпывании круглых лесоматериалов // Лесной журнал. – 1990. – № 5. – С. 51 – 55.
62. Ширнин Ю. А. Обоснование технологических параметров лесосек и режимов работы лесозаготовительных машин : учебное пособие / Ю. А. Ширнин [и др.]. – Йошкар-Ола : Изд-во Марийского государственного технического университета, 2009. – 172 с.
63. Gerasimov Y., Karjalainen T. Energy wood resources in Northwest Russia // Biomass and Bioenergy. – 2011. – № 35. – P. 1655 – 1662.
64. Gerasimov Y., Seliverstov A. Industrial round-wood losses associated with the harvesting systems in Russia // Croatian Journal of Forest Engineering. – 2009. – № 31(2). – P. 111 – 126.
65. Gerasimov Y. Y., Sokolov A. P., Syunev V. S. Optimization of industrial and fuel wood supply chain associated with cut-to-length harvesting // Systems. Methods. Technologies. – 2011. – № 3. – P. 118 – 124.
66. Hakkila P. Developing technology for large-scale production of forest chips. Wood Energy Technology Programme 1999 – 2003 // Tekes Technology Programme Report. – 2004. – №6. – 98 p.
67. Väättäinen K. Wood fuel procurement methods and logistics in Finland // Wood fuel production for small scale use. University Eberswalde. 2007.

