

С.А. ГОЛЯКЕВИЧ, А.Р. ГОРОНОВСКИЙ

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ЛЕСНЫХ МАШИН И
СИСТЕМЫ
АВТОМАТИЗИРОВАННОГО
ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

В 2-х частях

Часть 1

**Учебно-методическое пособие для студентов специальности
1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса»
специализации 1-36 05 01 01 «Машины и оборудование
лесной промышленности»**

Минск 2015

УДК 630*37:004 (075.8)
ББК 43.904я73
Г-63

Рецензенты:

Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или ее части не может быть осуществлено без разрешения учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет».

Голякевич, С. А.

Г-63 Основы проектирования лесных машин и системы автоматизированного проектирования. Часть 1: учеб. – метод. пособие для студентов специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1-36 05 01 01 «Машины и оборудование лесной промышленности» / С. А. Голякевич, А. Р. Гороновский. – Минск БГТУ, 2015. – ISBN 978-985-530-***-*

Рассмотрены вопросы прогнозирования параметров базовых шасси, технологического оборудования и оценки эксплуатационных свойств лесных машин. Подробно описаны методики оценки режимов и способов выполнения операций для комплексной оценки потребительских качеств проектируемых лесных машин.

Предназначено для студентов специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса», а также может быть полезно для магистрантов, аспирантов, сотрудников научно-исследовательских институтов, инженерно-технических работников предприятий лесного машиностроения.

УДК 630*37:004 (075.8)
ББК 43.904я73

ISBN 978-985-530-***-*

© Белорусский государственный
технологический университет
© Голякевич С. А., Гороновский А. Р.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	5
1 ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕСНЫХ МАШИН	6
2 УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕСНЫХ МАШИН.....	10
2.1 Оценка условий движения лесных машин	10
2.2 Определение параметров дерева	12
3 КОМПОНОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ И ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ЛЕСНЫХ МАШИН.....	16
3.1 Определение положения центра тяжести и компоновочный расчет лесотранспортной машины	18
3.2 Устойчивость лесотранспортной машины при движении в повороте	24
4 ОЦЕНКА МАНЕВРЕННОСТИ ЛЕСНЫХ МАШИН.....	27
4.1 Оценка маневренности шарнирно-сочлененных лесозаготовительных машин.....	27
4.2 Силовое воздействие гидроцилиндров на шарнир сочленения полурам лесных машин	29
4.3 Оценка маневренности седельного автопоезда	31
4.4 Оценка маневренности автопоезда в составе тягача и прицепа с подкатной тележкой.....	34
5 ОЦЕНКА ПРОХОДИМОСТИ ЛЕСНЫХ МАШИН.....	37
5.1 Опорная проходимость лесных машин.....	37
5.2 Тяговые и сцепные свойства лесозаготовительных машин	43
5.3 Оценка динамики движения лесозаготовительных машин	47
5.4 Преодоление пороговых препятствий одиночным колесом.....	49
5.5 Особенности движения балансирной тележки	51
6 ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН.....	55
6.1 Оценка динамической нагруженности манипулятора харвестера	55
6.2 Определение силовых параметров харвестерных головок.....	61
6.3 Силовое взаимодействие рабочего органа с деревом	64
6.4 Режимы выполнения операции обрезки сучьев.....	70
6.5 Оценка ударных воздействий на харвестерную головку.....	78
6.6 Синтез кинематической схемы манипулятора форвардера.....	80
6.7 Определение нагрузок, действующих на манипулятор форвардера.....	83
6.8 Режимы выполнения погрузочно-разгрузочных работ форвардером	85

6.9 Крюковой механизм погрузки контейнеров	89
7 КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА РЕЖИМОВ РАБОТЫ МНОГООПЕРАЦИОННЫХ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН.....	95
7.1 Оценка режимов работы харвестеров	95
7.2 Оценка режимов работы форвардеров.....	96
8 ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ И УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ...	98
9 БЕЗОПАСНОСТЬ ЛЕСНЫХ МАШИН	102
9.1 Оценка защищенности рабочего места оператора	102
9.2 Оценка тормозных свойств лесных машин	107
Приложение 1	114
Приложение 2	116
Приложение 3	119
Приложение 4	121
Литература	125

ПРЕДИСЛОВИЕ

Использование эффективных и надежных машин имеющих низкую себестоимость производства является залогом обеспечения конкурентоспособности лесозаготовительных предприятий на внутренних и внешних рынках. И если в начале 1990-х годов отечественные предприятия выпускали лишь опытные образцы техники для лесозаготовок, то сегодня ОАО «Амкодор» и ОАО «Минский тракторный завод» производятся десятки наименований серийной лесозаготовительной и лесохозяйственной техники.

Для обеспечения дальнейшего прогрессивного развития отрасли на кафедре лесных машин и технологии лесозаготовок Белорусского государственного технологического университета ведется плодотворная работа по подготовке квалифицированных специалистов по специальности 1-36-05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1-36-05 01 01 «Машины и оборудование лесной промышленности». Учебным планом специальности предусматривается прохождение дисциплины «Основы проектирования лесных машин и системы автоматизированного проектирования» как базовой для дальнейшего развития специалиста–конструктора.

Основное внимание при изучении дисциплины направлено на наиболее важные и ответственные вопросы проектирования лесозаготовительных машин – оценку компоновочных схем, прогнозирование параметров базового шасси и технологического оборудования, рассмотрение методов математического моделирования работы лесных машин и определение нагрузочных режимов при выполнении технологических операций.

Освоение дисциплины базируется на знаниях и навыках приобретенных ранее при изучении дисциплин общепрофессионального и специального циклов учебного плана. По окончании изучения дисциплины студент должен владеть знаниями и навыками по оценке показателей эксплуатационных свойств лесных машин; обоснованию и выбору их рациональных параметров; расчету основных узлов шасси и технологического оборудования лесных машин; разработке конструкторской документации с применением систем автоматизированного проектирования; работе со специальной справочной литературой; оценке эффективности использования лесных машин.

1 ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕСНЫХ МАШИН

Лесные машины – группа специальных самоходных машин, предназначенных для выполнения комплекса операций технологических процессов посадки, выращивания, ухода и заготовки древесины.

Структурно, по назначению, все лесные машины делятся на 2 подгруппы: лесохозяйственные и лесозаготовительные. Дальнейшая общая классификация лесных машин приведена на схеме рисунка 1.1.

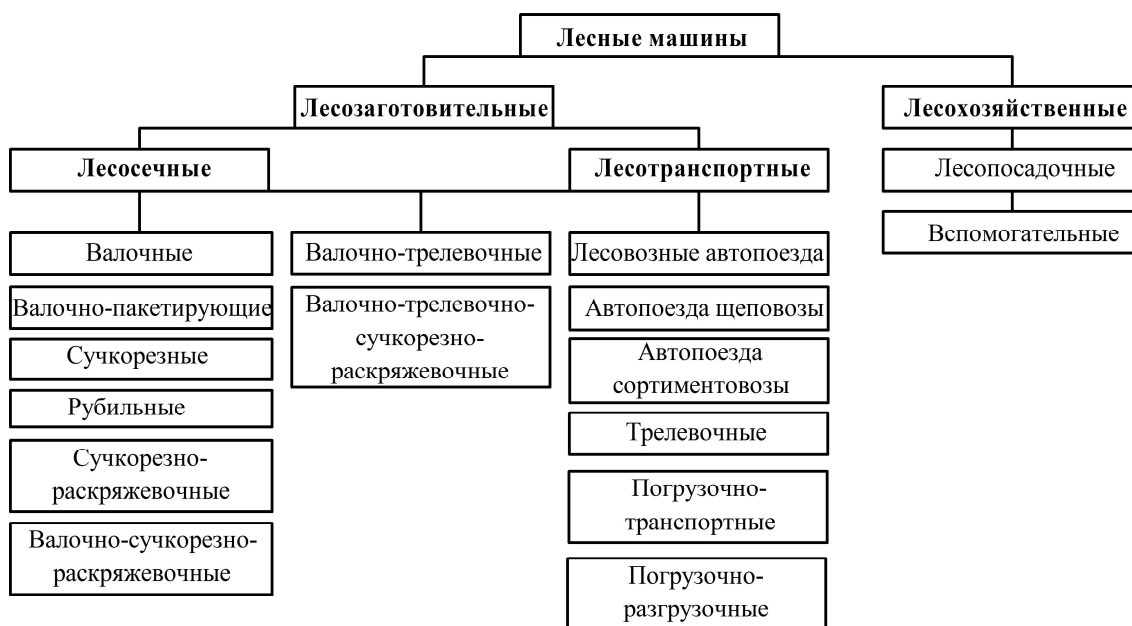


Рис. 1.1 – Общая классификация лесных машин

Создание новой лесной машины – это сложный многоступенчатый процесс, включающий в себя обоснование необходимости создания машины, научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы.

Обоснование необходимости создания лесной машины называют этапом поискового проектирования, который заканчивается разработкой технического задания. Заказчиком данного этапа может выступать отдельное предприятие отрасли (крупный лесхоз, лесозаготовительное предприятие), либо соответствующий вышестоящий орган. Реализация данного этапа, как правило, возлагается на профильных научных работников и наиболее опытных специалистов лесной отрасли, в том числе с привлечением других заинтересованных сторон. По результатам выполнения этапа формируется техническое задание на проектирование машины. Его наличие и содержание регламентирует *ГОСТ 2.103-68 (Единая система конструкторской документации)*.

Стадии разработки). ГОСТ 2.103-68 также предусматривает наличие и содержание последующих этапов проектирования машины: технического предложения, эскизного проекта, технического проекта и рабочего проекта (рисунок 1.2).

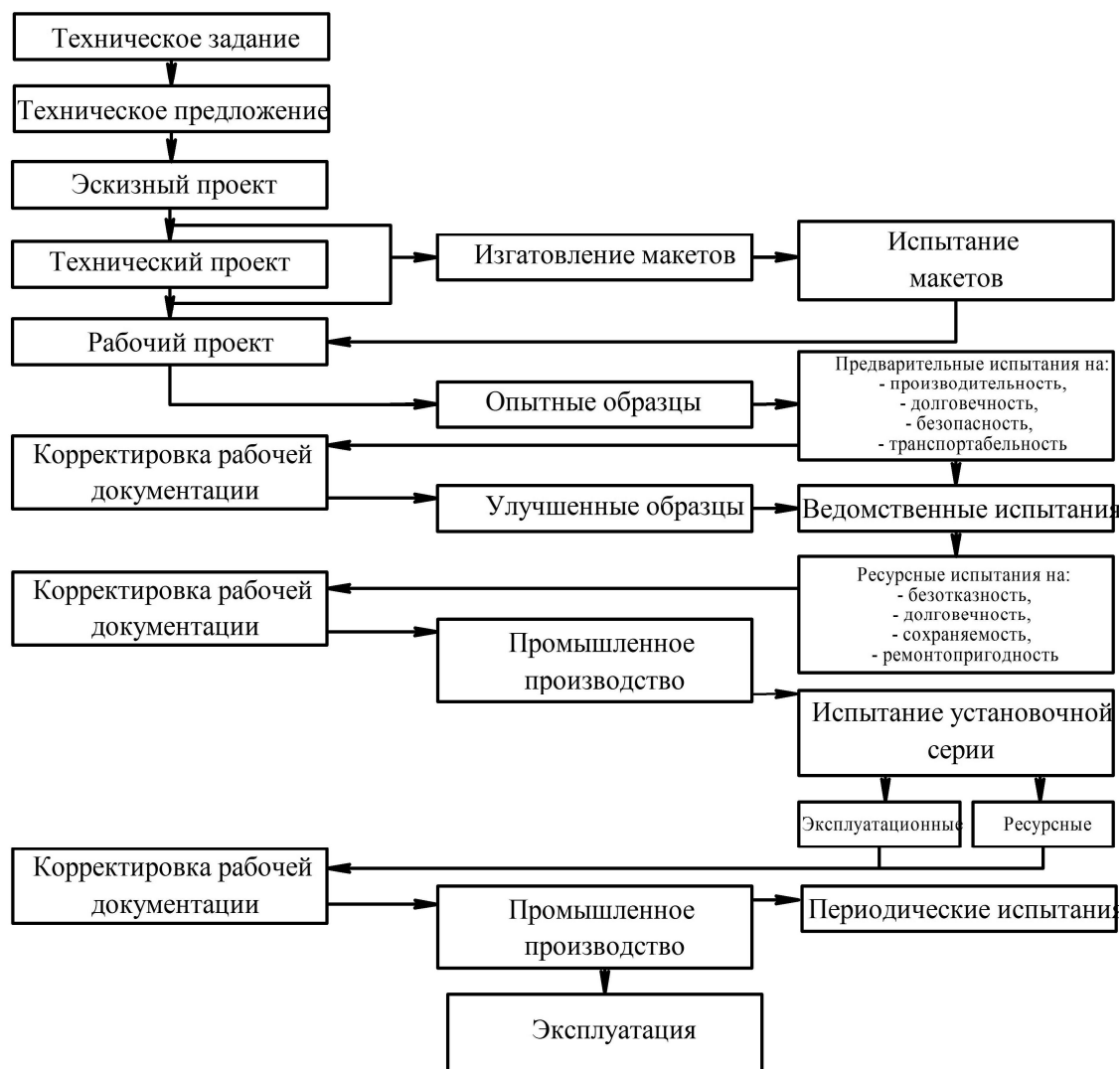


Рис. 1.2 – Этапы создания лесных машин

Техническое предложение – совокупность документов, отражающих техническое направление проекта. В нем даны обоснованные указания по принципиальному устройству машины и оборудования. В техническое предложение включается обзор конструкций аналогичных по назначению лесных машин отечественного и зарубежного производства.

Техническое предложение должно включать сравнительную оценку возможных решений с учетом их конструктивных и эксплуа-

тационных особенностей машин, а также технико-экономическую оценку принятых решений, объем и стадийность разработки проекта. Дается также общий вид оптимального варианта, краткое описание конструкции и работы машины с учетом технологии выполнения операций и взаимодействия ее с другими машинами системы. Техническое предложение разрабатывается конструкторской организацией, согласовывается с соисполнителями и утверждается головной научной организацией и заказчиком. После утверждения технического предложения проект машины выполняется последовательно в три стадии: эскизный проект, технический проект, рабочий проект.

Эскизный проект включает конструкторские документы, дающие общее представление о назначении устройстве и принципах работы машины, основных их параметрах и габаритных размерах. Разрабатываются общие виды машины и его сборочных единиц, кинематические и гидравлические схемы. На стадии эскизного проекта производятся определение массы и размерных параметров машины, определение параметров приводов технологического оборудования и движителя, тяговые расчеты. Описываются конструкции и работа машины в целом и отдельных ее узлов, рассчитываются технико-экономические показатели.

В документацию эскизного проекта входят: 1) общий вид машины; 2) кинематическая, пневматическая, гидравлическая и электрическая схемы; 3) общий вид основных узлов; 4) пояснительная записка.

В пояснительной записке последовательно отражаются техническая характеристика машины, описание ее конструкции, расчет технико-экономических показателей, тяговые, прочностные, кинематические и др. расчеты.

Технический проект – совокупность конструкторских документов, отражающих окончательные технические решения. Приводимые в нем данные должны быть достаточными для разработки технической документации. Здесь указывается гарантийная прочность всех основных звеньев конструкции, для чего выполняются расчеты деталей на прочность, уточняются размеры деталей. Технический проект также утверждается головной научной организацией.

Состав конструкторской документации на стадии технического проекта: 1) чертежи общих видов машины; 2) чертежи общих видов узлов, кинематические, электрические, гидравлические и другие схемы; 3) перечни комплектующих изделий, специального инструмента и запасных частей; 4) пояснительная записка. При этом пояснительная записка включает назначение и область применения машины; конструктивный обзор и сравнительную оценку параметров разработанной ма-

шины и подобных ей машин отечественного и зарубежного производства; описание конструкции новой машины; вопросы техники безопасности; вопросы технологичности конструкции; объем производства и экономический эффект от внедрения новой машины; подробные расчетные материалы.

Окончательная стадия проектирования – рабочий проект с полной детализацией конструкции машины, и подготовкой всей конструкторской документации, позволяющей изготавливать опытные образцы, установочные серии и производить серийный выпуск машины.

Требования к документации рабочего проекта машины регламентированы единой системой конструкторской документации ЕСКД.

Состав конструкторской документации на стадии рабочего проекта: 1) чертежи общих видов машины; 2) чертежи ее узлов и деталей; 3) спецификации деталей; 4) кинематические, электрические и другие схемы; 5) пояснительная записка с техническими характеристиками машины, проверочными и другими расчетами; 6) проект технических условий на изготовление, приемку и транспортировку изделия; 7) ведомости ориентировочных норм расхода материалов, стандартных и нормализованных деталей и узлов, покупных изделий; 8) технический паспорт и инструкция по монтажу, и эксплуатации машины, карта ее смазки; 9) ведомости комплектующих изделий; 10) Проект программы испытаний машины.

Общие требования к системам и механизмам лесных машин, их эффективности и безопасности, методам, порядку проведения испытаний и приемки устанавливаются рядом нормативно-правовых актов. Наиболее часто используемые из них приведены в приложении 1.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные этапы создания машин.
2. Что такое техническое задание и техническое предложение? Кем они подготавливаются и из чего состоят?
3. Что такое эскизный и технический проект? В чем их отличие?
4. Перечислите известные Вам одно- и многооперационные машины.
5. В рабочую документацию каких проектов входят расчеты технико-экономических показателей проектируемой машины?

2 УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕСНЫХ МАШИН

Факторы определяющие условия эксплуатации лесных машин можно условно разделить на 2 группы. К первой группе относятся таксационные характеристики древостоев и лесохозяйственные требования к проводимым рубкам: массово-геометрические параметры деревьев, запас древесины на единице площади, породный состав, вид рубки и экологические требования к ее проведению; ко второй группе относятся условия движения машин: физико-механические свойства почвогрунтов, состояние дорожных покрытий, макро- и микрорельеф местности.

2.1 Оценка условий движения лесных машин

Для первичной оценки физико-механических свойств почвогрунтов как фактора определяющего условия движения лесных машин можно использовать их деление на 4 категории в соответствии с несущей способностью согласно *СТБ 1342–2002 (Устойчивое лесопользование и лесопользование. Машины для рубок леса. Общие технические требования)*. Первая и вторая категория – наиболее благоприятные почвы по условию проходимости лесных машин. Как правило, к ним относятся каменистые хрящеватые, щебенистые и песчаные грунты. Третья и четвертая категории – неблагоприятные условия движения: суглинистые, глинистые, супесчаные, торфяно-болотные и подзолистые влагонасыщенные грунты. Используя такое деление в практике проектирования машин важно учитывать, что даже в пределах одной лесосеки могут сочетаться разные категории грунтов. При этом степень увлажнения грунта может оказывать существенное влияние на показатели сцепных свойств движителя. Кроме того следует учитывать, что важной особенностью почвогрунтов в лесу является наличие большого количества сучьев, вершин, тонкомера и подроста, которые выполняют армирующую функцию и повышают ее несущую способность. Более подробную информацию о характеристиках почвогрунтов можно получить в следующих источниках [1, 2]. Ориентировочное распределение лесозаготовительных площадей по категориям почвогрунтов в Республике Беларусь следующее: грунты первой категории – 7–9%, второй категории – 35–37%, третьей – 33–35%, четвертой – 22–25%.

На основании классификации лесных почвогрунтов устанавливаются характеристики сцепления с ними движителя машины, величины

сопротивления качению (таблица 2.1), а также сопротивления волочению предмета труда.

Коэффициент сопротивления волочению пачки хлыстов для сухого летнего периода находится в пределах 0,4 – 0,6, в зимний период – 0,3–0,5. При движении по увлажненной поверхности летом – 0,6–0,8, а при рыхлом снеге зимой – 0,5–0,7.

Таблица 2.1

Характеристики сцепления и сопротивления качению колесного движителя

Категория почвогрунта	Несущая способность	Тип почвогрунта	Коэффициент сопротивления качению (f)	Коэффициент сцепления (φ)
I	2–4 кг/см ²	Влажный песчаный грунт	0,06 – 0,015	0,4–0,5
		Подзолистый сухой грунт	0,03	0,5–0,8
II	1,4–2 кг/см ²	Сухой песчаный грунт	0,1–0,3	0,3–0,6
		Сухой глинистый грунт	0,03–0,04	0,5–0,6
III	0,5–1,4 кг/см ²	Влажный глинистый грунт	0,04–0,06	0,2–0,4
		Подзолистый влажный грунт	0,1–0,25	0,3–0,4
IV	< 0,5 кг/см ²	Торфяно-болотные грунты	0,2–0,3	0,35–0,4

Отдельного внимания заслуживает движение машин в зимний период, когда значительные изменения в характеристики условий движения вносят отрицательные температуры и наличие снежного покрова (таблица 2.2).

Таблица 2.2

Характеристики сцепления и сопротивления качению колесного движителя в зимний период

Условия движения	Поверхность движения	Коэффициент сопротивления качению	Коэффициент сцепления
Зимний период	Сухая снежная укатанная дорога	0,03–0,035	0,2–0,3
	Мокрая снежная укатанная дорога	0,025–0,03	0,1–0,15
	Снежная целина	0,2–0,35	0,15–0,2
	Оледенелая дорога	0,02–0,025	0,1–0,15

Наряду с физико-механическими свойствами почвогрунтов на сопротивление движению лесных машин существенное влияние оказывают макро- и микронеровности поверхности. Известно [2], что величины руководящих подъемов на лесных дорогах проложенных в равнинной и холмистой местности достигают 70‰ и 90‰ соответственно. Крутизна склонов на лесосеках Республики Беларусь в 92% случа-

ев [2, с.156] находится в пределах $0-10^\circ$. Величины уклонов более 15° в условиях лесозаготовок Республики Беларусь встречаются крайне редко. Среднеквадратичные значения высот неровностей поверхностей движения составляют: для лесных грунтовых дорог и лесовозных усов – 2,4–7,5 см; для магистральных трелевочных волоков – 2,5–6 см, для пасечных волоков – 5–8,2 см.

2.2 Определение параметров дерева

Для решения широкого круга задач, связанных с проектированием и эксплуатацией лесных машин, необходимыми являются массовые и геометрические параметры деревьев: диаметр дерева в плоскости срезания $d_{\text{п}}$, диаметр на высоте 1,3 м $d_{1,3}$ (на высоте груди), высота дерева $H_{\text{д}}$, высота центра тяжести дерева $h_{\text{д}}$ и ствола $h_{\text{с}}$, высота центра давления $h_{\text{в}}$, объем ствола $V_{\text{с}}$, масса ствола $m_{\text{с}}$ и дерева $m_{\text{д}}$, протяженность кроны $l_{\text{к}}$, высота центра тяжести кроны $h_{\text{кр}}$ (рисунок 2.3).

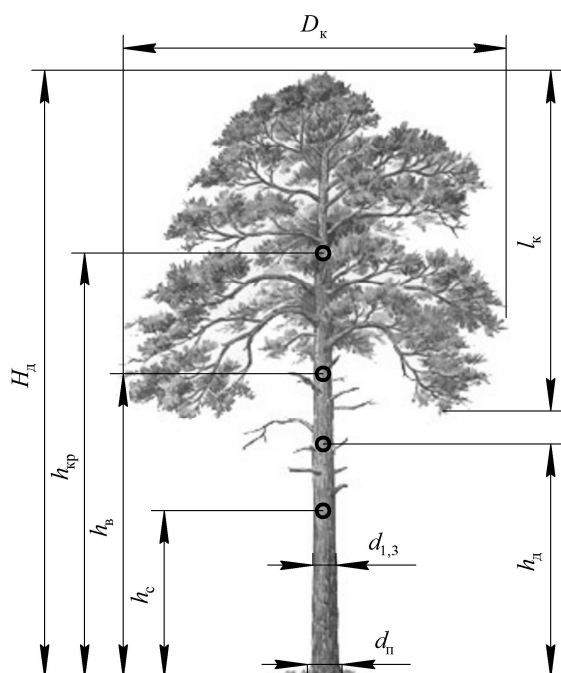


Рис. 2.3 – Основные параметры дерева используемые при проектировании лесозаготовительных машин

Диаметр дерева в плоскости срезания (см) определяют по соотношению $d_{\text{п}} = q_0 \cdot d_{1,3}$, где q_0 – коэффициент учитывающий увеличения диаметра дерева в области спиливания. Средние значения коэффициента q_0 равны: для сосны, кедра, пихты, бука – 1,25; для ели, лиственницы, дуба – 1,4; для березы, липы, ясеня, осины – 1,1.

Длина ствола (хлыста) (H_c) меньше **высоты дерева (H_d)** на величину отрубаемой вершинной части, равной в среднем 2 – 3,5 м. Диаметр хлыста (d_b) в верхнем отрубе обычно составляет 6 – 9 см. Высота дерева определяется по таксационным таблицам [9] (пример: таблица 2.3).

Таблица 2.3

Значения высот деревьев в зависимости от диаметра ствола по разрядам

Диаметр $d_{1,3}$, см	Пределы изменения высот деревьев по разрядам, м				
	I	II	III	IV	V
8	13,0...11,6	11,5...10,1	10,1...8,6	8,5...7,6	7,5...6,0
12	17,0...15,1	15,0...13,6	13,5...12,6	12,5...11,1	11,0...9,0
16	21,0...19,1	19,0...17,1	17,0...15,6	15,5...13,6	13,5...11,0
20	24,5...22,1	22,0...20,1	20,0...18,1	18,0...15,6	15,5...12,0
24	26,5...24,1	24,0...22,1	22,0...20,1	20,0...17,1	17,0...13,0
28	28,5...26,1	26,0...23,6	23,5...21,1	21,0...18,1	18,0...14,0
32	29,5...27,1	27,0...24,6	24,5...22,1	22,0...19,1	19,0...15,0
36	30,5...28,1	28,0...25,6	25,5...22,6	22,5...19,6	19,5...16,0
40	31,5...28,6	28,5...26,1	26,0...23,6	23,5...20,6	20,5...17,0
44	31,5...29,1	29,0...26,6	26,5...23,6	23,5...20,6	—

Масса (кг) надземной части дерева включает массу ствола, сучьев, листьев и хвои. Масса ствола $m_c = V_c \cdot \rho_c$, где ρ_c — средняя плотность древесины. Плотность свежесрубленной древесины зависит от породы деревьев, их диаметра. При расчетах пользуются средневзвешенным значением плотности ствольной древесины: ели – 770 кг/м³; сосны – 820 кг/м³; березы – 920 кг/м³; осины – 780 кг/м³.

При решении задач, связанных с перемещением дерева, в первом приближении можно рассматривать дерево как усеченный конус с соответствующим коэффициентом формы и видовым числом.

Высота центра тяжести ствола h_c (м) составляет 0,3–0,35 H_c .

Коэффициентом формы ствола (q) называется отношение диаметра дерева на половине его высоты к диаметру на высоте груди. Для деревьев, чей центра тяжести находится на высоте 0,35 H_c величина $q=0,67$.

Видовое число (f_b) – отношение объема ствола к объему цилиндра той же высоты и диаметра, равного диаметру ствола на высоте груди. Для деревьев с $h_c=0,35H_c$ величина $f_b=0,5$.

Для определения **объема ствола (хлыста)** (м³) может быть использована приближенная формула:

$$V_c = \frac{\pi}{8} (d_{\pi}^2 + d_b^2) H_c, \quad (2.1)$$

где d_v – диаметр хлыста в верхнем отрубе; H_c – длина ствола (хлыста).

Масса кроны m_k в процентах от массы дерева составляет для сосны 10–20%, ели – 24–39%, березы – 2–16%, осины – 8–20%.

Форма и размеры кроны зависят от множества факторов и весьма изменчивы даже в пределах одного древостоя. Протяженность и диаметр кроны определяют ее парусность и влияют на траекторию и динамичность процесса валки дерева. При этом важным параметром является площадь кроны (m^2), которая выражается как площадь проекции кроны на вертикальную плоскость (**мидель кроны**):

$$S_k = A_k \varepsilon_k D_k l_k, \quad (2.2)$$

где A_k — коэффициент формы кроны;

ε_k — коэффициент густоты кроны;

D_k — максимальный диаметр (ширина) кроны, м;

l_k — протяженность кроны, м.

Коэффициент ε_k , влияющий на парусность кроны и характеризующий ее заполнение ветвями, хвоей или листьями, можно принимать: для ели 0,75; для сосны 0,4–0,5; для березы и осины 0,5–0,6 летом и 0,1–0,2 зимой.

Ориентировочные значения диаметров крон для основных лесообразующих пород республики приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4
Величины диаметров крон основных лесообразующих пород D_k

Порода											
Сосна			Ель			Береза			Осина		
$d_{1,3}$, см	D_k (мин), м	D_k (макс), м	$d_{1,3}$, см	D_k (мин), м	D_k (макс), м	$d_{1,3}$, см	D_k (мин), м	D_k (макс), м	$d_{1,3}$, см	D_k (мин), м	D_k (макс), м
10,7	1,4	2,4	9,8	2,3	4,2	10,8	1,9	4,0	16,4	2,3	4,3
15,9	1,7	3,0	15,5	3,0	4,8	15,7	2,4	4,5	22,1	3,1	4,8
24,8	2,7	4,5	25,2	4,3	6,0	28,1	2,9	5,0	29,1	4,1	5,7

Протяженность кроны l_k (м) ели составляет 1/2–3/4 высоты дерева, сосны – 1/4–1/5, а березы и осины – 1/3–1/4 высоты дерева.

Коэффициент A_k можно определить по таблице 2.5.

Таблица 2.5
Значения коэффициента формы кроны A_k

Породы деревьев	Сосна	Ель	Береза	Осина	Ольха
Значения A_k	0,67	0,50	0,67	0,69	0,78

Моменты инерции дерева I_0 (кг·м²) относительно комлевого среза и горизонтальной оси определяется как $I_0 = (0,196 - 0,23) \cdot m_d \cdot H_d^2$.

Моменты инерции (кг·м²) стволов деревьев относительно осей инерции, проходящих через комлевой срез, центр тяжести и вдоль ствола соответственно с достаточной для технических расчетов определяются выражениями:

- для стволов ели и сосны I – III разрядов высот

$$I_{xy} = 0,185 \cdot m_c \cdot h_c^2; I_{xz} = 0,056 \cdot m_c \cdot h_c^2; I_{xx} = 10^{-7} \cdot 64 \cdot m_c \cdot h_c^2;$$

- для стволов ели и сосны IV и V разрядов высот

$$I_{xy} = 0,15 \cdot m_c \cdot h_c^2; I_{xz} = 0,05 \cdot m_c \cdot h_c^2; I_{xx} = 10^{-7} \cdot 54 \cdot m_c \cdot h_c^2;$$

Высота положения центра давления (м) воздушной среды на дерево составляет: для сосны – $h_b = 0,8H_d$; для ели – $h_b = 0,75H_d$.

Таблица 2.6

Исходные данные для расчета

№ вар.	d_{13} , см	Порода	Разряд	№ вар.	d_{13} , см	Порода	Разряд
1	8	сосна	I	11	24	ель	I
2	12	сосна	II	12	28	ель	II
3	16	сосна	III	13	8	сосна	III
4	20	сосна	IV	14	12	сосна	IV
5	24	сосна	V	15	16	сосна	V
6	32	сосна	I	16	20	сосна	I
7	40	сосна	II	17	24	сосна	II
8	12	ель	III	18	32	сосна	III
9	16	ель	IV	19	40	сосна	IV
10	20	ель	V	20	12	ель	V

Используя известные таксационные параметры деревьев по вариантам определить их массовые и геометрические параметры.

Контрольные вопросы

1. Дайте характеристику условиям движения лесных машин.
2. Какова величина преобладающих руководящих уклонов в условиях эксплуатации лесных машин в Республике Беларусь?
3. Перечислите основные массовые и геометрические параметры деревьев, используемые при проектировании лесных машин.
4. Что такое видовое число дерева, в чем его отличие от коэффициента формы ствола?
5. Как определить высоты центров тяжести дерева и его ствола? В чем их отличие?

3 КОМПОНОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ И ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ЛЕСНЫХ МАШИН

Технические характеристики новых лесных машин призваны удовлетворять потребности лесозаготовителей в части собственной стоимости, производительности, экономичности, надежности, безопасности эксплуатации, обеспечения экологичности и др. Другими словами каждая лесная машина должна обладать соответствующими потребительскими качествами.

Потребительские качества лесной машины, которые проявляются непосредственно в процессе ее эксплуатации называются эксплуатационными. Совокупность всех эксплуатационных потребительских качеств присущих машине обуславливает эффективность ее эксплуатации (рисунок 3.1).

Достижение требуемых эксплуатационных потребительских качеств основано на реализации машиной целого ряда эксплуатационных свойств, которые в свою очередь характеризуются соответствующими показателями.

Для лесной машины как перемещающегося объекта выделяют следующие эксплуатационные свойства: проходимость, маневренность, устойчивость, тяговые и сцепные свойства, плавность хода и др. Дадим некоторые толкования данным терминам.

В общем смысле под проходимостью лесной машины принято понимать ее возможность двигаться в условиях лесных почво-грунтов и сложного рельефа местности. На практике выделяют проходимость опорную и геометрическую (профильную). Опорная проходимость характеризуется величинами удельного давления движителя на грунт и глубиной колеи, образуемой после прохода машины. Геометрическая проходимость машины обеспечивается величинами ее передних и задних свесов, радиусами колес, величиной дорожного просвета, продольным и поперечным радиусами проходимости, габаритными длиной и шириной и др.

Тяговые и сцепные свойства машины призваны обеспечиваться возможностью реализации требуемых касательных сил тяги движителя на заданной поверхности движения.

Способность лесной машины двигаться и выполнять комплекс технологических операций на заданной опорной поверхности без опрокидывания и сползания характеризует ее устойчивость.

Под маневренностью лесной машины принято [2] понимать ее способность копировать траекторию движения заданной кривизны.

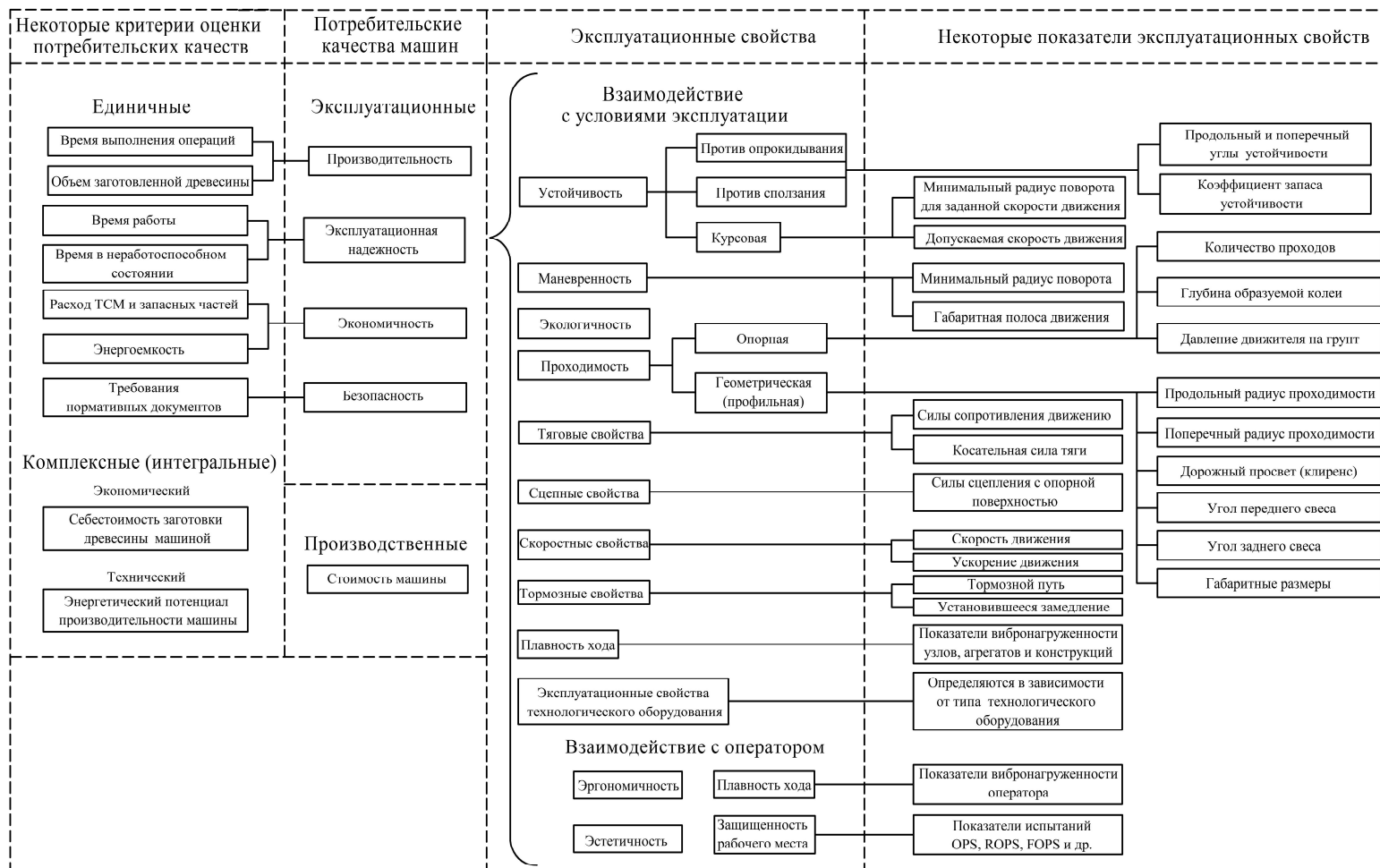


Рис. 3.1 – Потребительские качества и эксплуатационные свойства лесных машин

Не смотря на безусловную важность отмеченных эксплуатационных свойств следует заметить, что многие лесные машины большую часть рабочего времени выполняют стационарные операции, а операции передвижения для них не являются технологическими (т.е нет взаимодействия с предметом труда). В большей степени это относится к лесосечным и в меньшей к лесотранспортным машинам. Поэтому, важной методологической проблемой в области проектирования является установление таких эксплуатационных свойств и их показателей которые характеризовали бы лесную машину как объект, выполняющий технологические операции не связанные с движением.

Набор эксплуатационных свойств характеризующих лесную машину в зависимости от ее технологического назначения различен. К примеру для манипулятора харвестера это: рабочая зона, силовые характеристики звеньев, плавность перемещения, способность воспроизводить необходимую траекторию движения рабочего органа (условно можно именовать данное свойство маневренностью), возможность относительного перемещения своих отдельных звеньев (подвижность) и др. К важным эксплуатационным свойствами харвестерных головок следует отнести: тяговые, сцепные, скоростные и тормозные свойства протаскивающих валцов, способность копировать профиль ствола дерева имеющего заданную величину кривизны, габаритные размеры, кинематические и силовые характеристики раскрытия-закрытия сучкорезных ножей, и др. По мере развития технологических процессов лесозаготовок к технологическому оборудованию машин могут предъявляться новые требования. При этом каждому из них будет соответствовать какое-либо эксплуатационное свойство.

3.1 Определение положения центра тяжести и компоновочный расчет лесотранспортной машины

При конструировании лесной машины первоочередной задачей является выбор ее компоновочной схемы, которая обуславливается взаимным расположением отдельных узлов и агрегатов.

Компоновка лесных машин должна отвечать целому ряду требований: функциональных, обеспечивающих выполнение заданного процесса взаимодействия машины с предметом труда и работоспособность конструкции; эргономических и эстетических; а также требований обеспечения удобства эксплуатации и ремонта узлов и агрегатов.

Основными средствами удовлетворения требований к компоновке являются целенаправленное распределение масс машины, обеспечи-

вающее заданные пределы изменения центра тяжести в условиях эксплуатации, а также распределение нагрузок между несущими элементами машины.

Распределение массы и действующих сил может быть оценено количественно. Поэтому поиск рациональных компоновочных решений заключается в выборе положений центра тяжести машины и распределения ее опорных реакций. Однако решение этой конкретной задачи затруднено противоречивыми требованиями к компоновке со стороны различных эксплуатационных свойств машины. К примеру, необходимость уменьшения габаритов манипуляторной машины и обеспечение ее устойчивости при работе.

Чтобы сделать задачу более определенной необходимо задать в виде ограничений все основные требования, а одно из них принять за критерий рациональной компоновки. Чаще всего, в качестве такого критерия выбирается величина неравномерности распределения опорных реакций машины которую следует минимизировать с учетом остальных ограничений.

Рассмотрим случай создания компоновочной схемы для нового сортиментовоза который дополнительно оборудуется манипулятором (рисунок 3.2), либо полуприцепом. В качестве исходных данных для проектирования новой машины выступают параметры базового шасси и устанавливаемого технологического оборудования.

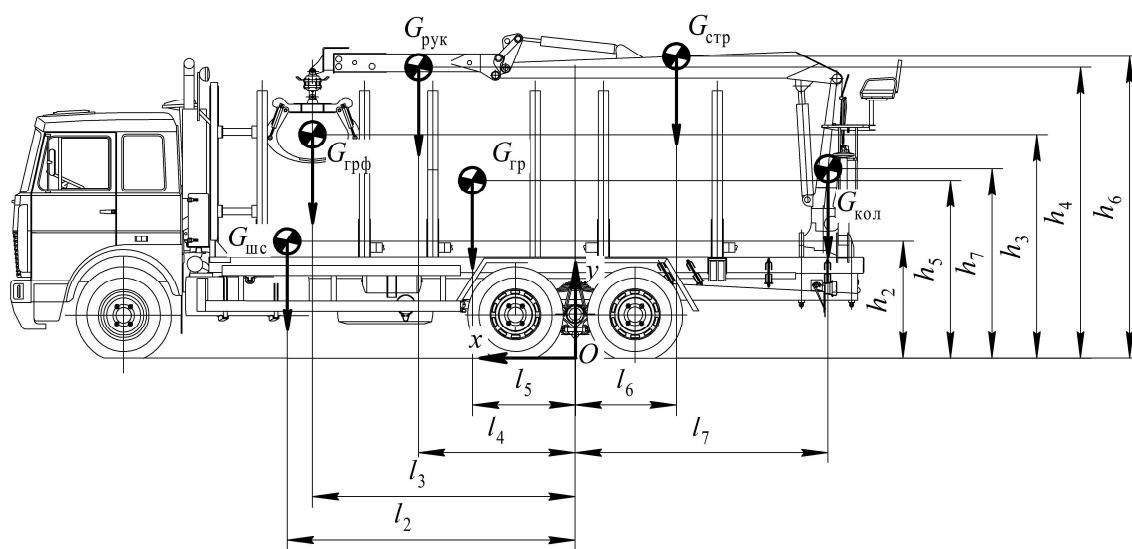


Рис. 3.2 – Расчетная схема для определения положения центра тяжести сортиментовоза

На основе исходных данных следует оценить соответствие величины опорных реакций новой машины допускаемым значениям. Составить рекомендации по корректировке компоновки машины.

Для приведенного расчетного случая горизонтальная координата x положения центра тяжести сортиментовоза определяется по зависимости:

$$x = \frac{G_{\text{шс}} \cdot l_2 + G_{\text{грф}} \cdot l_3 + G_{\text{рук}} \cdot l_4 + G_{\text{гр}} \cdot l_5 - G_{\text{стр}} \cdot l_6 - G_{\text{кол}} \cdot l_7}{G_{\text{шс}} + G_{\text{грф}} + G_{\text{рук}} + G_{\text{гр}} + G_{\text{стр}} + G_{\text{кол}}}, \quad (3.1)$$

где $G_{\text{шс}}$ – вес базового шасси, кН;

$G_{\text{грф}}$ – вес грейферного захвата, кН;

$G_{\text{рук}}$ – вес рукояти, кН;

$G_{\text{гр}}$ – вес груза находящегося на платформе, кН;

$G_{\text{стр}}$ – вес стрелы, кН;

$G_{\text{кол}}$ – вес колоны, кН;

$l_2 - l_7$ – горизонтальные координаты положения центров тяжести элементов машины, м (определяются самостоятельно по данным приложения 4).

Вертикальная координата y положения центра тяжести машины определяется по зависимости:

$$y = \frac{G_{\text{шс}} \cdot h_2 + G_{\text{грф}} \cdot h_3 + G_{\text{рук}} \cdot h_4 + G_{\text{гр}} \cdot h_5 + G_{\text{стр}} \cdot h_6 + G_{\text{кол}} \cdot h_7}{G_{\text{шс}} + G_{\text{грф}} + G_{\text{рук}} + G_{\text{гр}} + G_{\text{стр}} + G_{\text{кол}}}, \quad (3.2)$$

где $h_2 - h_7$ – вертикальные координаты положения центров тяжести элементов машины, м (определяются самостоятельно по данным приложения 4).

Аналогичный подход к определению положения центра тяжести применим и для других лесных машин.

Исходные данные для расчета по вариантам принять согласно таблице 3.1. Для четных вариантов колесная формула сортиментовоза – 4х4, для нечетных – 6х6. Для четных вариантов осуществляется перевозка сортиментов длиной 4 м, для нечетных – 6 м. Положение центра тяжести пачки сортиментов рассчитать самостоятельно. Место установки манипулятора принять самостоятельно. Продольные положения центров тяжести звеньев манипулятора находятся в их геометрическом центре.

Высоту положения центра тяжести базового шасси h_2 машины принять равной 1,3 м, расстояние $l_2 - 2,8$ м, а высоту установки манипулятора на базовом шасси 1,1 м. Прочие, необходимые для расчета геометрические параметры базовых шасси и манипулятора, найти самостоятельно по данным приведенным в приложении 4.

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета

№ вар.	G _{шс} , кН	G _{гр} , кН	G _{кол} , кН	G _{стр} , кН	G _{рук} , кН	G _{грф} , кН	№ ман.
1	140	132	12,9	9,7	6,4	3,25	№1
2	152	138	7,2	5,4	3,6	2,14	№2
3	116	115	7,8	5,85	3,9	2,28	№3
4	118	90	7,87	5,9	4,0	2,39	№4
5	132	127	7,25	5,5	3,5	1,94	№5
6	116	105	13,1	9,84	6,56	3,85	№6
7	125	112	12,2	9,48	6,11	3,62	№7
8	128	108	11,7	8,76	5,84	3,44	№8
9	138	135	12,7	8,18	5,42	3,81	№9
10	157	142	6,8	5,85	3,9	2,24	№5
11	128	94	7,87	5,8	4,0	2,39	№4
12	122	121	7,24	5,5	3,5	1,94	№5
13	136	121	13,1	8,85	6,56	3,45	№7
14	108	92	7,87	7,2	3,2	2,39	№3
15	114	114	7,25	6,5	3,5	1,94	№5
16	127	142	13,1	8,84	5,76	3,85	№5
17	121	111	11,2	7,48	5,11	3,42	№8
18	132	115	11,7	8,76	5,74	3,44	№2
19	131	115	12,7	8,18	5,42	3,21	№5
20	147	132	6,8	5,85	3,9	2,74	№7

Дополнительное задание: провести оценку компоновки автопоезда в составе тягача и полуприцепа (приложение 4). Массовые параметры тягача и полуприцепа выдаются преподавателем.

3.2 Оценка устойчивости лесотранспортной машины

Устойчивость лесной машины против опрокидывания характеризуется ее способностью сохранять заданное положение в процессе движения по уклону и при выполнении технологических операций погрузки и разгрузки. Устойчивость движения является одним из основных свойств лесной машины, характеризующих ее эффективность и безопасность работы.

Рассматриваемый случай определения устойчивости лесовозного автомобиля (рисунок 3.3) справедлив при полном затормаживании колес задней оси и опрокидывании машины относительно поверхности движения. Наряду с этим, возможен также случай, при котором колеса

задней оси расторможены и опрокидывание происходит относительно оси вращения колеса, либо оси качания балансира.

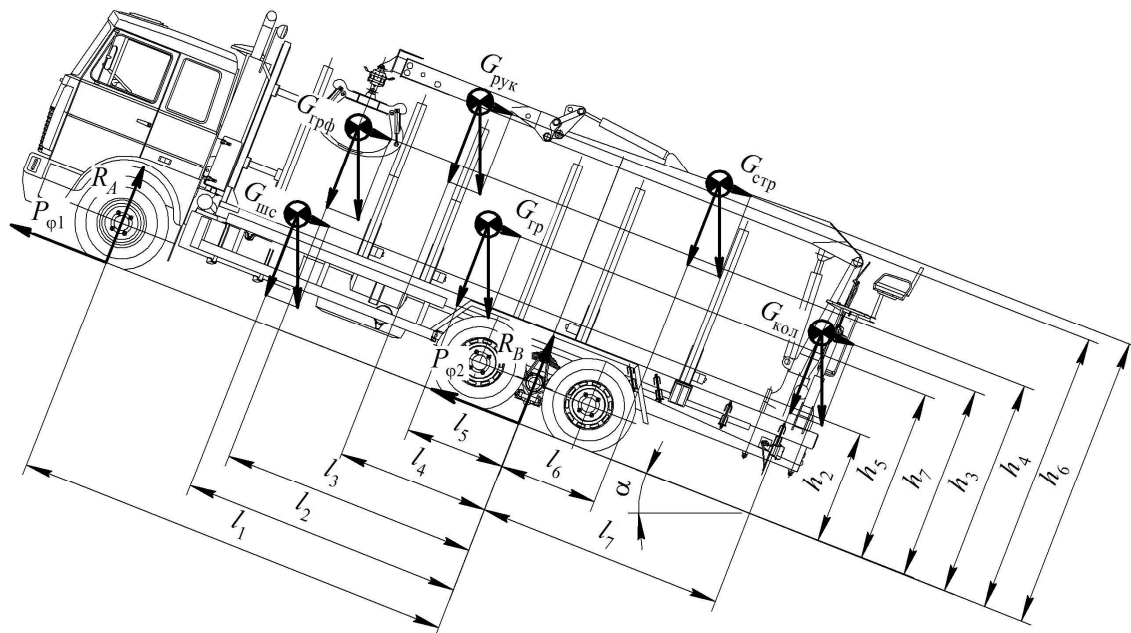


Рис. 3.3 – Расчетная схема для оценки продольной устойчивости лесотранспортной машины

$$\begin{aligned} -R_A l_1 + (G_{шс} l_2 + G_{грф} l_3 + G_{рук} l_4 + G_{гр} l_5 - G_{стр} l_6 - G_{кол} l_7) \cos \alpha - \\ - (G_{шс} h_2 + G_{грф} h_3 + G_{рук} h_4 + G_{гр} h_5 + G_{стр} h_6 + G_{кол} h_7) \sin \alpha = 0 \end{aligned} \quad (3.3)$$

где α – угол подъема при движении под уклон, град;

$l_1 - l_6$ – горизонтальные расстояния между опорами движителя и центрами тяжести машины, м.

$h_1 - h_6$ – высоты положения центров тяжести элементов машины, м.

В момент потери устойчивости машины по условию опрокидывания величина опорной реакции $R_A = 0$, т.е. происходит отрыв колеса от поверхности движения. Учитывая это, преобразовав выражение (3.3) с учетом величин (3.1) и (3.2) получим неравенство:

$$\begin{aligned} (G_{шс} + G_{грф} + G_{рук} + G_{гр} + G_{стр} + G_{кол}) x \cos \alpha \geq \\ \geq (G_{шс} + G_{грф} + G_{рук} + G_{гр} + G_{стр} + G_{кол}) y \sin \alpha \end{aligned} \quad , \text{ или } \operatorname{tg} \alpha \leq \frac{x}{y}. \quad (3.4)$$

Таким образом устойчивость машины по условию опрокидывания в общем случае зависит лишь от координат положения ее центра тяжести.

Устойчивость лесозаготовительных машин при работе на склоне может быть нарушена ввиду потери сцепления колес с опорной по-

верхностью, т.е. по условию сползания машины. В этом случае выполняется неравенство:

$$P_{\varphi} = P_{\varphi 1} + P_{\varphi 2} = G_{\text{полн}} \varphi \cos \alpha \leq G_{\text{полн}} \sin \alpha, \text{ или } \operatorname{tg} \alpha \leq \varphi,$$

где $G_{\text{полн}} = (G_{\text{шс}} + G_{\text{грф}} + G_{\text{рук}} + G_{\text{гр}} + G_{\text{стр}} + G_{\text{кол}})$;

φ – коэффициент сцепления движителя с опорной поверхностью;

$P_{\varphi 1}, P_{\varphi 2}, P_{\varphi}$ – силы сопротивления сползанию под передними, задними колесами и общая соответственно, Н.

Общая схема для оценки поперечной устойчивости манипуляторной машины с аутригерами при удержании, равномерном подъеме и опускании груза приведена на рисунке 3.3. В случае отсутствия аутригеров точка опрокидывания A смещается к ближнему колесу.

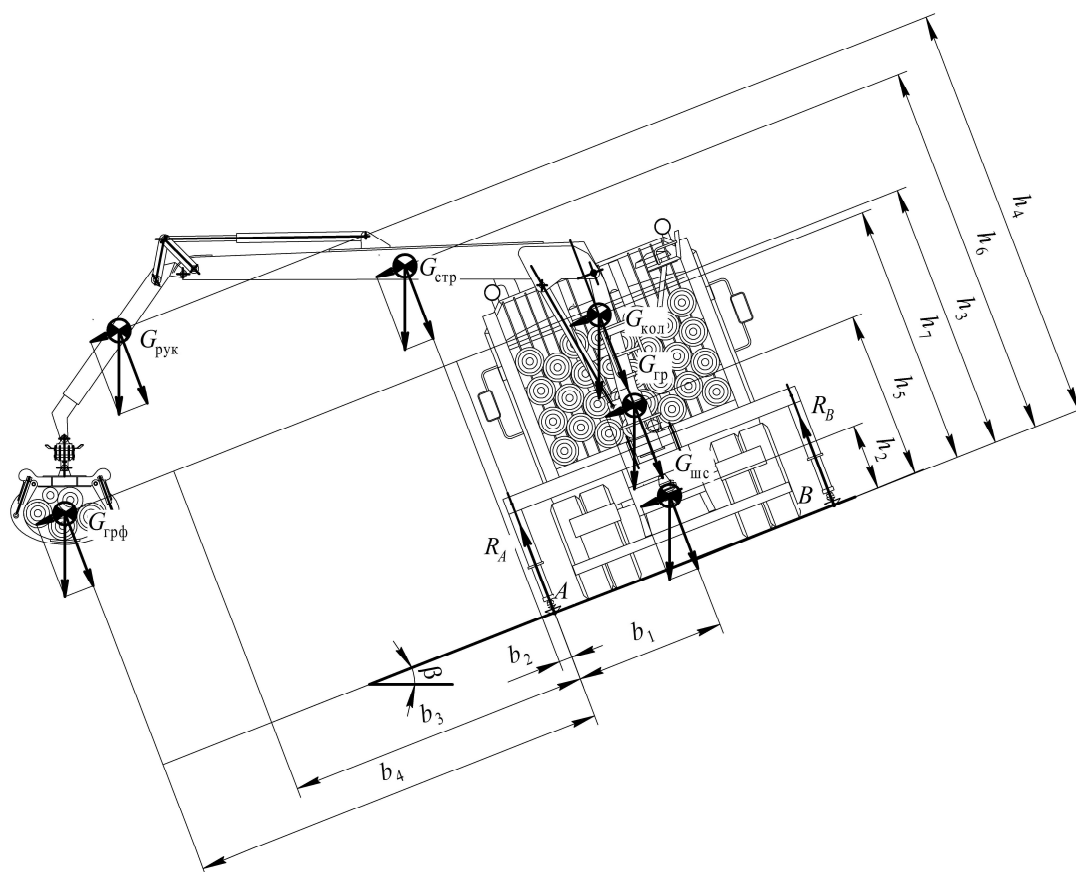


Рис. 3.3 – Расчетная схема для оценки поперечной устойчивости лесотранспортной машины при работе манипулятора

Поперечная устойчивость манипуляторной машины обеспечивается при выполнении равенства:

$$-R_B \cdot 2b_1 + \left((G_{\text{шс}} + G_{\text{гр}} + G_{\text{кол}}) \cdot b_1 - G_{\text{грф}} \cdot b_4 - G_{\text{рук}} \cdot b_3 - G_{\text{стр}} \cdot b_2 \right) \cos \beta - \\ - \left(G_{\text{шс}} h_2 + G_{\text{гр}} \cdot h_5 + G_{\text{грф}} \cdot h_3 + G_{\text{рук}} \cdot h_4 + G_{\text{стр}} \cdot h_6 + G_{\text{кол}} \cdot h_7 \right) \sin \beta = 0,$$

$b_1 - b_4$ – расстояние от центра тяжести соответствующего элемента системы до оси опрокидывания, м.

Граничное условие опрокидывания манипуляторной машины имеет вид:

$$\operatorname{tg} \beta \leq \frac{\left((G_{\text{шс}} + G_{\text{гр}} + G_{\text{кол}}) \cdot b_1 - G_{\text{грф}} \cdot b_4 - G_{\text{рук}} \cdot b_3 - G_{\text{стр}} \cdot b_2 \right)}{\left(G_{\text{шс}} h_2 + G_{\text{гр}} \cdot h_5 + G_{\text{грф}} \cdot h_3 + G_{\text{рук}} \cdot h_4 + G_{\text{стр}} \cdot h_6 + G_{\text{кол}} \cdot h_7 \right)}. \quad (3.5)$$

Для схемы оценки продольной устойчивости лесотранспортной машины следует определить продольный угол сползания и опрокидывания. Для схемы определения поперечной устойчивости – минимальный угол опрокидывания. Коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью принять изменяющимся в диапазоне 0,3 – 0,8. Исходные весовые данные для расчетных схем рисунка 3.2 и рисунка 3.3 принять согласно таблице 3.1. Геометрические параметры базового шасси и манипулятора принять согласно приложению 4. Продольные положения центров тяжести звеньев манипулятора находятся в их геометрическом центре. Величина b_1 для случая работы манипулятора без аутригера – 2,2 м. Оценку проводить для случая максимального вылета манипулятора.

3.2 Устойчивость лесотранспортной машины при движении в повороте

При движении лесовозного автомобиля в повороте возможно его боковое скольжение (занос) во внешнюю сторону относительно центра поворота. Схема сил, действующих на автомобиль в поперечной плоскости при повороте на горизонтальной дороге, показана на рисунке 3.4.

Условием отсутствия бокового скольжения автомобиля является:

$$P_y \leq G_{\text{м}} \varphi, \quad (3.6)$$

где P_y – поперечная сила, действующая на автомобиль при повороте, кН;
 φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью движения;
 $G_{\text{м}}$ – общий вес автомобиля, кН.

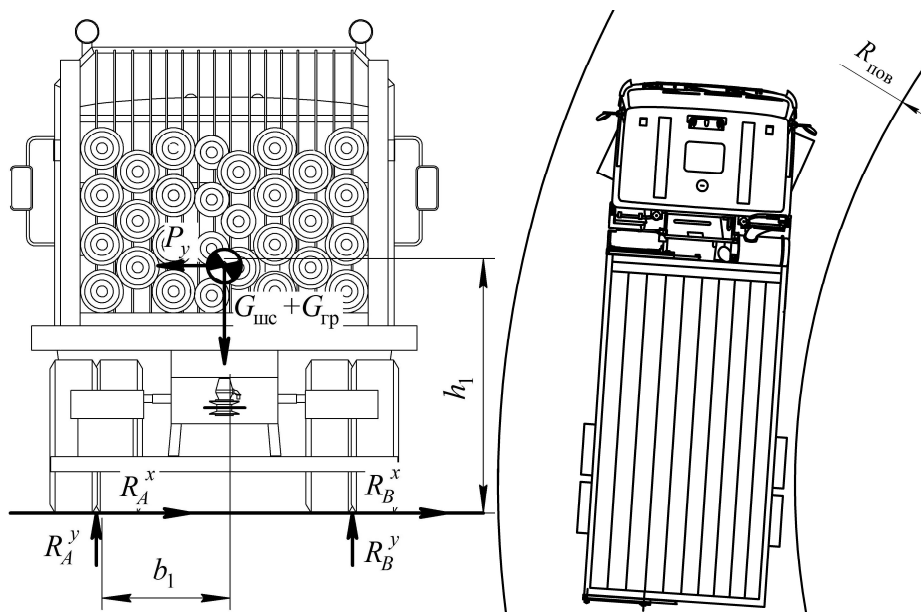


Рис. 3.4 – Расчетная схема для оценки устойчивости лесотранспортной машины при движении в повороте

Величина поперечной силы P_y (кН) определяется выражением:

$$P_y = \frac{G_m}{g} j, \quad (3.7)$$

где j – нормальное ускорение, действующее на автомобиль и направленное к центру поворота, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$. Его величина определяется по зависимости:

$$j = \frac{v_{\text{дв}}^2}{R_{\text{пов}}}, \quad (3.8)$$

где $v_{\text{дв}}$ – скорость движения машины в повороте, м/с ;

$R_{\text{пов}}$ – радиус поворота машины, м .

Обобщив формулы (3.6 – 3.8) получим условие отсутствия бокового скольжения автомобиля в повороте:

$$\varphi \geq j / g. \quad (3.9)$$

Однако при этом все еще возможно опрокидывание автомобиля, условие возникновения которого:

$$P_y \cdot h_1 \geq G_m \cdot b_1, \quad (3.10)$$

где h_1 – высота положения центра тяжести автомобиля;

b_1 – поперечное положение центра тяжести автомобиля, м .

С учетом выражения (3.10):

$$\frac{j}{g} \geq \eta_{\alpha} = \frac{b_1}{h_1}. \quad (3.11)$$

Это означает, что опрокидывание автомобиля в повороте происходит в случае если поперечное ускорение, действующее на него, выраженное в долях g , станет равным или большим коэффициенту поперечной устойчивости η_{α} . Для увеличения устойчивости движения автомобилей на дорогах с малыми радиусами поворота устраивают одностатный поперечный профиль-вираж.

Таблица 3.3

Исходные данные для расчета

№ вар.	$v_{дв},$ м/с	$b_{1,м}$	$h_{1, м}$	$R_{пов},$ м	$G_{м},$ кН	№ вар.	$v_{дв},$ м/с	$b_{1,м}$	$h_{1, м}$	$R_{пов},$ м	$G_{м},$ кН	№ вар.	$v_{дв},$ м/с	$b_{1,м}$	$h_{1, м}$	$R_{пов},$ м	$G_{м},$ кН
1	10	0,72	1,1	9	370	8	24	1,0	1,8	22	292	15	17	0,42	1,1	21	304
2	12	0,81	1,2	10	320	9	26	0,75	1,7	24	297	16	19	0,48	1,2	19	354
3	14	0,94	1,3	12	315	10	28	0,78	1,6	26	312	17	21	0,54	1,3	20	320
4	16	1,0	1,4	14	318	11	30	0,82	1,5	28	322	18	23	0,62	1,4	22	312
5	18	1,1	1,5	16	342	12	11	0,74	1,4	30	345	19	25	0,68	1,5	23	309
6	20	0,65	1,6	18	366	13	13	0,52	1,3	25	337	20	27	0,73	1,6	25	337
7	22	0,83	1,7	20	351	14	15	0,54	1,2	23	376	21	29	0,71	1,7	27	361

На основе исходных данных следует оценить возможность устойчивого движения лесовозного автомобиля в заданных условиях. Определить допускаемую скорость движения в повороте заданного радиуса и минимальный радиус поворота в котором автомобиль сохранит устойчивость при заданной скорости.

Контрольные вопросы

1. Запишите условия обеспечения устойчивости лесной машины по опрокидыванию и сползанию при прямолинейном равномерном движении и работе манипулятора.
2. Укажите факторы влияющие на устойчивость лесотранспортной машины при прямолинейном равномерном движении.
3. Для чего предназначен аутигер?
4. Следствием каких действующих сил является потеря устойчивости машины в повороте? Какие меры могут быть предприняты для повышения устойчивости машины?
5. Решение каких проектных задач преследуется при создании компоновочной схемы лесотранспортной машины?

4 ОЦЕНКА МАНЕВРЕННОСТИ ЛЕСНЫХ МАШИН

4.1 Оценка маневренности шарнирно-сочлененных лесозаготовительных машин

Маневренность – эксплуатационное свойство машины, характеризующее ее возможность изменить заданным способом свое положение на ограниченной площади в условиях которые требуют движения по траекториям большой кривизны.

Маневренность лесозаготовительных машин имеет важное значение при движении в условиях лесосек.

Рассмотрим следующие варианты изменения направления движения лесозаготовительной машины:

- маневрирование машины с «жесткой» рамой путем поворота управляемых колес;
- маневрирование машины с шарнирно-сочлененной рамой путем изменения угла складывания ее полурам;
- маневрирование автопоезда в составе тягача и прицепа;
- маневрирование лесозаготовительной машины на гусеничном ходу.

Оценка маневренности шарнирно-сочлененных машин выполняется на основе расчетной схемы приведенной на рисунке 4.1.

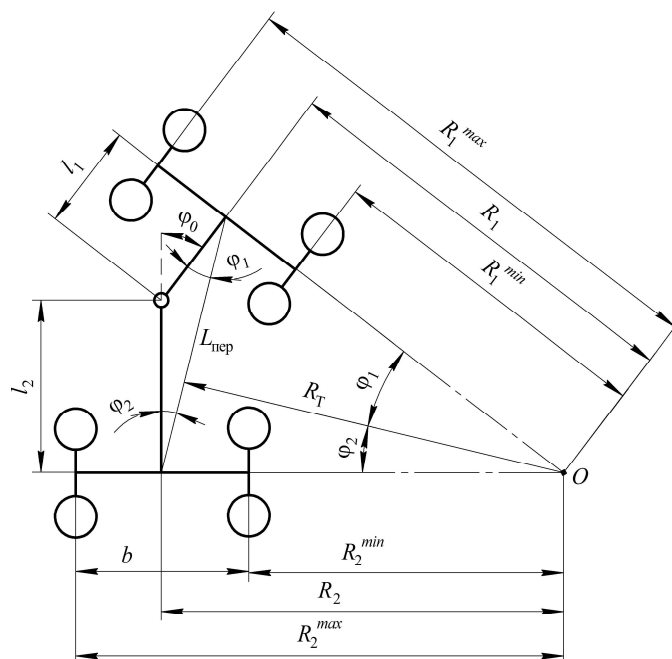


Рис. 4.1 – Расчетная схема для оценки маневренности шарнирно-сочлененной лесозаготовительной машины

Машина представляет собой систему, которая состоит из двух шарнирно-сочлененных модулей, связанных при помощи вертикально-горизонтального шарнира. Поворот такой машины происходит путем складывания полурам, под действием гидроцилиндров.

Средний радиус поворота R_T (м) шарнирно-сочлененной машины, без учета явления бокового увода шин определяется по зависимости:

$$R_T = \frac{L_{\text{пер}}}{\text{tg}\varphi_1 + \text{tg}\varphi_2}, \quad (4.1)$$

где $L_{\text{пер}}$ – длина переменной базы машины, м;

φ_1, φ_2 – углы между продольными осями модулей и отрезком, соединяющим середины переднего и заднего мостов соответственно, град.

Переменная база машины $L_{\text{пер}}$ (м) определяется по теореме косинусов:

$$L_{\text{пер}} = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \varphi_0}, \quad (4.2)$$

где l_1 – расстояние между осью вертикального шарнира и задней осью шарнирно-сочлененной машины, м;

l_2 – расстояние между осью вертикального шарнира и передней осью шарнирно-сочлененной машины, м;

Величины углов φ_1, φ_2 (град) определяются на основании известных длин l_1, l_2 (м) и угла поворота φ_0 (град) переднего модуля относительно продольной оси с использованием выражения (4.2) и теоремы синусов по зависимостям:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \arcsin \left(\frac{l_2}{L_{\text{пер}}} \sin \varphi_0 \right), \\ \varphi_2 &= \arcsin \left(\frac{l_1}{L_{\text{пер}}} \sin \varphi_0 \right). \end{aligned} \quad (4.3)$$

Радиусы поворота (м) середины колеи переднего и заднего модулей:

$$R_1 = \frac{R_T}{\cos \varphi_1}, \quad R_2 = \frac{R_T}{\cos \varphi_2}. \quad (4.4)$$

Наименьший и наибольший радиусы поворота (м) переднего и заднего модуля равны:

$$R_1^{min} = R_1 - \frac{b}{2}, R_1^{max} = R_1 + \frac{b}{2}, \quad (4.5)$$

$$R_2^{min} = R_2 - \frac{b}{2}, R_2^{max} = R_2 + \frac{b}{2}, \quad (4.6)$$

где b – колея машины, м.

Исходные данные для расчета по вариантам приведены в таблице 4.1

Таблица 4.1

Исходные данные для расчета

№ вар	φ ₀ , град	l ₁ , м	l ₂ , м	b, м	№ вар	φ ₀ , град	l ₁ , м	l ₂ , м	b, м
1	0-45	2,1	3,5	1,16	13	0-45	2,7	4,7	1,32
2		2,2	3,6	1,15	14		2,6	4,8	1,25
3		2,3	3,7	1,23	15		2,5	4,9	1,24
4		2,4	3,8	1,25	16		2,4	5,0	1,32
5		2,5	3,9	1,37	17		2,3	5,1	1,35
6		2,6	4,0	1,35	18		2,2	5,2	1,47
7		2,7	4,1	1,41	19		2,1	5,3	1,45
8		2,8	4,2	1,45	20		2,0	5,4	1,32
9		2,9	4,3	1,52	21		1,9	5,5	1,35
10		3,0	4,4	1,45	22		1,8	5,6	1,37
11		2,9	4,5	1,43	23		1,7	5,7	1,42
12		2,8	4,6	1,35	24		1,6	5,8	1,32

Следует определить величины переменной базы машины, радиусы поворота середин колеи переднего и заднего модулей, наибольший и наименьший радиусы поворота переднего и заднего модулей. Построить графики зависимостей изменения указанных величин от угла складывания полурам.

4.2 Силовое воздействие гидроцилиндров на шарнир сочленения полурам лесных машин

В процессе изменения траектории движения шарнирно-сочлененных лесных машин, на шарнир сочленения действуют усилия от гидроцилиндров складывания полурам энергетического и технологического модулей. Их величины определены с учетом схемы подключения гидроцилиндров по зависимостям (4.7).

$$T_{\text{пр}} = \frac{\pi}{4}(P_2 D_{\text{п}}^2 - P_1 (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2));$$

$$T_{\text{лв}} = \frac{\pi}{4}(P_1 D_{\text{п}}^2 - P_2 (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2)),$$
(4.7)

где $T_{\text{пр}}$, $T_{\text{лв}}$ – усилия, развиваемые правым и левым гидроцилиндрами соответственно, Н;

P_1 , P_2 – давление в штоковой и бесштоковой областях правого и левого гидроцилиндров соответственно, Па;

$D_{\text{п}}$, $d_{\text{ш}}$ – диаметр поршня штока гидроцилиндра соответственно, м.

При этом на вертикальный шарнир действуют дополнительные усилия T_x (Н) и T_y (Н), определяемые выражениями (4.8), согласно схеме, приведенной на рисунке 4.2.

$$T_x = T_{\text{пр}} \sin \xi_1 - T_{\text{лв}} \sin \xi_2;$$

$$T_y = T_{\text{пр}} \cos \xi_1 + T_{\text{лв}} \cos \xi_2,$$
(4.8)

где ξ_1 , ξ_2 – углы поворота правого и левого гидроцилиндров полурам относительно продольной оси, град.

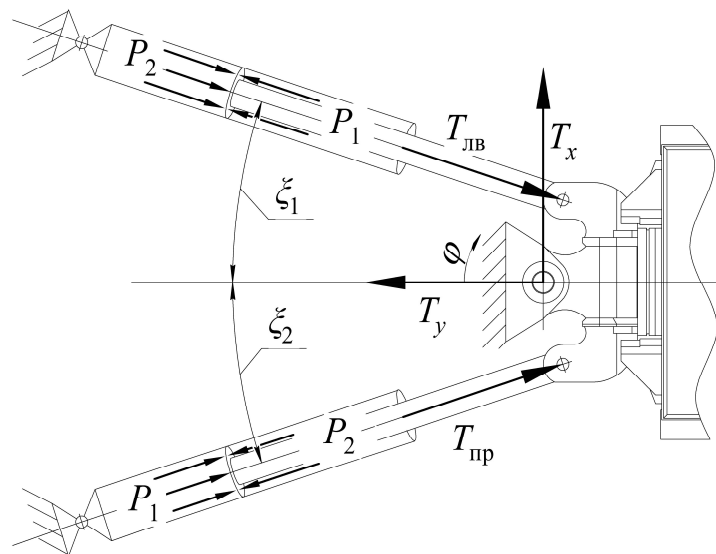


Рис. 4.2 – Схема нагружения шарнира при складывании полурам

На практике величина давления в гидроцилиндрах складывания полурам определяется экспериментально для различных условий движения, скоростей движения и поворота.

Исходные данные для теоретического расчета нагруженности вертикального шарнира полурам при маневрировании машины приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Исходные данные для расчета

№ вар	φ_0 , град	P_1 , МПа	P_2 , МПа	$D_{п}$, м	$d_{ш}$, м	ξ_1 , град	ξ_2 , град
1	0–45	9	0,4	0,15	0,07	0–15	0–15
2		11	0,7	0,14	0,06		
3		13	0,8	0,13	0,05		
4		15	1,4	0,12	0,04		
5		10	1,1	0,14	0,06		
6		8	0,6	0,13	0,05		
7		12	0,5	0,17	0,09		
8		14	0,4	0,18	0,1		
9		7	0,8	0,16	0,08		
10		14	0,9	0,13	0,05		
11		13	1,3	0,15	0,07		
12		15	1,6	0,14	0,06		

На основании исходных данных следует построить графики изменения продольного и поперечного усилия в вертикальном шарнире сочленения полупрама.

4.3 Оценка маневренности седельного автопоезда

Расчетная схема для оценки маневренности седельного автопоезда приведенная на рисунке 4.3 справедлива для случая малых углов поворота управляемых колес γ_0 (до $35 - 45^\circ$). Используя формулу (4.9), по заданной величине угла поворота управляемых колес тягача γ_0 (град) находим радиус поворота центра его заднего моста R_0 :

$$R_0 = \frac{L_T}{\operatorname{tg}(\gamma_0)}. \quad (4.9)$$

где L_T – база тягача, м.

Угол складывания автопоезда γ_1 (град) определяются по выражению (3.10), а вспомогательный угол δ (град) по выражению (3.11):

$$\gamma_1 = \arcsin \frac{L^2 + C_0^2 + L_T^2}{2 \cdot L \sqrt{R_0^2 + L_T^2}} - \delta; \quad \delta = \operatorname{arctg} \left(\frac{C_0}{R_0} \right), \quad (4.10)$$

где C_0 – расстояние от задней оси до оси установки полуприцепа на тягаче, м; δ – вспомогательный угол, град.

Для одноосного полуприцепа $L=L_{п}$, а для двухосного – $L=L_{п}-0,5 l_6$ где $L_{п}$ и l_6 – продольные базы полуприцепа и его тележек (в случае их наличия), м.

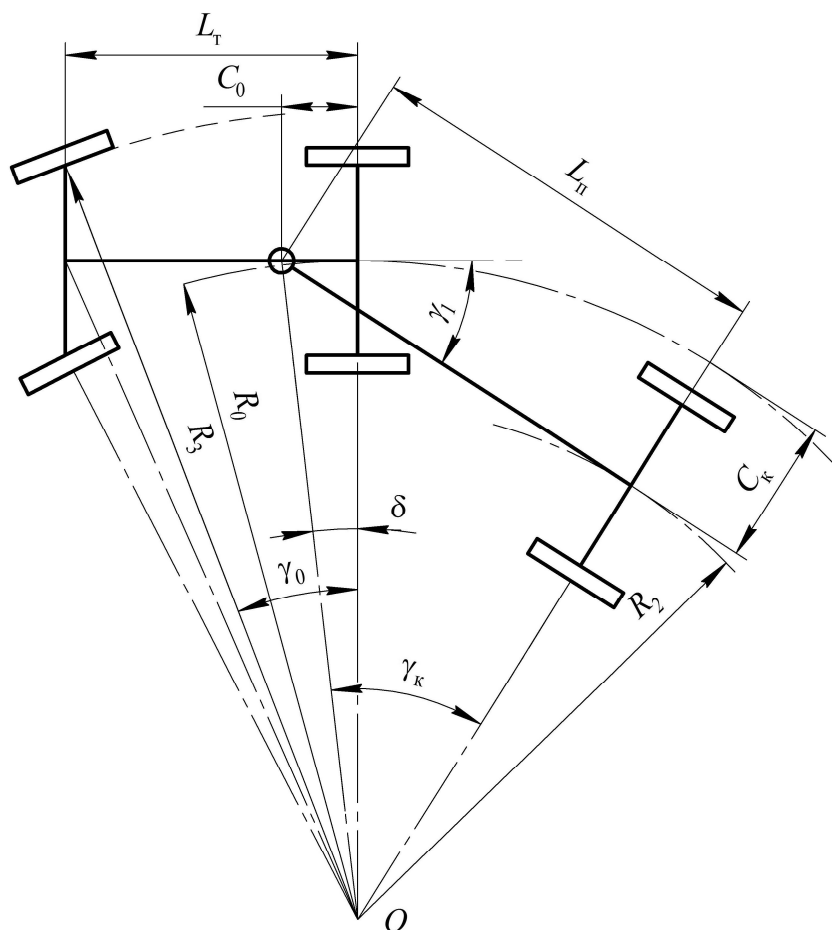


Рис. 4.3 – Расчетная схема для оценки маневренности седельного автопоезда

Для ряда значений угла γ_k (град) поворота колес полуприцепа и соответствующих им значений углов γ_1 (град) складывания автопоезда, можно вычислить значения радиусов основной траектории движения середины моста (тележки) полуприцепа R_2 .

$$R_2 = L_{\pi} \frac{\cos \gamma_1}{\sin(\gamma_1 + \gamma_k)} - \frac{C_0 \cos \gamma_k}{\sin(\gamma_1 + \gamma_k) \cos \gamma_1}. \quad (4.11)$$

Величина угла γ_k (град) определяется по выражению:

$$\gamma_k = \arcsin \frac{L^2 + C_0^2 + L_T^2}{2 \cdot L \sqrt{R_0^2 + L_T^2}} \quad (4.12)$$

Дополнительное смещение траектории оси полуприцепа относительно основной траектории движения тягача C_k :

$$C_k = R_0 - R_2. \quad (4.13)$$

Увеличение ширины габаритной полосы движения автопоезда полуприцепом ΔB (м) составляет:

$$\Delta B = \frac{1}{2}(B_k - B_T) + C_k - (1 - \cos \gamma_k) R_2. \quad (4.14)$$

Габаритная ширина полосы движения одиночного тягача B_k (м) на повороте:

$$B_k = \sqrt{\left(R_0 + \frac{1}{2}B_T\right)^2 + (L_T + C_0)^2} + \frac{1}{2}B_T - R_0, \quad (4.15)$$

где B_T – ширина тягача (2,0 – 2,4 м).

Ширина габаритной полосы кругового движения автопоезда $B_{ап}$, м:

$$B_{ап} = B_k + \Delta B. \quad (4.16)$$

Исходные данные для расчета по вариантам приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3

Исходные данные для расчета

№ вар	L_T , м	C_0 , м	$L_{п}$, м	l_6 , м	γ_0 , град	№ вар	L_T , м	C_0 , м	$L_{п}$, м	l_6 , м	γ_0 , град
1	3,1	1,86	6,0	-	5–50	11	3,9	1,38	7,9	0,65	5–50
2	3,2	1,54	6,1	0,68		12	3,8	1,58	7,1	-	
3	3,3	1,42	6,2	-		13	3,7	1,92	7,2	0,69	
4	3,4	1,33	6,3	0,8		14	3,6	1,77	7,7	-	
5	3,5	1,76	6,4	-		15	3,5	1,75	7,4	0,6	
6	3,6	1,82	6,5	0,5		16	3,4	1,69	7,5	-	
7	3,7	1,85	6,6	-		17	3,3	1,61	7,6	0,55	
8	3,8	1,71	6,7	0,62		18	3,2	1,63	7,3	-	
9	3,9	1,64	6,8	-		19	3,1	1,85	7,8	0,75	
10	4,0	1,57	6,9	0,7		20	3,0	1,74	7,0	-	

По результатам расчета следует построить графики изменения показателей поворота автопоезда R_2 , C_k , B_k , $B_{ап}$ в зависимости от угла γ_0 . Требуемые для расчета углы и радиусы поворота звеньев определить самостоятельно согласно расчетной схеме приведенной на рисунке 4.3.

4.4 Оценка маневренности автопоезда в составе тягача и прицепа с подкатной тележкой

Маневренность автопоездов оценивают по зависимостям которые следуют из кинематики их криволинейного движения. При этом принимаются допущения о горизонтальности опорной поверхности, отсутствии сопротивления движению и увода колес, что значительно упрощает расчеты и обеспечивает достаточную точность для практических целей.

Расчетная схема автопоезда в составе тягача с двухосным прицепом приведена на рисунке 4.4.

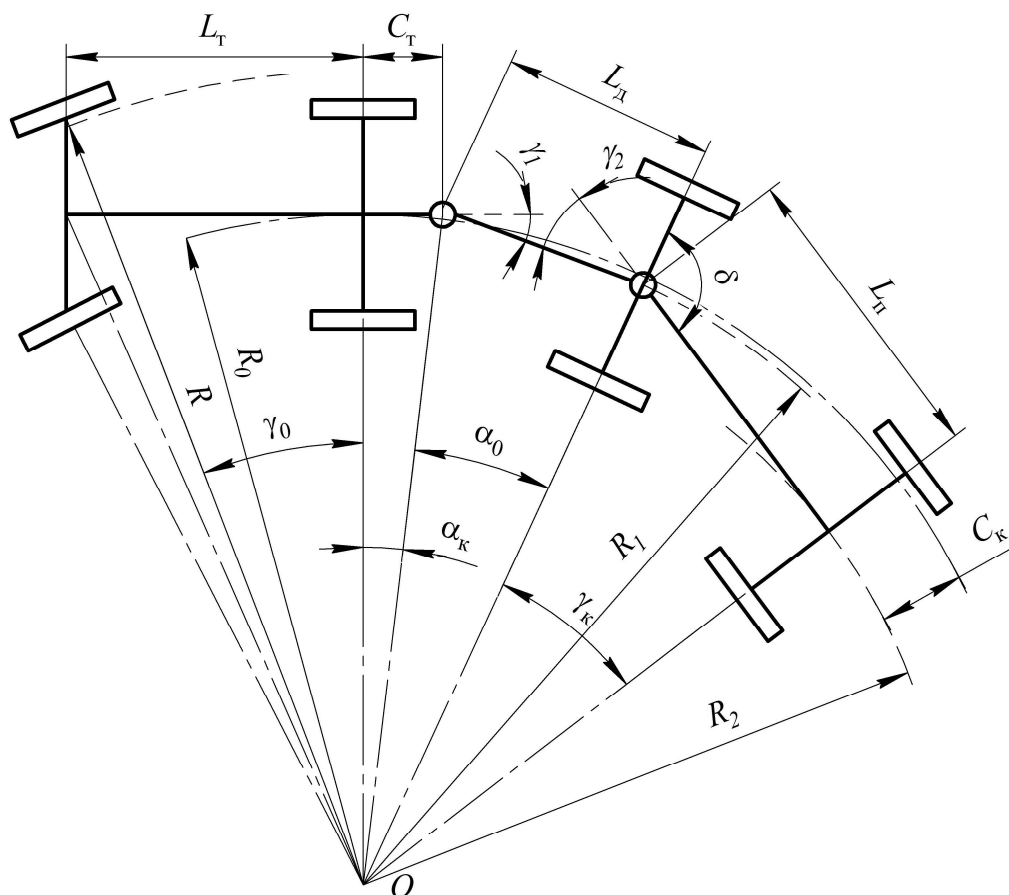


Рис. 4.4 – Расчетная схема для оценки маневренности автопоезда в составе тягача и прицепа с подкатной тележкой

Оценка маневренности такого автопоезда начинается с определения радиуса поворота задней оси его прицепа в функции угла поворота оси подкатной тележки γ_2 (град). Причем угол γ_2 равен приведенному углу поворота γ_K (град) управляемых колес прицепа:

Радиус поворота задней оси прицепа R_2 (м) определяется по выражению:

$$R_2 = \frac{L_{\text{п}}}{\text{tg}\gamma_2}, \quad (4.17)$$

где $L_{\text{п}}$ – продольная база прицепа, м.

Задаваясь рядом значений радиусов R_2 траектории середины задней оси прицепа определим радиус поворота R_0 (м) тягача:

$$R_0 = \sqrt{(R_2 - L_{\text{д}} \sin \gamma_2)^2 + (L_{\text{т}} + L_{\text{д}} \cos \gamma_2)^2 - C_{\text{т}}^2}, \quad (4.18)$$

где $L_{\text{д}}$ – длина дышла, м;

$L_{\text{т}}$ – продольная база тягача, м;

$C_{\text{т}}$ – расстояние от задней оси тягача до вертикальной оси шкворня сцепного устройства, м.

Радиус поворота тягача R (м) по колею переднего внешнего колеса определяется выражением:

$$R = \sqrt{L_{\text{т}}^2 + \left(R_0 + \frac{1}{2}l_{\text{шт}}\right)^2} + \frac{1}{2}(B_1 - l_{\text{шт}}), \quad (4.19)$$

где B_1 – колея передних колес тягача, м;

$l_{\text{шт}}$ – расстояние между осями шкворней поворотных цапф управляемой оси тягача, м.

Угол поворота внешнего управляемого колеса тягача γ_0 (град):

$$\gamma_0 = \arctg \frac{L_{\text{п}}}{R}. \quad (4.20)$$

Дополнительное смещение траектории прицепа относительно траектории тягача $C_{\text{к}} = R_0 - R_2$.

Увеличение габаритной полосы движения автопоезда ΔB (м) за счет прицепа равно:

$$\Delta B = \frac{1}{2}(B_{\text{п}} - B_{\text{т}}) + C_{\text{к}}, \quad (4.21)$$

где $B_{\text{т}}$, $B_{\text{п}}$ – габаритная ширина тягача и прицепа соответственно, м.

Габаритная ширина полосы движения одиночного тягача $B_{\text{к}}$ (м) на повороте:

$$B_{\text{к}} = \sqrt{\left(R_0 + \frac{1}{2}B_{\text{т}}\right)^2 + (L_{\text{т}} + C_{\text{т}})^2} + \frac{1}{2}B_{\text{т}} - R_0, \quad (4.22)$$

Ширина габаритной полосы кругового движения автопоезда $B_{\text{ап}}$, м:

$$B_{\text{ап}} = B_{\text{к}} + \Delta B. \quad (4.23)$$

Таблица 4.4

Исходные данные для расчета

№ вар	$L_{\text{т}}$, м	$C_{\text{т}}$, м	$L_{\text{п}}$, м	γ_2 , град	$L_{\text{д}}$, м	$B_{\text{т}}$, м	$B_{\text{п}}$, м	$B_{\text{л}}$, м	$l_{\text{цт}}$, м
1	4,1	1,86	6,0	5–50	2,19	2,0–2,4	2,0–2,4	2,3	2,1
2	4,2	1,54	6,1		2,25				
3	4,3	1,42	6,2		2,32				
4	4,4	1,33	6,3		2,25				
5	4,5	1,76	6,4		2,28				
6	4,6	1,82	6,5		2,74				
7	4,7	1,85	6,6		2,79				
8	4,8	1,71	6,7		2,75				
9	4,9	1,64	6,8		2,16				
10	4,0	1,57	6,9		2,75				
11	4,9	1,38	7,9		2,79				
12	4,8	1,58	7,1		2,75				
13	4,7	1,92	7,2		2,32				
14	4,6	1,77	7,7		2,25				
15	4,5	1,75	7,4		2,19				
16	4,4	1,69	7,5		2,42				
17	4,3	1,61	7,6		2,64				
18	4,2	1,63	7,3		2,17				
19	4,1	1,85	7,8		2,37				
20	4,0	1,74	7,0		2,56				

По результатам расчета следует построить графики изменения характеристик поворота автопоезда R_2 , R_0 , R , $C_{\text{к}}$, $B_{\text{к}}$, $B_{\text{ап}}$, γ_0 в зависимости от различных значений угла γ_2 .

Контрольные вопросы

1. Назовите основные способы маневрирования лесных машин.
2. Какие исходные данные необходимые для оценки маневренности шарнирно-сочлененной лесозаготовительной машины ?
3. Чем обусловлен выбор компоновочной схемы лесотранспортной машины?
4. От чего зависят усилия развиваемые гидроцилиндрами складывания полурам шарнирно-сочлененных лесозаготовительных машин?
5. Какие параметры автопоезда влияют на смещение траектории оси полуприцепа относительно траектории движения тягача?

5 ОЦЕНКА ПРОХОДИМОСТИ ЛЕСНЫХ МАШИН

Проходимость является одним из важнейших эксплуатационных свойств лесных машин и в общем смысле определяется способностью надежно двигаться по плохим дорогам и бездорожью.

Различают проходимость опорную и геометрическую (профильную). Опорную проходимость характеризует сила сопротивления движению и суммарная сила тяги, так как они определяют возможность движения машины в заданных условиях. Геометрическая проходимость лесозаготовительной машины характеризует возможность преодоления ею различных препятствий в виде пней, рвов, а так же маневрирования в плане.

5.1 Опорная проходимость лесных машин

Потеря опорной проходимости может произойти в результате ухудшения опорных свойств, которые характеризуются давлением движителей на грунт и величиной образуемой движителем колеи, а так же вследствие недостаточных тягово-сцепных свойств машины.

Помимо опорной проходимости для лесных машин не менее важное значение имеют показатели профильной проходимости, которые в основном определяются такими геометрическими параметрами машины, как величина и углы переднего и заднего свеса, дорожный просвет, база, углы складывания полурам в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Проходимость в условиях лесных почвогрунтов с низкой несущей способностью определяется величиной удельного давления на грунт. Если удельное давление превышает несущую способность грунта, колесо начинает вязнуть и погружаться в него, образуя колею, глубина которой увеличивается в зависимости от числа проходов машины. В этом случае проходимость лесозаготовительных машин ограничивается показателем геометрической проходимости: дорожным просветом (*клиренсом*) – расстоянием от опорной поверхности до наиболее низкой точки шасси. Существует ряд методик для теоретического определения величины давления колесного движителя на грунт.

Среднее давление колесного движителя определяется зависимостью:

$$q_{cp} = \frac{G_k}{F_k}, \quad (5.1)$$

где q_{cp} – среднее давление колесного движителя на опорную поверхность, Па;

G_k – вертикальная нагрузка на колесо, Н;

F_k – площадь пятна контакта колеса на абсолютно жесткой поверхности, м^2 .

Площадь пятна контакта колеса на опорной поверхности определяется зависимостью:

$$F_k = \frac{\pi}{4} \cdot a_k \cdot b_k, \quad (5.2)$$

где a_k и b_k – длина и ширина отпечатка контурной площади на жестком основании (м), определяемые по формулам:

$$a_k = C_3 \sqrt{D \cdot f_{\text{ст}} - f_{\text{ст}}^2}, \quad (5.3)$$

$$b_k = 2 \sqrt{2R_{\text{пр}} f_{\text{ст}} - f_{\text{ст}}^2}, \quad (5.4)$$

где $f_{\text{ст}}$ – статический прогиб шины при нагрузке G_k , м;

$R_{\text{пр}}$ – приведенный радиус шины, м;

C_3 – поправочный коэффициент для тракторных шин.

Известно, что данные о низком давлении на почву, указываемые в технических характеристиках колесных лесозаготовительных машин зарубежного производства объясняются тем, что их расчетная оценка проводится по методике, дающей значительно заниженные значения в сравнении с результатами, полученными по методике ГОСТ 26953-86. Так, рассчитанное по скандинавской методике среднее давление движителя на грунт в 2–3 раза меньше, чем полученное по действующему в странах СНГ стандарту.

В соответствии со скандинавской методикой, площадь контакта колеса с опорной поверхностью определяется при условии, что колесо погружается в грунт на глубину равную 15% его диаметра.

В этом случае площадь контакта колеса с опорной поверхностью определяется по формуле.

$$F_k = 1,625 \cdot B \cdot R, \quad (5.5)$$

где B – ширина профиля шины, м; R – статический радиус колеса, м.

Приведенный радиус шины $R_{\text{пр}}$ и поправочный коэффициент C_3 рассчитываются по зависимостям:

$$R_{\text{пр}} = \frac{D+H}{2,5} \quad (5.6)$$

$$C_3 = \frac{20,5}{11,9 \left| \frac{D}{B} - \frac{|n-9|}{2} - 3 \right|} \quad (5.7)$$

где n – норма слойности шин (см. приложение 3);

D, H, B – диаметр, высота и ширина профиля шины соответственно (определяются согласно данным приложения 3), м.

Максимальное давление (Па) колесного движителя на опорную поверхность определяется по зависимости:

$$q_{\max} = \frac{K_2 \cdot q_{\text{ср}}}{K_1} \quad (5.8)$$

где K_1 – коэффициент, зависящий от наружного диаметра шины (таблица 5.1);

$K_2=1,5$ – коэффициент продольной неравномерности распределения давления по площади контакта шины с грунтом;

$q_{\text{ср}}$ – среднее давление колесного движителя на жесткое основание.

Таблица 5.1

Численные значения коэффициента K_1

$D, \text{ м}$	до 0,6	0,6...0,8	0,8...1,0	1,0...1,2	1,2...1,5	более 1,5
K_1	1,6	1,4	1,3	1,2	1,15	1,1

Статический прогиб шины может быть принят по данным эксперимента или найден по зависимости:

$$f_{\text{ст}} = \frac{C_2 G_{\text{к}}}{2(p_w + p_0)} + \sqrt{\left(\frac{C_2 G_{\text{к}}}{2(p_w + p_0)} \right)^2 + C_1 G_{\text{к}}} \quad (5.9)$$

где p_w – давление воздуха в шине, Па;

p_0 – условное давление в шине при отсутствии в ней воздуха (принимается равным $8 \cdot 10^4$ Па),

C_1, C_2 – постоянные коэффициенты равные 1,1 и $1,5 \cdot 10^{-6}$.

Движение лесозаготовительных машин по волоку сопровождается процессом накопления деформаций, имеющим, как правило, нелинейный характер. С увеличением числа проходов машины по волоку, в зависимости от давления движителя, типа и состояния почвы, происходит либо затухание темпа увеличения глубины колеи, либо его рост. В первом случае в опорном массиве почвогрунта преобладают деформации уплотнения, во втором случае – деформации сдвига.

Для определения глубины колеи h (м) при одноразовом нагружении почвы используется зависимость:

$$h = \frac{\alpha \cdot q_{\max}}{1 + b_1 \cdot q_{\max}}, \quad (5.10)$$

где α – коэффициент линейной деформации лесного почвогрунта;

b_1 – величина зависящая от деформаций сдвигов.

Коэффициент линейной деформации α массива лесного почвогрунта, определяется по формуле:

$$\alpha = 1,12 \frac{1 - \mu^2}{E_0} \cdot B \cdot \chi^{0,385}, \quad (5.11)$$

где E_0 – модуль деформации расширения квазиоднородного грунта, Па ($E_0=3,1$ МПа – до первого нагружения);

χ – отношение длины опорной поверхности к ее ширине;

μ – коэффициент продольного расширения грунта (таблица 5.2).

Таблица 5.2

Значения коэффициентов продольного расширения грунта

Тип почво-грунта	Значения коэффициента μ
Глина и суглинки:	
- твердые и полутвердые	0,1...0,15
- тугопластичные	0,2...0,25
- пластичные и текучепластичные	0,3...0,4
- текучие	0,45...0,50
Супесь	0,15...0,30
Песок	0,20...0,25

В случае отсутствия деформаций сдвигов колей образуется в результате уплотнения почвы, поэтому величина b_1 :

$$b_1 = \frac{\alpha}{h_{\max}} \quad (5.12)$$

где $h_{\max}$ – максимальная деформация уплотнения почвы до состояния наиболее плотной упаковки твердых частиц, м.

$$h_{\max} = H_0 \left(1 - \frac{\rho_0}{(1 - w) \cdot \rho_{\text{ТВ}}} \right) \quad (5.13)$$

где H_0 – толщина слоя почвы воспринимающей нагрузку, м;

ρ_0 – начальная плотность почвы, г/см³ (принимается равной 0,91);
 $\rho_{\text{тв}}$ – плотность почвы для наиболее плотной упаковки частиц, г/см³;
 w – влажность почвы (находится в диапазоне 0,1 – 0,5).

Численные значения плотности почвы в состоянии наиболее плотной упаковки частиц приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3

Значения плотности почвы $\rho_{\text{тв}}$ (г/см³) в состоянии наиболее плотной упаковки частиц

Тип почвы	Плотность $\rho_{\text{тв}}$, г/см ³
Пески	2,66
Супеси	2,70
Суглинки	2,71
Глины	2,74
Гумусовые и горизонты черноземов	2,50
Торфяники	1,72

Толщина эквивалентного слоя воспринимающей нагрузки равна:

$$H_0 = \frac{(1 - \mu^2)}{1 - 2\mu} \cdot \omega \cdot B \quad \omega = \frac{J}{B \cdot \pi} \quad (5.14)$$

где ω – коэффициент, зависящий от формы и размеров площадки, передающей нагрузку;

J – интеграл, зависящий от формы площадки нагружения, м.

Отношение J/B определяется согласно таблице 5.4.

Таблица 5.4

Значения соотношения J/B для различных отношений l/B

Отношение сторон l/B	1	2	3	4	5	10
Значение отношения J/B	2,984	4,084	4,806	5,341	5,749	7,068

В результате каждого нагружения лесного почвогрунта изменяются его прочностные характеристики и при последующих проходах машины по своему следу она опирается на почвенный массив с измененными физико-механическими свойствами в котором сжимающие напряжения и деформации уплотнения и сдвигов развиваются по другому закону, чем при первом нагружении.

Упругость большинства лесных почв небольшая, поэтому их можно рассматривать как пластичные материалы, в которых показатели механических свойств изменяются при приложении нагрузки и остаются постоянными после разгрузки. Поэтому глубину колеи h_k

(м), образующуюся в результате k проходов машины по трелевочному волоку можно описать следующим выражением:

$$h_k = \frac{\alpha \cdot q_{\max} \cdot k}{1 + (b_1 \cdot q_{\max} \cdot k)}, \quad (5.15)$$

где k – число проходов;

Исходные данные для расчета приведены в таблице 5.5.

Таблица 5.5

Исходные данные для расчета

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Ширина площади контакта колеса B , м	0,72	0,68	0,69	0,67	0,66	0,7	0,73	0,75	0,74	0,7	0,73	0,76	0,78	0,77
Длина площади контакта колеса l , м														
Переднего	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,88	0,86	0,87	0,85	0,84	0,83	0,82	0,83	0,86
Заднего	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
Число проходов k	50	52	54	56	55	48	46	47	44	43	42	51	53	57
Плотность почвы после k -го прохода, г/см ³	1,3	1,3	1,4	1,4	1,4	1,3	1,2	1,3	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4
Модуль деформации E_0 после k -го прохода, МПа	9,25	9,2	9,3	9,35	9,37	9,42	9,55	9,05	9,15	9,17	9,0	9,65	9,75	9,85
Нагрузка на колесо G_k , кН														
Переднего	23	24	22	21,5	21	20,5	20	22,5	23,5	24,5	25	25,5	20	21
Заднего	27	26	25	25,5	24	26	22,5	27	28	28,5	29	30	27	26
№ вар.	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Ширина площади контакта колеса B , м	0,66	0,7	0,73	0,75	0,74	0,7	0,69	0,75	0,74	0,7	0,72	0,68	0,69	0,77
Длина площади контакта колеса l , м														
Переднего	0,88	0,86	0,87	0,85	0,86	0,87	0,85	0,84	0,85	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88
Заднего	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
Число проходов k	40	42	44	46	45	49	47	43	41	48	50	51	52	55
Плотность почвы после k -го прохода, г/см ³	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3	1,3	1,1	1,2	1,2	1,4	1,4	1,4	1,4
Модуль деформации E_0 после k -го прохода, МПа	9,05	9,15	9,17	9,0	9,65	9,75	9,85	9,05	9,15	9,17	9,0	9,65	9,75	9,85
Нагрузка на колесо G_k , кН														
Переднего	22,5	23,5	24,5	25	25,5	20	21	23	24	22	21,5	21	20,5	20
Заднего	27	28	28,5	29	30	27	26	27	26	25	25,5	24	26	22,5

По результатам расчета следует построить и проанализировать зависимости изменения глубины колеи от числа проходов и массовых параметров машины, а также параметров движителя.

5.2 Тяговые и сцепные свойства лесозаготовительных машин

В настоящее время существует 3 основных подхода к теоретической оценке тягово-сцепных свойств колесных лесозаготовительных машин. Они отличаются степенью детализации процесса взаимодействия колеса с опорной поверхностью, необходимым количеством исходных данных для расчета, сложностью используемого математического аппарата и, как следствие, точностью получаемых результатов.

Первый подход состоит в представлении колеса и поверхности движения в виде двух не деформируемых тел с заданным коэффициентом сцепления и сопротивления качению колеса. Расчетная схема для его использования приведена на рисунке 5.1.

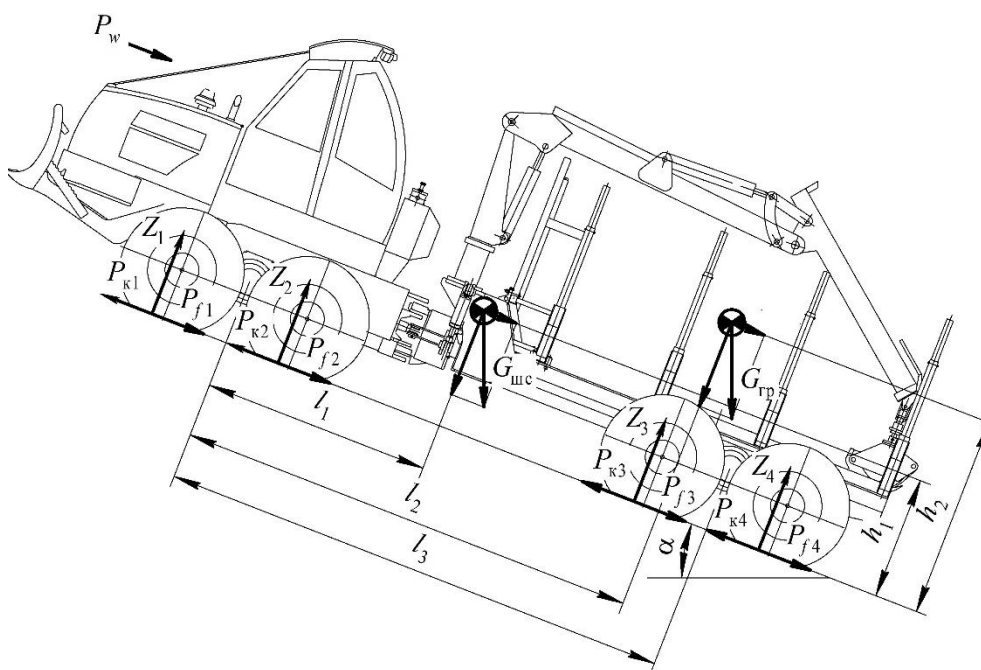


Рис. 5.1 – Расчетная схема для оценки тягово-сцепных свойств лесозаготовительных машин

Возможность движения машины в конкретных условиях определяется уравнением тягового баланса, которое имеет вид:

$$\sum P_{\phi i} \geq \sum P_{ki} \geq \sum P_{сопр}, \quad (5.16)$$

где P_{ki} – касательная сила тяги, развиваемая i -ым колесом, Н;

$P_{\phi i}$ – сила сцепления i -го колеса с поверхностью движения, Н;

$$\sum P_{\phi i} = \sum Z_i \cdot \phi, \quad (5.17)$$

где Z_i – величина опорной реакции под i -м колесом машины, Н;

ϕ – коэффициент сцепления колеса машины с поверхностью движения.

Суммарная величина касательной силы тяги, которую может развить движитель, при заданных параметрах двигателя, трансмиссии и ходовой части трансмиссии:

$$\sum P_{ki} = \frac{M_{\text{дв}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{д}}}, \quad (5.18)$$

где $M_{\text{дв}}$ – крутящий момент на коленчатом валу двигателя, Н·м;

$i_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;

$r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса, м;

Суммарная величина силы сопротивления движению $P_{\text{сопр}}$ (Н) определяется по выражению:

$$\sum P_{\text{сопр}} = \sum P_{fi} + P_i + P_j + P_w, \quad (5.19)$$

где P_i – сила сопротивления движению машины на уклон, Н;

P_j – сила инерции при разгоне, либо торможении машины, Н;

P_w – сила сопротивления воздушной среды, Н.

Следует напомнить, что при малых (до 25 км/ч) скоростях движения сила сопротивления воздушной среды не велика и ею можно пренебрегать.

Величина суммарной силы сопротивления качению P_{fi} (Н) определяется по зависимости:

$$\sum P_{fi} = \sum Z_i \cdot f, \quad (5.20)$$

где P_{fi} – сила сопротивления движению i -ого движителя, Н;

f – коэффициент сопротивления качения колеса.

Суммарная величина опорных реакций Z_i (Н) определяется как:

$$\sum Z_i = (G_{\text{шс}} + G_{\text{гр}}) \cos \alpha, \quad (5.21)$$

Величины сил сопротивления движению находятся по выражениям:

$$P_i = (G_{\text{шс}} + G_{\text{гр}}) \sin \alpha, \quad (5.22)$$

$$P_j = (G_{\text{шс}} + G_{\text{гр}}) \frac{j}{g} \sin \alpha, \quad (5.23)$$

$$P_w = \frac{k_w \cdot F \cdot v_{\text{дв}}^2}{13}, \quad (5.24)$$

где k_w – коэффициент лобового сопротивления (0,6–0,7);

F – площадь лобовой поверхности машины, м^2 (7,5 – 8,5 м^2);

$v_{\text{дв}}$ – скорость движения машины, км/ч (принять равной 25 км/ч).

Во втором случае в виде деформируемого тела представляется колесо, а в третьем еще и поверхность движения.

Сила сопротивления движению деформируемого колеса по деформируемому грунту определяется по следующей зависимости:

$$P_{fi} = 0,5 \left(\frac{Z_i^4}{k_k b_i D_{\text{при}}^2} \right)^{1/3}, \quad (5.25)$$

где Z_i – опорные реакции i -того движителя, Н;

k_k – приведенный коэффициент смятия грунта, Н/м³;

b_i – ширина i -того движителя, м;

$D_{\text{при}}$ – приведенный диаметр жесткого колеса, эквивалентный эластичному (м), который определялся по формуле:

$$D_{\text{пр}} = D_0 \left(1 + \frac{h_{\text{ш}}}{h} \right)^{1/3}, \quad (5.26)$$

где D_0 – свободный диаметр колеса, м;

$h_{\text{ш}}$ – нормальная деформация шины, м;

h – глубина колеи, м.

Нормальная деформация шины в радиальном направлении под действием нагрузки определяется по формуле:

$$h_{\text{ш}} = \frac{Z_i}{2\pi p_w (r_0 r_c)^{1/2}}, \quad (5.27)$$

где p_w – давление воздуха в шине, Па;

r_0 – свободный радиус колеса, м;

r_c – радиус поперечного сечения шины, м. (определить согласно таблицы 5.6 и приложения 3).

Выражения для определения глубины колеи и приведенного коэффициента смятия грунта имеют следующий вид:

$$h_i = \left(\frac{Z_i^2}{k_k^2 b_i^2 D_{\text{при}}} \right)^{1/3}, \quad (5.28)$$

$$k_k = \frac{k}{100(b_i D_0)^{1/2}}, \quad (5.29)$$

где k – коэффициент объемного смятия грунта, Н/м³.

В зависимости от типа почво-грунта коэффициент его объемного смятия варьируется в широких пределах: от $0,4 \cdot 10^8$ Н/м³ для IV типа почво-грунта, до $7 \cdot 10^8$ Н/м³ для I типа.

Таблица 5.6

Исходные данные для расчета

№ вар	$G_{\text{шс}},$ кН	$G_{\text{гр}},$ кН	$h_{1,\text{м}}$	$h_{2,\text{м}}$	$l_{1,\text{м}}$	$l_{2,\text{м}}$	$l_{3,\text{м}}$	$N_{\text{двс}},$ кВт	$i_{\text{тр}}$ на соответствующей передаче					$\eta_{\text{тр}}$	$r_{\text{д}}, \text{м}$	$\alpha,$ град	$j,$ м/с ²	f
									I	II	III	IV	V					
1	95	90	0,6	1,7	1,9	4,2	4,5	61	47	34	27	17	10	0,85	0,68	11	0,11	0,03
2	132	115	0,8	1,6	2,0	4,3	4,2	88	65	57	47	34	28	0,87	0,62	10	0,05	0,05
3	131	122	1,1	1,5	1,3	4,4	4,3	88	29	25	21	15	8	0,86	0,54	7	0,23	0,04
4	123	117	1,4	1,4	1,5	4,5	4,6	110	74	56	41	31	12	0,83	0,75	9	0,32	0,03
5	145	129	1,3	1,4	1,8	4,0	3,8	184	344	288	235	194	152	0,84	0,61	8	0,25	0,03
6	136	121	1,5	1,6	2,4	5,1	5,0	182	131	116	97	80	61	0,85	0,8	10	0,05	0,04
7	138	132	1,2	1,3	2,3	3,7	4,2	173	127	105	86	72	54	0,85	0,8	4	0,21	0,05
8	145	138	0,8	0,9	2,3	3,8	4,6	186	52	43	35	29	21	0,86	0,8	11	0,72	0,06
9	165	140	0,7	1,1	1,7	3,9	4,2	158	344	288	235	194	151	0,87	0,86	12	0,32	0,03
10	165	142	1,3	1,4	1,4	4,2	3,7	161	131	116	97	80	68	0,88	0,86	15	0,44	0,04
11	154	137	1,6	1,7	1,5	4,3	3,5	148	52	43	35	29	17	0,84	0,85	13	0,08	0,06
12	47	44	1,1	1,3	1,6	4,5	4,8	60	241	142	83	68	57	0,85	0,72	8	0,31	0,03
13	47	28	0,9	1,1	1,7	4,6	4,4	65	319	187	110	90	75	0,83	0,7	9	0,09	0,04
14	85	70	0,7	0,9	2,2	4,2	4,3	77	249	157	90	56	30	0,82	0,84	14	0,23	0,06
15	42	30	1,0	1,3	2,3	4,4	4,7	92	250	111	77	40	15	0,83	0,3	10	0,04	0,03
16	36	28	1,3	1,5	2,4	4,7	4,2	36	151	125	100	80	64	0,85	0,52	7	0,51	0,04
17	77	52	0,6	0,9	2,5	5,2	4,7	97	158	84	49	31	21	0,84	0,82	9	0,42	0,05
18	85	77	0,8	1,2	2,7	4,7	5,3	94	82	56	47	29	12	0,83	0,79	5	0,34	0,04
19	150	128	1,4	1,5	2,0	4,2	4,2	123	96	53	28	17	12	0,87	0,81	8	0,22	0,03
20	142	132	1,2	1,4	1,8	4,1	4,3	125	293	161	85	47	37	0,81	0,75	12	0,27	0,04

Следует сопоставить результаты вычислений показателей тягово-сцепных свойств лесозаготовительных машин полученные с использованием различных методик.

5.3 Оценка динамики движения лесозаготовительных машин

Режим движения лесозаготовительной машины и мощность привода движителя $N_{\text{движ}}(t)$ (Вт) требуемая для его реализации в каждый момент времени t (с) от начала движения, описываются уравнением (5.30), с учетом ограничений в виде неравенств:

$$\begin{aligned} ((M_1 + m_1 + m_r) \ddot{y}_1 + P_f + P_i + P_w) \dot{y}_1 &= N_{\text{движ}}(t); \\ N_{\text{движ}}(t) &\leq N_{\text{движ}}^{\max} \eta_{\text{движ}}; \ddot{y}_1 \leq a_{\text{движ}}^{\max}; \dot{y}_1 \leq v_{\text{движ}}^{\max}; y_1 \leq L_{\text{движ}}, \end{aligned} \quad (5.30)$$

где M_1 – масса базового шасси лесозаготовительной машины с грузом или без, кг;

m_1, m_r – массы манипулятора целиком и рабочего органа лесозаготовительной машины соответственно, кг;

P_f – сила сопротивления качению лесозаготовительной машины, Н;

P_i – сила сопротивления движению под уклон, Н;

P_w – сила сопротивления воздушной среды, Н;

$\ddot{y}_1$ – ускорение движения машины в момент времени t , м/с²;

$\dot{y}_1$ – скорость движения машины в момент времени t , м/с;

y_1 – перемещение машины в момент времени t относительно начального положения, м;

$N_{\text{движ}}^{\max}$ – максимальная мощность привода движителя, Вт;

$\eta_{\text{движ}}$ – КПД привода движителя (0,9);

$a_{\text{движ}}^{\max}$ – максимально возможное ускорение лесозаготовительной машины в заданных условиях движения, м/с²;

$v_{\text{движ}}^{\max}$ – максимальная допустимая скорость движения по условию динамической нагруженности несущей конструкции лесозаготовительной машины, м/с;

$L_{\text{движ}}$ – расстояние перемещения лесозаготовительной машины, м.

Система уравнений и неравенств (5.30) используется для определения скорости движения лесозаготовительной машины между технологическими стоянками. При этом величина силы сопротивления качению P_f (Н) лесозаготовительной машины в каждый момент времени значительно зависит от действующих на элементы движителя опорных реакций $R_{\text{шл}}(Н)$. В зависимости от требуемой точности проводимых расчетов величины $R_{\text{шл}}(Н)$ могут определяться как в статическом положении машины, так и с учетом динамики. Значения сил сопротивления качению P_f (Н) и максимального ускорения движения $a_{\text{движ}}^{\max}$

(м/с²) определяются на основании известных методик [3] по условию реализации требуемой касательной силы тяги.

Значение средней мощности N_3^{Φ} (кВт), входящее в выражение (7.3) для определения энергетического потенциала производительности форвардера (ЭПП), а также полезной составляющей этой мощности $N_{3\text{пол}}^{\Phi}$ (кВт), необходимой для определения удельного энергетического потенциала производительности форвардера (УЭПП) в выражении (7.4), определяются как средние значения функции $N_{\text{движ}}(t)$ за весь период времени движения. При этом собственная масса форвардера, технологического оборудования и рабочего органа при определении $N_{3\text{пол}}^{\Phi}$ исключаются из выражения (5.30) (сохраняется лишь масса перевозимой пачки сортиментов), а величина силы сопротивления движению принимается для наиболее легких условий (к примеру 1-й тип почвогрунтов).

Таблица 5.7

Исходные данные для расчета

№ вар	$G_{\text{шс}}$, кН	$G_{\text{гр}}$, кН	$N_{\text{движ}}$, кВт	$\eta_{\text{тр}}$	α , град	$a_{\text{движ}}^{\text{max}}$, м/с ²	f	№ вар	$G_{\text{шс}}$, кН	$G_{\text{гр}}$, кН	$N_{\text{движ}}$, кВт	$\eta_{\text{тр}}$	α , град	$a_{\text{движ}}^{\text{max}}$, м/с ²	f
1	95	90	61	0,85	11	0,11	0,03	11	154	137	158	0,84	13	0,08	0,06
2	132	115	88	0,87	10	0,05	0,05	12	47	44	60	0,85	8	0,31	0,03
3	131	122	88	0,86	7	0,23	0,04	13	47	28	65	0,83	9	0,09	0,04
4	123	117	110	0,83	9	0,32	0,03	14	85	70	77	0,82	14	0,23	0,06
5	145	129	184	0,84	8	0,25	0,03	15	42	30	92	0,83	10	0,04	0,03
6	136	121	184	0,85	10	0,05	0,04	16	36	28	36	0,85	7	0,51	0,04
7	138	132	184	0,85	4	0,21	0,05	17	77	52	97	0,84	9	0,42	0,05
8	145	138	184	0,86	11	0,72	0,06	18	85	77	94	0,83	5	0,34	0,04
9	165	140	158	0,87	12	0,32	0,03	19	150	128	123	0,87	8	0,22	0,03
10	165	142	158	0,88	15	0,44	0,04	20	142	132	125	0,81	12	0,27	0,04

Следует определить реально возможное ускорение движения машины в заданных условиях, время разгона, среднюю мощность N_3^{Φ} (кВт), затрачиваемую на движение машины в течении первых 20 с и полезную составляющую этой мощности $N_{3\text{пол}}^{\Phi}$ (кВт).

5.4 Преодоление пороговых препятствий одиночным колесом

Пороговые препятствия являются характерным воздействием на колесный движитель лесной машины. Максимальная высота преодолеваемого препятствия (рисунок 5.2) при малой скорости движения ограничивается тяговыми и сцепными свойствами машины.

Для ведомого колеса лесной машины из уравнения моментов относительно точки O можно записать:

$$P(r_k - h_{\Pi}) - G_k(r_k - \delta_{\text{ш}})\sin\alpha = 0, \quad (5.31)$$

где G_k – вес приходящийся на колесо, Н;

P – толкающая сила, Н;

r_k – статический радиус колеса, м;

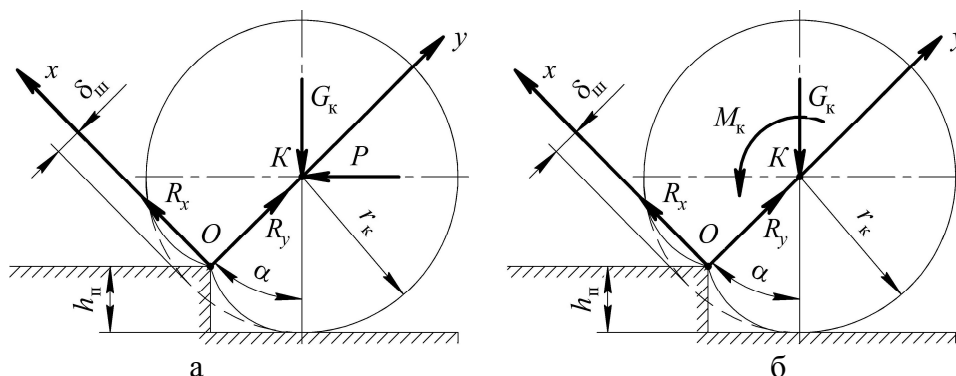
$\delta_{\text{ш}}$ – радиальная деформация шины, м;

h_{Π} – высота преодолеваемого препятствия;

α – угол между вертикальной осью колеса и отрезком OK (град):

$$\cos\alpha = \frac{r_k - h_{\Pi}}{r_k - \delta_{\text{ш}}}; \quad \sin\alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{r_k - h_{\Pi}}{r_k - \delta_{\text{ш}}}\right)^2}; \quad (5.32)$$

$$P(r_k - h_{\Pi}) - G_k(r_k - \delta_{\text{ш}})\sqrt{1 - \left(\frac{r_k - h_{\Pi}}{r_k - \delta_{\text{ш}}}\right)^2} = 0. \quad (5.33)$$



а – ведомым колесом; б – ведущим колесом

Рис. 4.2 – Расчетные схемы переезда препятствия

Выразив высоту h_{Π} (м) порогового препятствия из (5.33) получим:

$$h_{\Pi} \leq r_k - \frac{G_k r_k}{\sqrt{G_k^2 + P^2}} + \frac{G_k \delta_{\text{ш}}}{\sqrt{G_k^2 + P^2}}. \quad (5.34)$$

Если пренебречь величиной деформации шины $\delta_{ш}$ (м), максимальная высота преодолеваемого порогового препятствия ведомым колесом будет равна:

$$h_{п} \leq \left(1 - \frac{G_{к}}{\sqrt{G_{к}^2 + P^2}} \right) r_{к}, \quad (5.35)$$

Величина толкающего усилия P определяется на основании развигаемой колесом касательной силы тяги и действующих сил сопротивления качению, определяемых по зависимостям 5.19 – 5.24.

Преодоление порогового препятствия **ведущим колесом** ограничивается по условию сцепления колеса с поверхностью:

$$R_x \leq \phi R_y. \quad (5.36)$$

где ϕ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью;
 R_x, R_y – реакции опорной поверхности в направлении соответствующих осей, Н.

Крутящий момент $M_{к}$ (Н·м), реализуемый на ведущем колесе в виде касательной силы тяги $P_{к}$ (Н) также ограничен по условию сцепления колеса с поверхностью движения. Предельная величина $M_{к}=G_{к} \cdot r_{к} \cdot \phi$. Величины реакций R_x (Н), R_y (Н) и касательной силы тяги определяются как:

$$R_x = G_{к} \sin \alpha - P_{к} \cos \alpha; \quad (5.37)$$

$$R_y = G_{к} \cos \alpha + P_{к} \sin \alpha; \quad (5.38)$$

$$P_{к} = M_{к} / r_{к}. \quad (5.39)$$

Таким образом:

$$\phi \geq \frac{G_{к} \sin \alpha - P_{к} \cos \alpha}{G_{к} \cos \alpha + P_{к} \sin \alpha}. \quad (5.40)$$

Заменив величины $\sin \alpha$ и $\cos \alpha$ равенствами (5.32) и решив неравенство относительно $h_{п}$ получим:

$$h_{п} \leq r_{к} - \sqrt{\frac{(r_{к} G_{к} + P_{к} r_{к} \phi)^2}{(G_{к} + P_{к} \phi) + (P_{к} + G_{к} \phi)}}. \quad (5.41)$$

В случае реализации максимально возможной касательной силы тяги по условию сцепления колеса с поверхностью движения максимальная высота преодолеваемого препятствия $h_{п}$ (м) составит:

$$h_{\Pi} \leq r_{\kappa} - \sqrt{\frac{(r_{\kappa} + r_{\kappa}^2 \varphi^2)^2}{(r_{\kappa}^2 \varphi^2 + 1)^2 + \varphi^2 (r_{\kappa} + 1)^2}}. \quad (5.42)$$

Таблица 5.8

Исходные данные для расчета

№ вар	M_{κ} , кН·м	G_{κ} , кН	r_{κ} , м	φ	№ вар	M_{κ} , кН·м	G_{κ} , кН	r_{κ} , м	φ
1	97	41	0,59	0,18	11	71	44	0,39	0,64
2	26	16	0,56	0,32	12	67	45	0,45	0,62
3	45	35	0,82	0,54	13	57	50	0,85	0,55
4	74	63	0,84	0,71	14	48	40	0,72	0,52
5	85	54	0,72	0,25	15	45	39	0,67	0,42
6	94	52	0,35	0,32	16	84	70	0,23	0,57
7	35	30	0,48	0,44	17	91	72	0,52	0,33
8	38	34	0,74	0,74	18	58	60	0,31	0,18
9	52	27	0,77	0,15	19	74	75	0,42	0,23
10	74	31	0,36	0,56	20	67	61	0,47	0,17

По полученным данным следует построить графики зависимостей величины h_{Π} (м) от M_{κ} (кН·м), G_{κ} (Н), φ и r_{κ} (м) для ведущих и ведомых колес.

5.5 Особенности движения балансирной тележки

Характер взаимодействия колес балансирной тележки с опорной поверхностью имеет специфические особенности [18]. Возникающие при движении реактивные моменты, разгружают переднее по ходу движения колесо и приводят к снижению тягово-цепных свойств машины, увеличению циркулирующей в тележке паразитной мощности, повышенному износу шин и расходу топлива.

На рисунке 5.3 представлена расчетная схема сил и моментов, действующих на балансирную тележку при движении по горизонтальной поверхности. Вертикальные реакции, действующие на колеса тележки, определим из уравнений равновесия:

$$R_{y1} = \frac{1}{a_1 + a_2 + a_3} \left[G_{\kappa1} \cdot (a_2 + a_3) - G_{\kappa2} \cdot a_4 + G_T \cdot a_3 - P_{\kappa1} \times \right. \\ \left. \times (r_1 + h_1) - P_{\kappa2} \cdot (r_2 + h_2) - M_f + M_{\kappa} \right]; \quad (5.43)$$

$$R_{y2} = \frac{1}{a_1 + a_2 + a_3} \left[G_{\kappa1} a_1 + G_{\kappa2} (a_1 + a_2 + a_3 + a_4) + G_T (a_1 + a_2) + \right. \\ \left. + P_{\kappa1} (r_1 + h_1) + P_{\kappa2} (r_2 + h_2) + M_f - M_{\kappa} \right], \quad (5.44)$$

где f_c – коэффициент сопротивления качению колеса балансира

$G_{к1}$, $G_{к2}$ – соответственно вес переднего и заднего плеч балансира с колесами, кН;

G_T – вес приходящийся на балансирную тележку, кН;

r_1 , r_2 – статические радиусы колес балансира, м;

l_1 , l_2 – длины плеч балансирной тележки, м;

α_1 , α_2 – углы наклона плеч балансира к горизонтали, град.

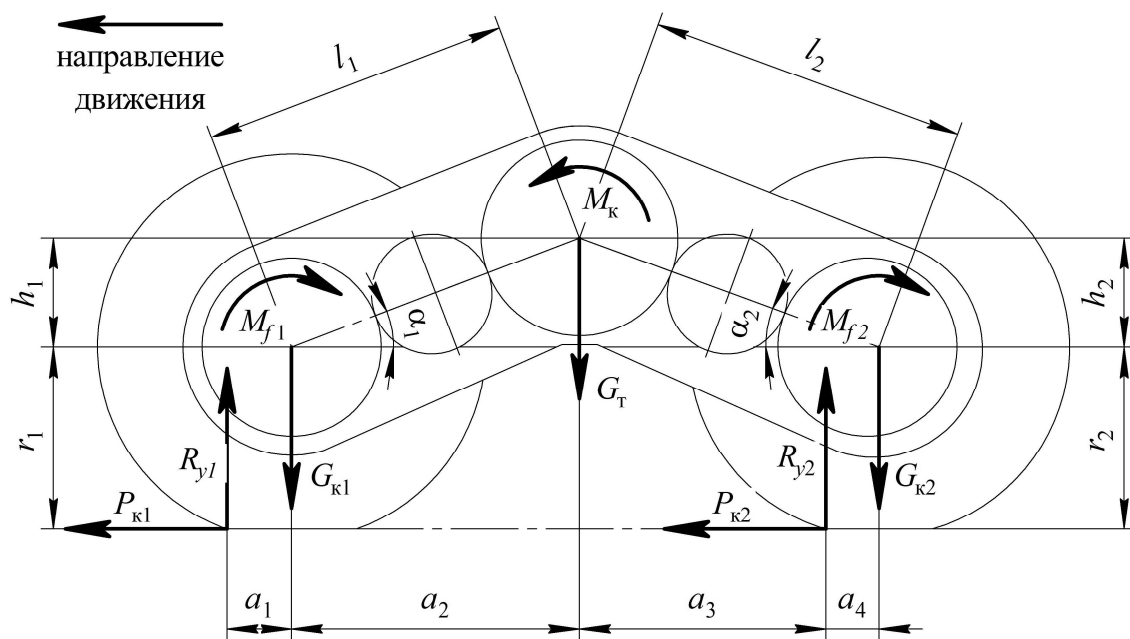


Рис. 5.3 – Расчетная схема сил и моментов, действующих на балансирную тележку при движении

Требуемые для расчета геометрические параметры балансирной тележки определяются на основании зависимостей:

$$\begin{aligned} a_1 &= f_c \cdot r_1; \quad a_4 = f_c \cdot r_2; \quad a_2 = l_1 \cdot \cos \alpha_1; \quad a_3 = l_2 \cdot \cos \alpha_2 - a_4; \\ h_1 &= l_1 \cdot \sin \alpha_1; \quad h_2 = l_2 \cdot \sin \alpha_2. \end{aligned} \quad (5.45)$$

Суммарная величина момента сопротивления качению колес балансирной тележки M_f определяется по формуле:

$$M_f = (G_{к1} + G_{к2} + G_T) f_c \cdot r. \quad (5.46)$$

Движение машины оборудованной балансирной тележкой возможно при величине касательной силы тяги:

$$P_k \geq (G_{к1} + G_{к2} + G_T) f_c. \quad (5.47)$$

Моменты M_k (кН·м) в конечных балансирующих передачах в зависимости от направления на ведущем элементе привода, либо уменьшает, либо увеличивает перераспределение опорных реакций (рисунок 5.3). Величина этого момента определяется из выражения:

$$M_k = \frac{P_k \cdot r + M_f}{i_6 \cdot \eta_6}, \quad (5.48)$$

где i_6 – передаточное отношение конечной балансирующей передачи (принять равным 1,3);

η_6 – КПД конечной балансирующей передачи (принять равным 0,94).

Разница опорных реакций задних и передних колес при одинаковом направлении вращения колес и ведущего элемента привода составляет:

$$\Delta R_y = 2 \left(P_k \frac{h - r / i_6 \cdot \eta_6}{a_1 + a_2 + a_3} + M_f \frac{1 - 1 / i_6 \cdot \eta_6}{a_1 + a_2 + a_3} \right) \quad (5.49)$$

Таким образом при $h \rightarrow r$ и $i_6 \eta_6 \rightarrow 1$ $\Delta R \rightarrow 0$. Поэтому достижение условия $R_{y1} = R_{y2} = 0,5(G_T + G_{k1} + G_{k2})$ возможно в случае когда $i_6 \eta_6 = 1$, а $h = r$.

Данные для расчета по вариантам приведены в таблице 5.9.

Таблица 5.9

Исходные данные для расчета

№ вар	M_k , кН·м	G_T , кН	G_{k1} , кН	G_{k2} , кН	$r_1 = r_2$, м	$l_1 = l_2$, м	f_c	№ вар	M_k , кН·м	G_T , кН	G_{k1} , кН	G_{k2} , кН	$r_1 = r_2$, м	$l_1 = l_2$, м	f_c
1	9,7	41	7,2	7,2	0,59	0,69	0,02	11	7,1	44	7,2	7,2	0,39	0,69	0,04
2	2,6	16	6,8	6,9	0,56	0,66	0,03	12	6,7	45	6,8	6,9	0,45	0,66	0,02
3	4,5	35	6,4	6,4	0,42	0,54	0,05	13	5,7	50	6,4	6,4	0,55	0,74	0,05
4	7,4	63	6,7	6,4	0,44	0,52	0,07	14	4,8	40	6,7	6,4	0,32	0,52	0,02
5	8,5	54	5,8	5,7	0,42	0,6	0,02	15	4,5	39	5,8	5,7	0,67	0,8	0,04
6	9,4	52	5,9	5,9	0,35	0,54	0,03	16	8,4	70	5,9	5,9	0,23	0,54	0,07
7	3,5	30	6,2	6,4	0,48	0,68	0,04	17	9,1	72	6,2	6,4	0,52	0,68	0,03
8	3,8	34	6,3	6,3	0,54	0,72	0,07	18	5,8	60	6,3	6,3	0,31	0,72	0,08
9	5,2	27	5,4	5,4	0,47	0,75	0,01	19	7,4	75	5,4	5,4	0,42	0,75	0,03
10	7,4	31	7,2	7,2	0,36	0,64	0,06	20	6,7	61	7,2	7,2	0,47	0,74	0,07

В работе следует проанализировать изменение опорных реакций под колесами балансирующей тележки в процессе движения в зависимости от ее геометрических параметров и крутящего момента подводимого к ее колесам.

Контрольные вопросы

1. Назовите отличия в процессах движения одиночного колеса и балансирной тележки.
2. В чем отличия в процессе переезда единичной неровности приводным и не приводным колесом
3. Какими показателями характеризуется геометрическая и опорная проходимость лесных машин?
4. В следствие каких факторов возникает перераспределение опорных реакций на колесах балансирной тележки? Каким образом они могут быть скомпенсированы?
5. Влияет ли величина тягового усилия подводимого к не приводному колесу на максимальную высоту преодолеваемого препятствия?
6. Какие величины влияют на глубину колеи, образуемой после многократного проезда лесной машины?
7. Какими величинами определяется среднее давление колесного движителя на грунт?
8. Укажите отличия между методикой ГОСТ 26953-86 и скандинавской методикой расчета давления колесного движителя на грунт.

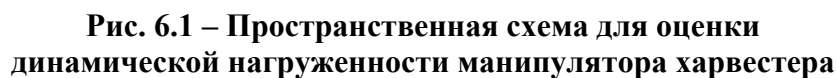
6 ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН

6.1 Оценка динамической нагруженности манипулятора харвестера

Важным этапом проектирования лесозаготовительных машин является создание их несущих конструкций. На ряду с обеспечением достаточной прочности конструкции следует, по возможности, стремиться к уменьшению ее габаритных размеров и массы, упрощению геометрии и количества деталей. Решение такой задачи требует предварительной оценки всего «спектра», действующих на конструкцию нагрузок. При этом во внимание принимаются амплитудные и средние значения действующих нагрузок, частота их изменения, продолжительность действия и цикличность повторения. Такая комплексная оценка может быть получена теоретическим и экспериментальным путем. Первый из них наиболее приемлем на ранних стадиях проектирования, при создании опытного образца машины, а второй – на этапе отработки его конструкции.

Теоретическое обоснование параметров будущей машины, как правило, подразумевает создание ее математической модели. Общепринятое формальное определение термина «математическая модель» в настоящее время еще не сложилось и в различных отраслях деятельности человека в нее может вкладываться различный смысл. В технике же под математическим моделированием принято [4] понимать адекватную замену исследуемого устройства или процесса соответствующим математическим описанием и его изучение методами вычислительной математики с привлечением средств компьютерной вычислительной техники.

Так для математического описания нагрузочных режимов, возникающих при выполнении технологических операций манипулятором харвестера, используется динамическая пространственная схема его колебаний (рисунок 6.1). Она учитывает линейные и угловые колебания в 3 плоскостях и описывается 8 обобщенными координатами.



56

редних опор манипулятора и поперечные жесткости передних и задних опор манипулятора ($1,9 \cdot 10^6$ Н/м); $K_1 - K_6, K_{11}, K_{21}, K_{51}, K_{61}$ – соответствующие жесткостям коэффициенты демпфирования; α, β, γ – углы поворота стрелы в вертикальной плоскости, рукояти в вертикальной плоскости, и манипулятора в горизонтальной плоскости, a – расстояние между осью вращения платформы стрелы и вертикальной плоскостью передних опор; b – расстояние от оси вращения поворотной платформы до продольной вертикальной плоскости опор; c – расстояние между передними и задними опорами; d – высота установки стрелы относительно опор.

Математическое описание пространственной динамической схемы состоит из 8 дифференциальных уравнений 2-го порядка составленных на основе уравнений Лагранжа 2-го рода:

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_1 &= \left(\begin{aligned} &-C_1 \Delta_1 - C_{11} \Delta_{11} - C_2 \Delta_2 - C_{21} \Delta_{21} - C_3 \cdot \cos Z_4 \cdot \Delta_3 - \\ &-K_1 \dot{\Delta}_1 - K_{11} \dot{\Delta}_{11} - K_2 \dot{\Delta}_2 - K_{21} \dot{\Delta}_{21} - K_3 \cdot \cos Z_4 \cdot \dot{\Delta}_3 - m_1 g \end{aligned} \right) \frac{1}{m_1}; \quad (6.1) \\ \ddot{Z}_2 &= \left(\begin{aligned} &-C_1 (l_{\text{ит}} + c \cdot \cos \gamma) \Delta_1 - C_{11} (l_{\text{ит}} + c \cdot \cos \gamma) \Delta_{11} - C_2 l_{\text{ит}} \Delta_2 - \\ &-C_{21} l_{\text{ит}} \Delta_{21} + C_3 (l_r - l_{\text{ит}}) \cdot \cos Z_4 \cdot \Delta_3 - K_1 (l_{\text{ит}} + c \cdot \cos \gamma) \dot{\Delta}_1 - \\ &-K_{11} (l_{\text{ит}} + c \cdot \cos \gamma) \dot{\Delta}_{11} - K_2 l_{\text{ит}} \dot{\Delta}_2 - K_{21} l_{\text{ит}} \dot{\Delta}_{21} + K_3 (l_r - l_{\text{ит}}) \cdot \cos Z_4 \cdot \dot{\Delta}_3 - \\ &-C_{51} \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) \Delta_{51} + C_5 \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) \Delta_5 + C_{61} \sin \gamma (h_{\text{ит}} + d) \Delta_{61} + \\ &+ C_6 \sin \gamma (h_{\text{ит}} + d) \Delta_6 + K_{51} \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) \dot{\Delta}_{51} + K_5 \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) \dot{\Delta}_5 + \\ &+ K_{61} \sin \gamma (h_{\text{ит}} + d) \dot{\Delta}_{61} + K_6 \sin \gamma (h_{\text{ит}} + d) \dot{\Delta}_6 \end{aligned} \right) \frac{1}{I_1}; \\ \ddot{Z}_3 &= \left[\begin{aligned} &(C_3 + C_7 \cos \beta) \Delta_3 + (K_3 + K_7 \cos \beta) \dot{\Delta}_3 - \\ &-(m_r + m_{\text{ит}}) g \cdot \cos Z_4 + F_2(t) + F_4(t) \end{aligned} \right] \frac{1}{(m_r + m_{\text{ит}})}; \\ \ddot{Z}_4 &= \left(\begin{aligned} &(C_3 + C_7 \cos \beta) \left[\begin{aligned} &Z_1 \sin Z_4 - Z_8 \cos Z_4 + Z_5 \cos Z_4 (h_{\text{ит}} - h_r) + \\ &+ Z_6 \cos Z_4 (l_{\text{ит}} - l_r) + Z_2 \sin Z_4 (l_{\text{ит}} - l_r) \end{aligned} \right] \Delta_3 + \\ &+ (K_3 + K_7 \cos \beta) \left[\begin{aligned} &\dot{Z}_1 \sin Z_4 - \dot{Z}_8 \cos Z_4 + \dot{Z}_5 \cos Z_4 (h_{\text{ит}} - h_r) + \\ &+ Z_6 \cos Z_4 (l_{\text{ит}} - l_r) + Z_2 \sin Z_4 (l_{\text{ит}} - l_r) \end{aligned} \right] \dot{\Delta}_3 - \\ &-C_4 \Delta_4 - K_4 \dot{\Delta}_4 - (m_r + m_{\text{ит}}) g \cdot \sin Z_4 (h_{\text{по}} - Z_3) + M_2(t) \end{aligned} \right) \frac{1}{I_r} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{Z}_5 &= \left(\begin{aligned} &C_1 \cdot c \cdot \sin \gamma \Delta_1 + C_{11} \cdot c \cdot \sin \gamma \Delta_{11} + K_1 \cdot c \cdot \sin \gamma \dot{\Delta}_1 + \\ &+ K_{11} \cdot c \cdot \sin \gamma \dot{\Delta}_{11} - C_{51} \sin \gamma (h_{\text{ит}} + d) \Delta_{51} - \\ &- C_5 \sin \gamma (h_{\text{ит}} + d) \Delta_5 + C_{61} \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) \Delta_{61} + \\ &+ C_6 \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) \Delta_6 - K_{51} \sin \gamma (h_{\text{ит}} + d) \dot{\Delta}_{51} - \\ &- K_5 \sin \gamma (h_{\text{ит}} + d) \dot{\Delta}_5 + K_{61} \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) \dot{\Delta}_{61} + \\ &+ K_6 \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) \dot{\Delta}_6 + (C_3 + C_7 \cos \beta) \sin Z_4 (h_{\text{ит}} - h_r) \Delta_3 + \\ &+ (K_3 + K_7 \cos \beta) \sin Z_4 (h_{\text{ит}} - h_r) \dot{\Delta}_3 + M_{3\text{Б}}(t) \end{aligned} \right) \frac{1}{I_4}; \\
\ddot{Z}_6 &= \left(\begin{aligned} &-C_{51} l_{\text{ит}} \sin \gamma \Delta_{51} - C_5 l_{\text{ит}} \sin \gamma \Delta_5 + C_{61} l_{\text{ит}} \cos \gamma \Delta_{61} + \\ &+ C_6 (l_{\text{ит}} \cos \gamma + c) \Delta_6 - K_{51} l_{\text{ит}} \sin \gamma \dot{\Delta}_{51} - K_5 l_{\text{ит}} \sin \gamma \dot{\Delta}_5 + \\ &+ K_{61} l_{\text{ит}} \cos \gamma \dot{\Delta}_{61} + K_6 (l_{\text{ит}} \cos \gamma + c) \dot{\Delta}_6 - \\ &- (C_3 + C_7 \cos \beta) \sin Z_4 (-l_{\text{ит}} + l_{\text{ит}}) \Delta_3 - \\ &- (K_3 + K_7 \cos \beta) \sin Z_4 (-l_{\text{ит}} + l_{\text{ит}}) \dot{\Delta}_3 + M_{3\text{Г}}(t) \end{aligned} \right) \frac{1}{I_5}; \\
\ddot{Z}_6 &= \left(\begin{aligned} &-C_{51} l_{\text{ит}} \sin \gamma \Delta_{51} - C_5 l_{\text{ит}} \sin \gamma \Delta_5 + C_{61} l_{\text{ит}} \cos \gamma \Delta_{61} + \\ &+ C_6 (l_{\text{ит}} \cos \gamma + c) \Delta_6 - K_{51} l_{\text{ит}} \sin \gamma \dot{\Delta}_{51} - K_5 l_{\text{ит}} \sin \gamma \dot{\Delta}_5 + \\ &+ K_{61} l_{\text{ит}} \cos \gamma \dot{\Delta}_{61} + K_6 (l_{\text{ит}} \cos \gamma + c) \dot{\Delta}_6 - \\ &- (C_3 + C_7 \cos \beta) \sin Z_4 (-l_{\text{ит}} + l_{\text{ит}}) \Delta_3 - \\ &- (K_3 + K_7 \cos \beta) \sin Z_4 (-l_{\text{ит}} + l_{\text{ит}}) \dot{\Delta}_3 + M_{3\text{Г}}(t) \end{aligned} \right) \frac{1}{I_5}; \\
\ddot{Z}_7 &= \left(\begin{aligned} &C_{51} \cos \gamma \Delta_{51} + C_5 \cos \gamma \Delta_5 + C_{61} \sin \gamma \Delta_{61} + C_6 \sin \gamma \Delta_6 + \\ &+ K_{51} \cos \gamma \dot{\Delta}_{51} + K_5 \cos \gamma \dot{\Delta}_5 + K_{61} \sin \gamma \dot{\Delta}_{61} + K_6 \sin \gamma \dot{\Delta}_6 \end{aligned} \right) \frac{1}{m_1}; \\
\ddot{Z}_8 &= \left(\begin{aligned} &C_{51} \sin \gamma \Delta_{51} + C_5 \sin \gamma \Delta_5 - C_{61} \cos \gamma \Delta_{61} - C_6 \cos \gamma \Delta_6 + \\ &+ K_{51} \sin \gamma \dot{\Delta}_{51} + K_5 \sin \gamma \dot{\Delta}_5 - K_{61} \cos \gamma \dot{\Delta}_{61} - K_6 \cos \gamma \dot{\Delta}_6 - \\ &- C_3 \sin Z_4 \Delta_3 - K_3 \sin Z_4 \dot{\Delta}_3 + F_3(t) \end{aligned} \right) \frac{1}{m_1}.
\end{aligned}$$

Первые производные от деформаций опор манипулятора (скорости деформации, м/с) определяются согласно выражениям:

$$\begin{aligned}
\dot{\Delta}_1 &= \left[\dot{Z}_1 + \dot{Z}_2 \left(\frac{b_3}{2} \cdot \sin \gamma + c \cdot \cos \gamma + l_{\text{ит}} \right) - \dot{Z}_5 \left(-\frac{b_3}{2} \cdot \cos \gamma + c \cdot \sin \gamma \right) \right]; \\
\dot{\Delta}_{11} &= \left[\dot{Z}_1 + \dot{Z}_2 \left(-\frac{b_3}{2} \cdot \sin \gamma + c \cdot \cos \gamma + l_{\text{ит}} \right) - \dot{Z}_5 \left(\frac{b_3}{2} \cdot \cos \gamma + c \cdot \sin \gamma \right) \right]; \\
\dot{\Delta}_2 &= \left[\dot{Z}_1 + \dot{Z}_2 \left(\frac{b_3}{2} \cdot \sin \gamma + l_{\text{ит}} \right) - \dot{Z}_5 \left(-\frac{b_3}{2} \cdot \cos \gamma \right) \right]; \\
\dot{\Delta}_{21} &= \left[\dot{Z}_1 + \dot{Z}_2 \left(-\frac{b_3}{2} \cdot \sin \gamma + l_{\text{ит}} \right) - \dot{Z}_5 \left(-\frac{b_3}{2} \cdot \cos \gamma \right) \right]; \\
\dot{\Delta}_3 &= \left[-\dot{Z}_3 + \dot{Z}_1 \cdot \cos Z_4 + \dot{Z}_8 \cdot \sin Z_4 - \dot{Z}_2 (l_{\text{г}} - l_{\text{ит}}) \cos Z_4 - \right. \\
&\quad \left. -\dot{Z}_5 \cdot \sin Z_4 \cdot (h_{\text{ит}} - h_{\text{г}}) + \dot{Z}_6 (l_{\text{г}} - l_{\text{ит}}) \cdot \sin Z_4 \right]; \\
\dot{\Delta}_4 &= \dot{Z}_4; \\
\dot{\Delta}_5 &= \left[-\dot{Z}_7 \cdot \cos \gamma + \dot{Z}_6 (l_{\text{ит}} \sin \gamma + b) - \dot{Z}_8 \cdot \sin \gamma + \right. \\
&\quad \left. + \dot{Z}_5 \cdot \sin \gamma (h_{\text{ит}} + d) - \dot{Z}_2 \cdot \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) \right]; \\
\dot{\Delta}_{51} &= \left[-\dot{Z}_7 \cdot \cos \gamma + \dot{Z}_6 (l_{\text{ит}} \sin \gamma - b) - \dot{Z}_8 \cdot \sin \gamma + \right. \\
&\quad \left. + \dot{Z}_5 \cdot \sin \gamma (h_{\text{ит}} + d) - \dot{Z}_2 \cdot \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) \right]; \\
\dot{\Delta}_6 &= \left[-\dot{Z}_7 \cdot \sin \gamma - \dot{Z}_6 (l_{\text{ит}} \sin \gamma + c) + \dot{Z}_8 \cdot \cos \gamma - \right. \\
&\quad \left. -\dot{Z}_5 \cdot \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) - \dot{Z}_2 \cdot \sin Z_{16} (h_{\text{ит}} + d) \right]; \\
\dot{\Delta}_{61} &= \left[-\dot{Z}_7 \cdot \sin \gamma - \dot{Z}_6 (l_{\text{ит}} \sin \gamma) + \dot{Z}_8 \cdot \cos \gamma - \right. \\
&\quad \left. -\dot{Z}_5 \cdot \cos \gamma (h_{\text{ит}} + d) - \dot{Z}_2 \cdot \sin \gamma (h_{\text{ит}} + d) \right];
\end{aligned} \tag{6.2}$$

где $m_{\text{ит}}$ – часть массы дерева, приходящаяся на харвестерную головку, кг;

$F_1(t)$ – вертикальное усилие, создаваемое при натяге дерева, Н;

$F_2(t)$ – усилие, направленное вдоль оси соединяющей подвесную скобу харвестерной головки и ее центр тяжести в каждый момент времени от начала торможения дерева на операции обрезки сучьев, Н;

$M_2(t)$ – крутящий момент относительно оси качания харвестерной головки в каждый момент времени от начала торможения дерева на операции обрезки сучьев, Н·м;

$F_4(t)$ – вертикальное усилие, действующее на подвесную скобу харвестерной головки в каждый момент времени в процессе обрезки сучьев.

При математическом описании работы реального манипулятора харвестера приняты следующие допущения: распределенные массы стрелы рукояти и платформы заменены сосредоточенными; возникающие угловые колебания считаются малыми; жесткости опор линейны. На основе результатов моделирования работы манипулятора проводится корректировка разрабатываемой конструкторской документации. Подбираются параметры гидроцилиндров наклона платформы, конструкция элементов механизма поворота, вводятся необходимые демпфирующие устройства. Установленные величины реакций в элементах конструкции манипулятора являются исходными данными для дальнейшего анализа напряженно-деформированного состояния его металлоконструкции.

Таблица 6.1

Исходные данные для расчетов

№ вар.	a , м	b , м	c , м	d , м	α , °	β , °	γ , °	m_0 , кг	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	x_1 , кг	x_2 , кг	x_3 , кг	x_4 , кг
1	0,11	0,25	1,12	0,32	20	70	80	300	700	500	570	2,4	2,5	2,3	2,4
2	0,12	0,27	1,02	0,33	22	68		310	680	520	780	2,9	2,1	2,1	2,3
3	0,13	0,28	1,08	0,34	24	66		320	710	540	950	2,5	2,5	2,3	2,1
4	0,14	0,29	1,14	0,35	26	64		330	720	570	1140	2,6	2,4	2,4	2
5	0,15	0,30	1,17	0,36	28	72		340	730	610	1200	2,7	2,5	2,0	1,9
6	0,16	0,31	1,22	0,37	30	74		350	740	620	1310	2,8	2,2	2,6	1,8
7	0,17	0,32	1,28	0,38	32	76		360	620	480	400	2,4	2,5	2,3	2,2
8	0,18	0,33	1,34	0,39	34	78		370	630	490	495	2,5	2,5	2,3	2,1
9	0,19	0,34	0,84	0,19	36	80		290	650	510	558	2,6	2,5	2,2	2
10	0,20	0,35	0,92	0,20	35	82		280	660	520	681	2,7	2,3	2,5	1,9
11	0,18	0,36	0,98	0,21	33	84		270	670	530	808	2,5	2,5	2,2	2,1
12	0,16	0,37	1,03	0,22	31	86		260	730	540	1040	2,3	2,7	2,4	2,0
13	0,14	0,38	1,27	0,23	29	88		280	780	620	1498	2,1	2,5	2,3	2,5
14	0,12	0,39	1,14	0,24	27	85		275	790	495	849	1,9	3,1	2,1	2,0
15	0,1	0,4	1,15	0,25	25	83		285	780	522	999	2,4	2,5	2,3	2,2
16	0,11	0,41	1,19	0,26	23	81		322	770	533	999	2,5	2,5	2,3	2,1
17	0,13	0,42	1,23	0,27	21	79		294	765	545	899	2,6	2,5	2,1	2,0
18	0,15	0,43	1,29	0,28	19	77		327	680	628	1153	2,7	2,3	2,3	1,9
19	0,17	0,44	0,78	0,29	17	75		345	690	734	1301	2,8	2,5	2,0	1,8
20	0,19	0,45	0,72	0,30	15	73		332	710	745	895	2,9	2,1	2,4	1,7

Расчет системы дифференциальных уравнений и нахождение опорных реакций манипулятора выполняется в подпрограмме *harvester_manipulator.xmcd* с использованием среды программного пакета автоматизации инженерных расчетов MathCAD 15.

6.2 Определение силовых параметров харвестерных головок

Условия работы харвестеров в Республике Беларусь весьма разнообразны. Эксплуатационные показатели их работы во многом зависят от выбранных параметров технологического оборудования. В качестве расчетных случаев для выбора параметров харвестерных головок следует рассматривать процессы: натяга дерева манипулятором, падения дерева в момент его контакта с опорной поверхностью, а также обрезки сучьев харвестерной головкой (в том числе момент остановки дерева после окончания протаскивания).

На рисунке 6.2 изображена расчетная схема натяга дерева.

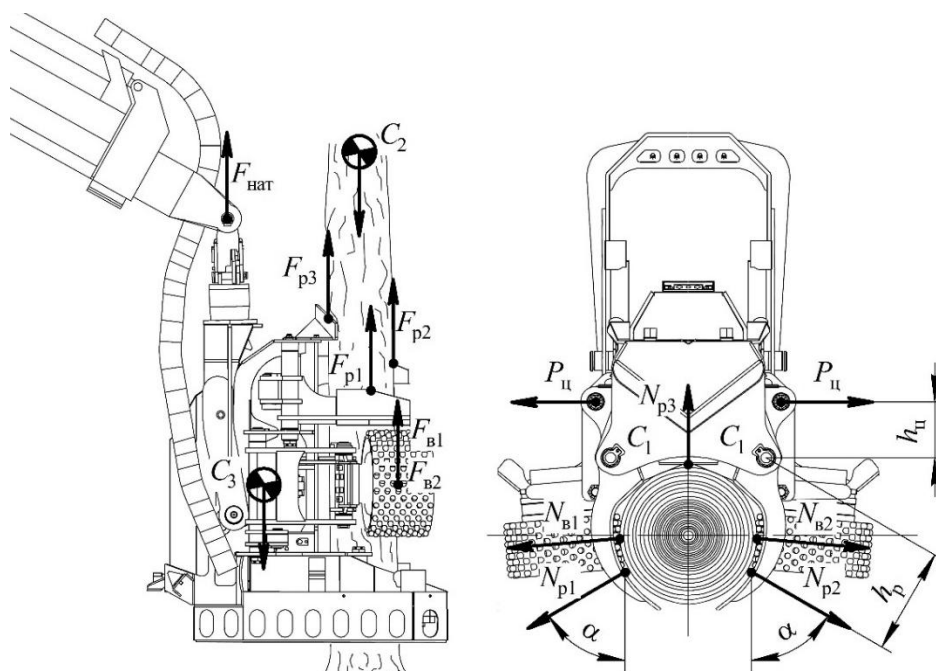


Рис. 6.2 – Расчетная схема для определения нагрузок, действующих на харвестерную головку при натяге дерева

Надежный натяг ствола дерева может быть обеспечен только при выполнении условия, что сила трения между зажимными рычагами, вальцами и стволом будет больше веса дерева. В таком случае будет исключено проскальзывание захватов по стволу дерева. Величина усилия натяга ствола приведенная к точке подвеса харвестерной го-

ловки должна равняться весу дерева и харвестерной головки умноженным на коэффициент запаса натяга.

В математическом виде условие, исключающее проскальзывание сучкорезных ножей по стволу запишем в виде:

$$F_{\text{тр}} \geq P_{\text{н}}, \quad (6.3)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения рычагов захватов головки о ствол, Н;

$P_{\text{н}}$ – усилие натяга дерева, Н.

Для упрощения расчетов заменим распределенные нормальные силы, действующие со стороны зажимных рычагов и вальцов на дерево, на равнодействующие (рисунок 6.2) приложенные к дереву, а также распределенные по некоторому участку силы прижима дерева к корпусу харвестерной головки.

Тогда из рисунка 6.2 получим:

$$F_{\text{тр}} = n_1 \cdot f_1 \cdot N_{\text{в}} \cos \beta + n_2 \cdot f_2 \cdot N_{\text{р}} (1 + \cos \alpha), \quad (6.4)$$

где n_1 – число протаскивающих вальцов в харвестерной головке $n_1=2$;

n_2 – число сучкорезных ножей в харвестерной головке;

f_1 – коэффициент трения качения ствола по вальцам $f_1=0,2-0,3$;

f_2 – коэффициент трения ствола о рычаги захвата $f_2=0,4-0,6$;

$N_{\text{р}}$ – нормальная реакция на один рычаг со стороны дерева, Н.

Здесь и далее принято допущение о том, что усилие прижатия вальцов харвестерной головки к стволу дерева не оказывает дополнительного прижимающего усилия дерева к корпусу головки. Это означает, что направление действия реакций $N_{\text{в}}$ на рисунке 6.2 близко к горизонтальному. Такое допущение справедливо для случая обработки дерева с диаметром ствола близким к максимальному и поэтому в данном случае приемлемо.

С учетом (6.4) и сказанного выше условие (6.3) примет вид:

$$n_1 \cdot f_1 \cdot N_{\text{в}} \cos \beta + n_2 \cdot f_2 \cdot N_{\text{р}} (1 + \cos \alpha) \geq Q \cdot k_{\text{н}}, \quad (6.5)$$

где $k_{\text{н}}$ – коэффициент запаса натяга, $k_{\text{н}}=1,2-1,3$;

Q – вес дерева, Н;

$$Q = V_{\text{д}} \rho_{\text{д}} g (1 + k_{\text{кр}}); \quad (6.6)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

$\rho_{\text{д}}$ – плотность стволовой древесины, кг/м^3 (см. п. 2.2);

$V_{\text{д}}$ – объем ствола дерева, м^3 (см. п. 2.2);

$k_{кр}$ – коэффициент определяемый отношением массы кроны дерева к массе ствола (см. п. 2.2).

Максимальная требуемая величина усилия прижатия вальцов харвестерной головки к стволу дерева определяется по выражению:

$$N_b = k_h Q / \varphi,$$

где φ – коэффициент сцепления вальцов со стволом (0,8–1,2).

Из выражения (6.5) получаем величину усилия прижима сучкорезного ножа к дереву:

$$\frac{n_2 \cdot f_2 \cdot N_p (1 + \cos \alpha) + n_1 \cdot f_1 \cdot N_b \cos \beta}{Q \cdot k_h} \geq 1. \quad (6.7)$$

Из условия равновесия сучкорезного ножа относительно опоры C_1 :

$$N_p \cdot h_p - P_{ц} \cdot h_{ц} = 0. \quad (6.8)$$

Усилие развиваемое гидроцилиндром привода одного зажимного рычага:

$$P_{ц} = \frac{N_p h_p}{h_{ц}}, \quad (6.9)$$

где h_p – расстояние между осью движения штоков гидроцилиндров привода сучкорезных ножей и осью их качания, м;

$h_{ц}$ – расстояние между осью качания сучкорезного ножа и точкой контакта ножа со стволом.

По аналогичной зависимости находится усилие гидроцилиндров закрытия вальцов харвестерной головки:

$$P_{ц2} = \frac{N_b h_{p2}}{h_{ц2}}, \quad (6.10)$$

где h_{p2} – расстояние между осью движения штоков гидроцилиндров привода протаскивающих вальцов и осью их качания, м;

$h_{ц2}$ – расстояние между осью качания протаскивающих вальцов и точкой их контакта со стволом.

При этом величина усилия прижатия протаскивающих вальцов к стволу дерева выбирается исходя из условия отсутствия их проскальзывания во время выполнения операции обрезки сучьев.

Исходные данные для выполнения расчетов по вариантам приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2

Исходные данные для расчета по вариантам

№ вар.	d_{13} , см	Порода	Разряд высоты	Харвестерная головка (приложение 2)	α , °	β , °	h_p , м	$h_{ц}$, м	h_{p2} , м	$h_{ц2}$, м
1	8	сосна	I	Silvatec 235 MD35	30	30 – 70	0,04 – 0,3	0,04–0,2	0,04 – 0,3	0,04–0,2
2	12	сосна	II	Ponsee (HW60)	35					
3	16	сосна	III	Ponsee (H53)	40					
4	20	сосна	IV	Kesla (20RH)	45					
5	24	сосна	V	Kesla (25RH)	50					
6	32	сосна	I	Kesla (30RH)	55					
7	40	сосна	II	Komatsu Forest (370E)	60					
8	12	ель	III	Woody 50	30					
9	16	ель	IV	ProMax/LogMax 4000	35					
10	20	ель	V	Komatsu Forest (350)	40					
11	24	ель	I	John Deere (745)	50					
12	28	ель	II	John Deere (H290)	55					
13	8	сосна	III	Kesla (18RHS)	30					
14	12	сосна	IV	Keto/Quadco (51LD4)	35					
15	16	сосна	V	Keto/Quadco (100)	40					
16	20	сосна	I	Quadco WH95	45					
17	24	сосна	II	AFM 58 Husky	50					
18	32	сосна	III	Silvatec 665 MD70	55					
19	40	сосна	IV	Quadco WH105	60					
20	12	ель	V	Prentice (PE 44)	40					

Количество сучкорезных ножей n_2 для четных вариантов принять равным 3, для не четных – 5.

6.3 Силовое взаимодействие рабочего органа с деревом

При выявлении общих закономерностей взаимодействия дерева с рабочим органом харвестера можно допустить, что дерево является абсолютно твердым и симметричным относительно продольной оси телом, вся масса которого сосредоточена в центре масс совпадающем с центром тяжести дерева.

На рисунке 6.3 изображена обобщенная схема плоского движения срезанного дерева при валке харвестером.

На схеме к дереву приложены внешние силы и реакции связей. Под их действием дерево перемещается в плоской системе декартовых координат. Точка O связи дерева с машиной движется под действием силы реакции связи P по некоторой плоской траектории (не обязательно прямой), обозначенной штриховой линией. На крону дерева в процессе падения действует сила сопротивления воздушной среды F_w .

В процессе направленной валки в плоскости дерево имеет 3 степени свободы. Его центр тяжести c и любая другая его точка движутся поступательно вдоль осей x и z , при этом дерево поворачивается вокруг оси, перпендикулярной плоскости xOz и проходящей через точку O связи дерева с рабочим органом. Направление поворота дерева принято положительным.

Ось x прямоугольной системы координат направлена вдоль поверхности земли, наклонений к горизонту под углом α , поскольку наиболее общим является плоское перемещение дерева при расположении машины на наклонной поверхности.

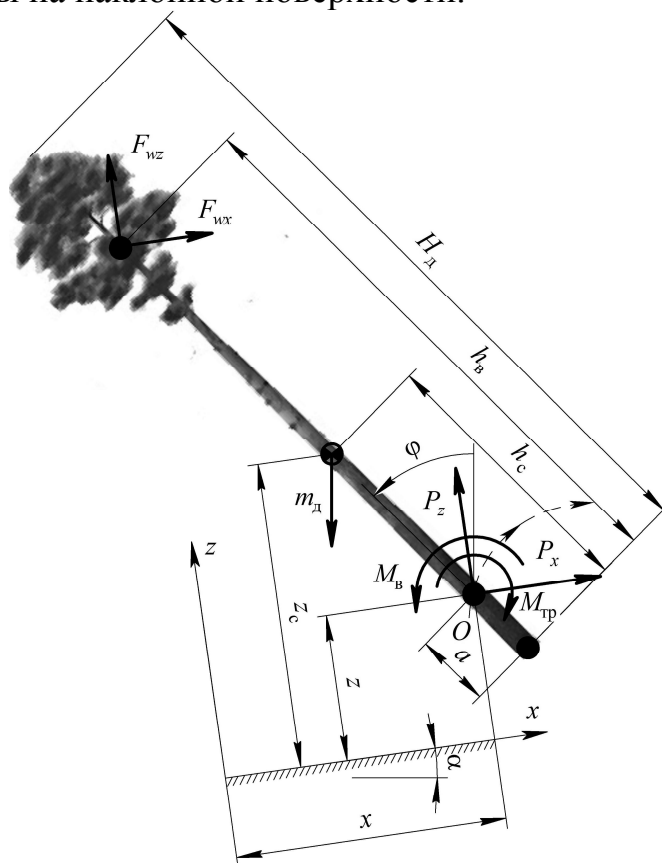


Рис. 6.3– Расчетная схема падения дерева

Число уравнений Лагранжа второго рода для голономной системы равно числу степеней свободы твердого тела, т.е. числу его обобщенных координат:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial \Pi}{\partial x} = Q_x; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{\partial \Pi}{\partial z} = Q_z; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} - \frac{\partial T}{\partial \phi} + \frac{\partial \Pi}{\partial \phi} = Q_\phi,$$

где T – кинетическая энергия дерева, Дж;

x, z, φ – обобщенные координаты (угол поворота φ дерева отсчитывается от вертикали);

Q_x, Q_z, Q_φ – обобщенные силы соответствующие обобщенным координатам x, z, φ .

Формула кинетической энергии T дерева, совершающего плоское движение, имеет вид:

$$T = \frac{1}{2} (m_d v_c^2 + I_c \omega^2), \quad (6.11)$$

где m_d – масса дерева, кг (см. п. 2.2);

v_c – скорость центра тяжести дерева, м/с;

I_c – момент инерции дерева относительно оси, проходящей через центр тяжести перпендикулярно плоскости xOz , кг·м² (см. п. 2.2);

ω – мгновенная угловая скорость вращения дерева, рад/с.

Из рисунка 6.3:

$$x_c = x - (h_c - a) \sin(\varphi - \alpha); \quad (6.12)$$

$$z_c = z + (h_c - a) \cos(\varphi - \alpha); \quad (6.13)$$

Первые производные по времени от координат x_c и z_c :

$$\dot{x}_c = \dot{x} - (h_c - a) \dot{\varphi} \cos(\varphi - \alpha); \quad \dot{z}_c = \dot{z} - (h_c - a) \dot{\varphi} \sin(\varphi - \alpha), \quad (6.14)$$

где a – высота положения точки поворота харвестерной головки относительно поверхности, м (0,7– 1,2 м)

α – угол наклона поверхности (рисунок 6.3).

Квадрат скорости движения центра тяжести дерева входящий в уравнение 6.11 в каждый момент времени можно вычислить по формуле:

$$v_c^2 = \dot{x}_c^2 + \dot{z}_c^2. \quad (6.15)$$

После вычисления частных производных и подстановки их в соответствующее уравнение Лагранжа 2-го рода получим:

$$\begin{cases} m_d \left[\ddot{x} - (h_c - a) \left[\ddot{\varphi} \cos(\varphi - \alpha) - \dot{\varphi}^2 \sin(\varphi - \alpha) \right] \right] = Q_x; \\ m_d \left[\ddot{z} - (h_c - a) \left[\ddot{\varphi} \sin(\varphi - \alpha) + \dot{\varphi}^2 \cos(\varphi - \alpha) \right] \right] = Q_z; \\ \ddot{\varphi} \left[m_d (h_c - a)^2 + I_c \right] - m_d (h_c - a)^2 \times \\ \times \left[\ddot{x} \cos(\varphi - \alpha) + \ddot{z} \sin(\varphi - \alpha) \right] = Q_\varphi, \end{cases} \quad (6.16)$$

Для решения полученных дифференциальных уравнений необходимо знать значения обобщенных сил, которые находятся для каждого конкретного случая перемещения дерева отдельно.

Значения обобщенных сил, действующих в момент падения дерева, находим исходя из возможных перемещений δx , δz , $\delta \varphi$ в выражении суммы элементарных работ всех приложенных к дереву задаваемых сил, включая силы реакций связи P_x и P_z в точке O .

$$\delta A = (P_x + F_{wx} - m_d g \sin \alpha) \delta x + (P_z + F_{wz} - m_d g \cos \alpha) \delta z + [m_d g (h_c - a) \sin \varphi - F_w h_b + M_b] \delta \varphi. \quad (6.17)$$

Отсюда получаем обобщенные силы действующие на дерево в процессе падения:

$$\begin{aligned} Q_x &= P_x + F_{wx} - m_d g \sin \alpha; \\ Q_z &= P_z + F_{wz} - m_d g \cos \alpha; \\ Q_\varphi &= m_d g (h_c - a) \sin \varphi - F_w h_b + M_b, \end{aligned} \quad (6.18)$$

где M_b – валочный момент, приложенный к дереву относительно точки O связи дерева с машиной, Н·м ($0 - 1,3$ кН·м);

F_{wx} , F_{wz} – составляющие силы F_w сопротивления перемещению дерева со стороны воздушной среды, Н.

Величины сил F_{wx} , F_{wz} определяются по выражениям:

$$\begin{cases} F_{wx} = F_w \cos(\varphi - \alpha); \\ F_{wz} = F_w \sin(\varphi - \alpha). \end{cases} \quad (6.19)$$

Точка приложения равнодействующей сил сопротивления воздушной среды удалена от комлевого среза на расстояние $h_{кр}$, м.

Преобразовывая выражения 6.19 получим обобщенную динамическую модель перемещения дерева в процессе его валки:

$$\begin{cases} P_x = m_d [\ddot{x} - (h_c - a) [\ddot{\varphi} \cos(\varphi - \alpha) - \dot{\varphi}^2 \sin(\varphi - \alpha)] + g \sin \alpha] - F_w \cos(\varphi - \alpha); \\ P_z = m_d [\ddot{z} - (h_c - a) [\ddot{\varphi} \sin(\varphi - \alpha) + \dot{\varphi}^2 \cos(\varphi - \alpha)] + g \cos \alpha] - F_w \sin(\varphi - \alpha); \\ m_d (h_c - a) [\ddot{x} \cos(\varphi - \alpha) + \ddot{z} \sin(\varphi - \alpha) + g \sin \varphi] - \ddot{\varphi} I_0 - F_w h_b + M_b = 0, \end{cases} \quad (6.20)$$

где I_0 – момент инерции дерева относительно оси его поворота при валке $I_0 = I_c + m_d (h_c - a)^2$, кг·м².

Сила сопротивления падению дерева со стороны воздушной среды может быть приближенно определена по выражению:

$$F_w = C_w \frac{mq_v}{2q_s} \cdot \phi^m (d_0 H_d q_s)^m, \quad (6.21)$$

где d_0 – диаметр дерева в плоскости среза, м;

m – показатель степени скорости в законе сопротивления воздушной среды;

C_w , q_w и q_s – расчетные коэффициенты (см. таблицы 6.3 и 6.4);

Величина показателя m для деревьев с кроной составляет:

$$m = 2,03 - 0,65 l_k / H_d, \quad (6.22)$$

где l_k – протяженность кроны дерева, м (устанавливается на основе данных приведенных в п 2.2).

Таблица 6.3

Значения расчетных коэффициентов C_w , q_w и q_s в зависимости от $d_{1,3}$ и H_d для деревьев сосны

$d_{1,3}$, см	H_d , м				H_d , м				H_d , м			
	C_w				q_s				q_v			
20	19	21	23	26	19	21	23	26	19	21	23	26
	5,82	5,52	5,2	5,12	2,06	2,18	2,23	2,36	1,22	1,33	1,39	1,51
24	19	21	23	25	19	21	23	25	19	21	23	25
	6,09	5,93	5,67	5,22	1,96	2,02	2,12	2,32	1,14	1,21	1,30	1,45
28	22	25	27	30	22	25	27	30	22	25	27	30
	5,9	5,64	5,43	5,16	2,03	2,13	2,22	2,35	1,21	1,31	1,39	1,5
32	23	26	28	31	23	26	28	31	23	26	28	31
	5,74	5,43	5,24	4,93	2,1	2,22	2,04	2,47	1,25	1,35	1,43	1,56
36	27	29	32	36	27	29	32	36	27	29	32	36
	5,3	5,12	4,81	4,91	2,28	2,37	2,54	2,48	1,39	1,47	1,60	1,71
40	27	30	33	36	27	30	33	36	27	30	33	36
	5,2	4,93	4,69	4,46	2,33	2,47	2,61	2,76	1,40	1,52	1,63	1,76
44	28	30	33	37	28	30	33	37	28	30	33	37
	4,88	4,71	4,45	4,16	2,50	5,60	2,77	2,99	1,51	1,59	1,72	1,89
48	28	31	34	38	28	31	34	38	28	31	34	38
	4,86	4,56	4,31	4,06	2,51	2,69	2,87	3,07	1,50	1,64	1,77	1,94

Высота дерева устанавливается на основании исходных данных по методике изложенной в п. 2.2 настоящего пособия. Значение высоты a положения точки поворота харвестерной головки относительно поверхности принять равным 0,7 – 1,2 м.

Таблица 6.4

Значения коэффициентов C_w , q_w и q_s в зависимости от $d_{1,3}$ для деревьев ели

$d_{1,3}$, см	H_d , м				H_d , м				H_d , м			
	C_w				q_s				q_v			
20	19	21	23	26	19	21	23	26	19	21	23	26
	3,05	2,94	2,77	2,66	4,29	4,47	4,08	5,05	2,41	2,58	2,8	3,02
24	19	21	23	25	19	21	23	25	19	21	23	25
	3,04	3,18	3,03	2,91	3,76	4,08	4,32	4,52	2,06	2,27	2,44	2,61
28	22	25	27	30	22	25	27	30	22	25	27	30
	3,35	3,21	3,03	2,9	3,83	4,03	4,32	4,55	2,12	2,26	2,48	2,64
32	23	26	28	31	23	26	28	31	23	26	28	31
	3,55	3,36	3,06	2,91	3,58	3,82	4,26	4,52	1,9	2,09	2,38	2,55
36	26	28	31	33	26	28	31	33	26	28	31	33
	3,04	3,27	3,08	2,96	3,77	3,95	4,23	4,43	2,04	2,16	2,36	2,5
40	27	30	33	36	27	30	33	36	27	30	33	36
	3,56	3,32	3,09	2,98	3,57	3,88	4,22	4,4	1,92	2,1	2,3	2,42
44	28	30	33	37	28	30	33	37	28	30	33	37
	3,38	3,23	3,1	3,04	3,79	3,91	4,2	4,29	1,98	2,08	2,26	2,37
48	28	31	34	38	28	31	34	38	28	31	34	38
	3,38	3,21	3,08	2,98	3,81	4,03	4,23	4,41	1,96	2,1	2,21	2,33

Таблица 6.5

Исходные данные для расчета

№ вар.	d_{13} , см	Порода	Разряд высоты	№ вар.	d_{13} , см	Порода	Разряд высоты
1	8	сосна	I	11	24	ель	I
2	12	сосна	II	12	28	ель	II
3	16	сосна	III	13	8	сосна	III
4	20	сосна	IV	14	12	сосна	IV
5	24	сосна	V	15	16	сосна	V
6	32	сосна	I	16	20	сосна	I
7	40	сосна	II	17	24	сосна	II
8	12	ель	III	18	32	сосна	III
9	16	ель	IV	19	40	сосна	IV
10	20	ель	V	20	12	ель	V

Величины управляющих воздействий P_x (кН) и P_z (кН) принять постоянными и равными 0, если иные зависимости не указаны преподавателем. Величины валочного момента M_v (кН·м) варьируется в диапазоне 0,1 – 0,7 кН·м. Момент силы трения в захвате принять постоянным и равным 0,06 кН·м.

Следует определить скорость движения дерева и координаты положения его центра тяжести в каждый момент времени падения до со-

прикосновения с опорной поверхностью. Рассчитать импульс силы в случае абсолютно жесткого удара дерева о опорную поверхность. Если иное не указано преподавателем принять продолжительность реализации ударного импульса 0,05 с.

6.4 Режимы выполнения операции обрезки сучьев

В практике эксплуатации харвестеров используется 3 различных способа выполнения операции обрезки сучьев:

- непосредственная подача дерева на сучкорезные ножи вальцами харвестерной головки (в том числе с началом подачи дерева во время падения);
- перемещение харвестерной головки вальцами вдоль ствола дерева при одновременной встречной ее подаче манипулятором (полностью контролируется оператором);
- подача харвестерной головки вальцами вдоль ствола дерева при установке гидравлического привода манипулятора в «следящее» положение.

Режим выполнения операции и мощность $N_{\text{хг}}(t)$ (Вт), затрачиваемая на обрезку сучьев в каждый момент времени протаскивания t при использовании *первого способа* (рисунок 6.4) описывается выражением (6.23) с ограничивающими неравенствами.

$$\begin{aligned} (m_{\text{дер}}\ddot{x} + F_{\text{хг}} + F_{\text{вол}})\dot{x} &= N_{\text{хг}}(t); \\ N_{\text{хг}}(t) &\leq N_{\text{хг}}^{\max} \eta_{\text{хг}}; \ddot{x} \leq a_{\text{хг}}^{\max}; \dot{x} \leq v_{\text{хг}}^{\max}; x \leq L_{\text{сорт}}, \end{aligned} \quad (6.23)$$

где $\ddot{x}$ – горизонтальное ускорение движения дерева в момент времени t относительно харвестерной головки, м/с²;

$\dot{x}$ – горизонтальная скорость движения дерева относительно харвестерной головки в момент времени t , м/с;

x – горизонтальное перемещение дерева в момент времени t относительно начального положения харвестерной головки, м;

$F_{\text{хг}}$ – сила сопротивления протаскиванию дерева в харвестерной головке, Н;

$F_{\text{вол}}$ – сила сопротивления волочению дерева, Н;

$L_{\text{сорт}}$ – длина выпиливаемого сортимента, м (4–6 м);

$\eta_{\text{хг}}$ – КПД привода вальцов харвестерной головки (0,77–0,9);

$N_{\text{хг}}^{\max}$ – мощность привода вальцов харвестерной головки, Вт;

$N_{\text{хг}}(t)$ – потребляемая мощность привода вальцов харвестерной головки в каждый момент времени, Вт;

$a_{\text{хг}}^{\text{max}}$ – максимальное ускорение дерева создаваемое вальцами харвестерной головки, м/с² (принять равным 16 м/с²);

$v_{\text{хг}}^{\text{max}}$ – максимальная скорость протаскивания дерева вальцами, м/с (принять равной 4,5 м/с).

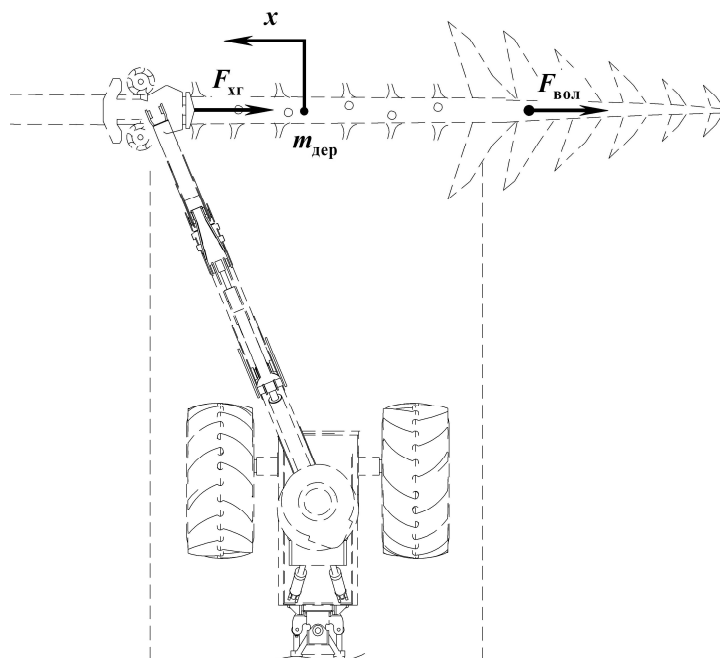


Рис. 6.4 – Расчетная схема для описания режима выполнения операции обрезки сучьев при непосредственной подаче дерева на сучкорезные ножи вальцами харвестерной головки (способ №1)

Сила сопротивления протаскиванию дерева в харвестерной головке может быть приближенно определена по выражению [7, стр. 33]:

$$F_{\text{хг}} = 0,5 \left(F_{\text{р}} + (F_{\text{приж}} + m_{\text{дер}} g) \mu + F_{\text{ц}} \right), \quad (6.24)$$

где $F_{\text{р}}$ – сила резания сучьев в харвестерной головке, Н;

$F_{\text{приж}}$ – усилие прижатия вальцов к дереву, Н (1,2 – 1,7 кН);

μ – коэффициент трения качения вальцов головки (0,1–0,15);

$F_{\text{ц}}$ – сила сопротивления вращению вальцов в цапфах, Н. $F_{\text{ц}} = 0,1 F_{\text{р}}$.

Усилие резания $F_{\text{р}}$ (Н) без образования стружки зависит от целого ряда факторов и может определяться по формуле

$$F_{\text{р}} = a_{\text{п}} \cdot a_{\varepsilon} \cdot a_{\delta} \cdot a_{\text{w}} \cdot a_{\text{u}} \cdot a_{\text{р}} \cdot n \cdot d_{\text{с}}^2 \cdot k, \quad (6.25)$$

где $a_{\text{п}}$, a_{ε} , a_{δ} , a_{w} , a_{u} , $a_{\text{р}}$ – поправочные коэффициенты, соответственно на породу дерева, угол вставания сучьев, угол резания, влажность

древесины, скорость подачи, затупление ножа (принять общим и равным 0,83);

n – количество одновременно срезаемых сучьев;

d_c – диаметр срезаемого сучка, м;

k – удельное сопротивление резанию, Н/м² ($k=3,15 \cdot 10^6$).

Средний диаметр сучьев d_c (см) для ели определяется в зависимости от величины $d_{1,3}$ (см) по выражению $d_c = 0,109d_{1,3} - 0,44$ предложенному А. П. Алексеевым [19].

Сила сопротивления волочения дерева (Н) определяется по выражению:

$$F_{\text{вол}} = Z_{\text{кр}} f_{\text{кр}},$$

где $f_{\text{кр}}$ – коэффициент сопротивления волочению кроны (0,42–0,85);

$Z_{\text{кр}}$ – нормальная реакция (Н) взаимодействия кроны с опорной поверхностью, определяемая по формуле:

$$Z_{\text{кр}} = \frac{m_{\text{дер}} g (k_{\text{цт}} H_{\text{дер}} - x)}{H_{\text{дер}} - x}, \quad (6.26)$$

где $k_{\text{цт}}$ – коэффициент, который определяется соотношением между высотой дерева H_d (м) и высотой положения его центра тяжести h_d (м).

Второй способ выполнения операции обрезки сучьев сложнее и применяется только опытными операторами. При его использовании дерево остается неподвижным, а перемещение харвестерной головки сопровождается дополнительным поворотом манипулятора (рисунок 6.4).

Мощность $N_{\text{хг}}(t)$ (Вт), потребляемая харвестерной головкой в каждый момент времени протаскивания t определяется выражением (6.27) с учетом ограничений:

$$\begin{aligned} (m_{\text{г}} \ddot{x} + F_{\text{хг}} - F_{\text{ман}}) \dot{x} &= N_{\text{хг}}(t); \\ N_{\text{хг}}(t) &\leq N_{\text{хг}}^{\text{max}} \eta_{\text{хг}}; \ddot{x} \leq a_{\text{хг}}^{\text{max}}; \dot{x} \leq v_{\text{хг}}^{\text{max}}; x \leq L_{\text{сорт}}, \end{aligned} \quad (6.27)$$

где $F_{\text{ман}}$ – горизонтальная сила, действующая на харвестерную головку со стороны манипулятора, Н;

$\eta_{\text{хг}}$ – коэффициент полезного действия (КПД) привода валцов харвестерной головки (0,77–0,9);

$m_{\text{г}}$ – масса рабочего органа харвестера, кг (см. приложение 2).

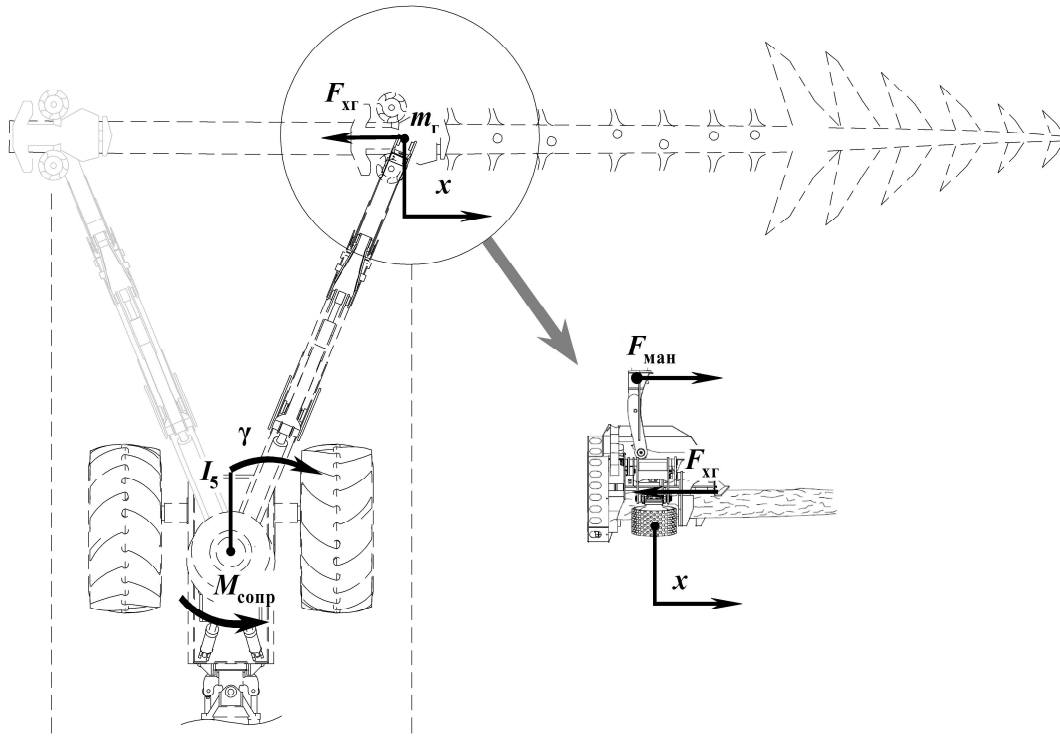


Рис. 6.5 – Расчетная схема для описания режима выполнения операции обрезки сучьев при перемещении харвестерной головки вальцами вдоль ствола дерева и одновременной встречной ее подаче манипулятором (способ №2)

В случае протаскивания дерева с указанным совмещением, усилие волочения $F_{\text{вол}}$ (Н) не влияет на общее усилие протаскивания, но ограничивает область возможного использования такого способа. Для его осуществления в каждый момент времени t поворота манипулятора должно обеспечиваться горизонтальное усилие натяжения подвесной скобы харвестерной головки $F_{\text{ман}}$ удовлетворяющее условию $-F_{\text{вол}} \leq F_{\text{ман}} \leq F_{\text{вол}}$.

При этом потребляемая приводом механизма поворота манипулятора мощность $N_{\text{пов.ман}}(t)$ в каждый момент времени определяется выражением (6.28) с учетом ограничений:

$$\begin{aligned} \left(I_5 \frac{\ddot{x}}{l_r} + M_{\text{сопр}} + F_{\text{ман}} l_r \right) \frac{\dot{x}}{l_r} &= N_{\text{пов.ман}}(t); \\ N_{\text{пов.ман}}(t) &\leq N_{\text{пов.ман}}^{\max} \eta_{\text{пов.ман}}; \\ \frac{\ddot{x}}{l_r} = \ddot{\gamma} &\leq \varepsilon_{\text{ман}}^{\max}; \quad \frac{\dot{x}}{l_r} = \dot{\gamma} \leq \omega_{\text{ман}}^{\max}; \\ x &= \sqrt{2l_r(1 - \cos(\gamma))} \leq L_{\text{сопр}}, \end{aligned} \tag{6.28}$$

где I_5 – момент инерции поворота манипулятора ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$) при вылете манипулятора l_r (м), определяемый согласно выражению (6.29);

$\varepsilon_{\text{ман}}^{\text{max}}$ – максимально допускаемое угловое ускорение манипулятора, $\text{рад}/\text{с}^2$ ($0,25 \text{ рад}/\text{с}^2$);

$\omega_{\text{ман}}^{\text{max}}$ – максимально допускаемая угловая скорость поворота манипулятора, $\text{рад}/\text{с}$ ($0,3 \text{ рад}/\text{с}$);

γ – обобщенная координата угла поворота стрелы манипулятора в горизонтальной плоскости, $\text{рад}/\text{с}$;

$N_{\text{пов.ман}}^{\text{max}}$ – максимальная мощность привода поворота манипулятора, Вт;

$N_{\text{пов.ман}}(t)$ – используемая в момент времени t мощность привода поворота манипулятора, Вт;

$M_{\text{сопр}}$ – момент сопротивления повороту манипулятора в конструкции его опоры, Н·м;

$\eta_{\text{пов.ман}}$ – КПД привода поворота манипулятора ($0,87$).

Согласно теореме Гюйгенса-Штейнера [8, с. 277] момент инерции манипулятора относительно вертикальной оси поворота стрелы I_5 ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$) при различном положении его звеньев определяется выражением:

$$I_5 = \left(I_z^p + m_3 \left(x_3 \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \right)^2 \right) + m_3 \left((x_1 + x_2) \cos \alpha - l_{\text{цт}} \right)^2 + \\ + I_z^c + m_2 (x_1 \cos \alpha)^2 + m_2 \left((x_1 + x_2) \cos \alpha - l_{\text{цт}} \right)^2 + (m_2 + m_3) l_{\text{цт}}^2, \quad (6.29)$$

где $l_{\text{цт}}$ – расстояние от вертикальной оси вращения манипулятора до его центра тяжести, м;

I_z^p – центральный момент инерции рукояти относительно вертикальной оси при заданном угле β наклона рукояти к вертикальной оси, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

I_z^c – центральный момент инерции стрелы относительно вертикальной оси при заданном угле α наклона стрелы к горизонтальной оси, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

m_2 – масса стрелы, кг;

m_3 – масса рукояти, кг.

Для манипулятора Kesla 1395 устанавливаемого на харвестерах Амкодор 2551 и Амкодор 2541 величина $m_2=972$ кг, а $m_3=617$ кг.

Расстояние от вертикальной оси вращения манипулятора до его центра тяжести $l_{\text{цт}}$ (м) при различных кинематических положениях стрелы и рукояти описывается выражением:

$$l_{\text{шт}} = \frac{m_2 x_1 \sin \alpha + m_3 (x_3 \sin \beta + x_2 \cos \alpha + x_1 \cos \alpha)}{m_2 + m_3}. \quad (6.30)$$

Центральные моменты инерции стрелы и рукояти относительно соответствующих вертикальных осей при заданных углах α (град) и β (град) определены согласно выражениям:

$$I_z^c = I_{z0}^c \cos^2 \alpha + I_{y0}^c \sin^2 \alpha + I_{zy}^c \sin(2\alpha), \quad (6.31)$$

$$I_z^p = I_{z0}^p \cos^2 \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) + I_{y0}^p \sin^2 \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) + I_{zy}^p \sin 2 \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right), \quad (6.32)$$

где I_{z0}^c – центральный момент инерции стрелы относительно вертикальной оси при $\alpha = \pi / 2$ рад, кг·м²;

I_{y0}^c – центральный момент инерции стрелы относительно продольной горизонтальной оси при $\alpha = \pi / 2$ рад, кг·м²;

I_{zy}^c – центробежный момент инерции стрелы, кг·м²;

I_{z0}^p – центральный момент инерции рукояти относительно вертикальной оси при угле $\beta = \pi / 2$ рад, кг·м²;

I_{y0}^p – центральный момент инерции рукояти относительно продольной горизонтальной оси при угле $\beta = \pi / 2$ рад, кг·м²;

I_{zy}^p – центробежный момент инерции рукояти, кг·м².

Вылет манипулятора l_r (м) при различном положении его звеньев можно определить согласно выражению:

$$l_r = x_4 \sin \beta + x_3 \sin \beta + x_2 \cos \alpha + x_1 \cos \alpha. \quad (6.33)$$

Третий способ выполнения операции обрезки сучьев возможен при наличии в гидросистеме привода поворота манипулятора «следящего» положения. При этом харвестерная головка, перемещаясь вдоль ствола дерева, воздействует через подвесную скобу на манипулятор и разворачивает его относительно оси поворота (рисунок 6.6).

Такой способ выполнения технологической операции описывается выражением (6.34) с учетом приведенных ограничений:

$$\left((I_5 + m_r l_r^2) \frac{\ddot{x}}{l_r} + F_{xг} l_r + M_{\text{сопр}} \right) \frac{\dot{x}}{l_r} = N_{xг}(t); \quad (6.34)$$

$$N_{xг}(t) \leq N_{xг}^{\max} \eta_{xг}; \quad \ddot{x} \leq a_{xг}^{\max}; \quad \dot{x} \leq v_{xг}^{\max}; \quad x \leq L_{\text{сопр}}.$$

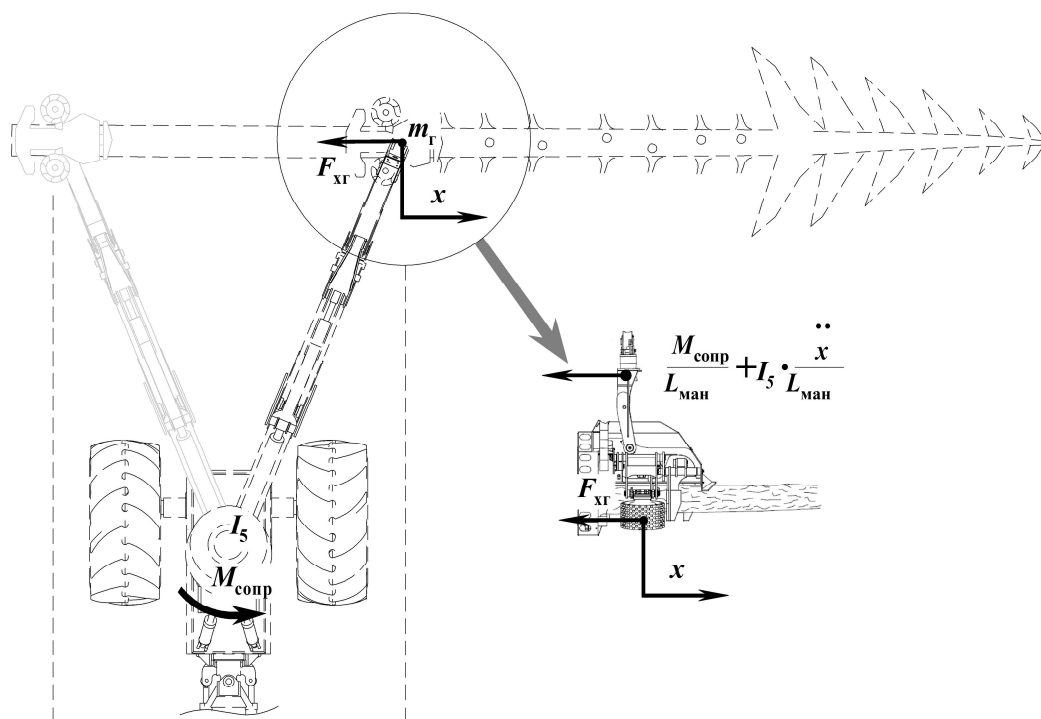


Рисунок 6.6 – Расчетная схема для описания режима выполнения обрезки сучьев при установке гидравлического привода манипулятора в «следящее» положение (способ №3)

При выполнении операции обрезки сучьев с использованием способов с совмещением работы манипулятора и харвестерной головки (способы №2 и №3) происходит перемещение харвестерной головки от начального положения на расстояние равное длине выпиливаемого сортимента. Это требует последующего обратного перемещения дерева от места остановки харвестерной головки к месту проведения раскряжевки. Поэтому суммарное время технологического цикла получения каждого сортимента увеличивается, что должно учитываться при оценке режима выполнения операции.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 6.6. Время выполнения операции обрезки сучьев при использовании рассмотренных способов определяется как сумма времени протаскивания каждого из $n_{\text{сорт}}$ (шт) выпиливаемых сортиментов длиной $L_{\text{сорт}}$ (м) из ствола высотой $H_{\text{д}}$ (м). Соотношения между объемом ствола $V_{\text{ств}}$ (м³), его высотой $H_{\text{д}}$ (м), диаметром сучьев и диаметром $d_{1,3}$ (м) для деревьев различных пород принимаются на основании исследований [5, 9]. Исходные параметры харвестерных головок приведены в приложении 2.

Таблица 6.6

Исходные данные для расчета

№ вар.	d_{13} , см	Порода	Разряд высоты	x_1 , м	x_2 , м	x_3 , м	x_4 , м	I_{z0}^c , кг·м ²	I_{y0}^c , кг·м ²	I_{zy}^c , кг·м ²	I_{z0}^p , кг·м ²	I_{y0}^p , кг·м ²	I_{zy}^p , кг·м ²	α , град	β , град	Харвестерная головка
1	8	сосна	I	1,82	72	2,23	2	5655	923	1,1	2423	127	13,7	55–70	65–80	Silvatec 235 MD35
2	12	сосна	II	1,62	91	1,93	5	5543	876	1,2	2523	120	15,4			Ponsee (HW60)
3	16	сосна	III	1,72	81	1,4	4	5335	887	1,5	2434	150	15,8			Ponsee (H53)
4	20	сосна	IV	1,82	71	1,53	9	5150	900	1,8	2355	180	16,2			Kesla (20RH)
5	24	сосна	V	1,92	61	1,63	8	4985	913	2,1	2284	170	16,1			Kesla (25RH)
6	32	сосна	I	2	2,51	1,73	7	4836	927	2,4	2220	160	16			Kesla (30RH)
7	40	сосна	II	2,12	41	1,83	6	4701	943	2,7	2162	150	15,8			Komatsu Forest (370E)
8	12	ель	III	2,22	31	1,93	5	4579	859	3	2110	140	15,7			Woody 50
9	16	ель	IV	2,32	22	2	3,4	4467	978	3,3	2062	130	15,5			Pro- Max/Log Max 4000
10	20	ель	V	2,22	32	1,13	3	4579	959	3,6	2110	145	15,7			Komatsu Forest (350)
11	24	ель	I	2,12	42	2,23	2	4701	943	3,4	2162	160	16			John Deere (745)
12	28	ель	II	2	2,52	3,33	1	4836	827	3,2	2220	175	16,2			John Deere (H290)
13	8	сосна	III	1,92	62	2,4	3	4985	913	3	2284	190	16,4			Kesla (18RHS)
14	12	сосна	IV	1,82	72	3,33	1	5150	900	2,8	2355	205	16,6			Keto/ Quadco (51LD4)
15	16	сосна	V	1,92	62	2,23	2	4985	913	2,6	2284	220	16,8			Keto/ Quadco (100)
16	20	сосна	I	1,62	92	1,13	3	5543	876	2,4	2523	214	16,7			Quadco WH95
17	24	сосна	II	1,5	3	2	3,4	5779	865	2,2	2624	208	16,6			AFM 58 Husky
18	32	сосна	III	1,43	11	1,93	5	6048	855	2	2740	202	16,5			Silvatec 665 MD70
19	40	сосна	IV	1,33	21	1,83	6	6359	846	1,8	2873	196	16,5			Quadco WH105
20	12	ель	V	1,23	31	1,72	7	6722	837	1,6	2028	190	16,4			Prentice (PE 44)

Следует определить максимальные, средние и мгновенные значения мощности привода харвестерной головки и манипулятора при выполнении операции обрезки сучьев различными способами, а также их полезные составляющие. Дать оценку соответствия параметров харвестерной головки предложенным условиям эксплуатации. Технические характеристики харвестерных головок приведены в приложении 2

6.5 Оценка ударных воздействий на харвестерную головку

С использованием математической модели работы манипулятора приведенной в п.6.1 можно оценить воздействие, передающееся на харвестерную головку при торможении дерева на операции обрезки сучьев. Оно зависит от кинетической энергии движения дерева в момент начала торможения. На продолжительность рассеяния кинетической энергии наибольшее влияние оказывают динамические параметры технологического оборудования и величина сопротивления волочению кроны дерева. Величина дополнительного растягивающего усилия в подвесной скобе харвестерной головки $F_2(t)$ (Н) реализуемого в каждый момент времени вводится в описание обобщенного ускорения $\ddot{Z}_3$ (м/с²) (см. п. 6.1), а момента поворота подвесной скобы $M_2(t)$ (Н·м) – в описание обобщенного углового ускорения $\ddot{Z}_4$ (рад/с²) соответственно.

$$F_2(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t - t_{н2} < 0; \\ \frac{-(m_{дер} v_{max})^2 \sin(Z_4)}{2[h_{po} \cos(Z_4) - Z_3 \sin(Z_4)](m_{дер} + m_r)} + F_{вол} \sin(Z_4), & \text{при } 0 \leq t - t_{н2} \leq t_{торм}; \end{cases} \quad (6.35)$$

$$M_2(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t - t_{н2} < 0; \\ \frac{(m_{дер} v_{max})^2 h_{po} \cos(Z_4)}{2[h_{po} \cos Z_4 - Z_3 \sin Z_4](m_{дер} + m_r)} - F_{вол} h_{po} \cos Z_4 - M_r, & \text{при } 0 \leq t - t_{н2} \leq t_{торм}, \end{cases} \quad (6.36)$$

где v_{max} – максимальная скорость протаскивания достигаемая при получении сортимента заданной длины, м/с (принять на основании расчетов п. 6.4);

h_{po} – длина подвесной скобы (0,9 – 1,2 м);

$t_{н2}$ — время начала торможения, с;

$t_{\text{торм}}$ — продолжительность замедленного движения дерева, с;

M_{Γ} — момент сопротивления гасителя колебаний в точке подвеса рабочего органа к манипулятору, Н·м.

Наличие момента сопротивления гасителя колебаний M_{Γ} приводит к реализации в точке подвеса рабочего органа в начальный момент времени горизонтального усилия $F_3(t)$ (Н) (вводится в модель п. 6.1 по обобщенной координате Z_3) и обусловленных им моментов $M_{3в}(t)$ (Н·м) и $M_{3г}(t)$ (Н·м) в вертикальной и горизонтальной плоскостях манипулятора (вводятся по обобщенным координатам Z_5 и Z_6 соответственно).

$$F_3(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t - t_{н2} < 0; \\ -\frac{M_{\Gamma}}{(h_{\text{по}} - Z_3) \cos(Z_4)}, & \text{при } 0 \leq t - t_{н2} \leq t_{\text{торм}}; \end{cases} \quad (6.37)$$

$$M_{3в}(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t - t_{н2} < 0; \\ -\frac{M_{\Gamma} (h_{\Gamma} - h_{\text{цг}} + d)}{(h_{\text{по}} - Z_3) \cos(Z_4)}, & \text{при } 0 \leq t - t_{н2} \leq t_{\text{торм}}; \end{cases} \quad (6.38)$$

$$M_{3г}(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t - t_{н2} < 0; \\ -\frac{M_{\Gamma} (l_{\Gamma} - l_{\text{цг}})}{(h_{\text{по}} - Z_3) \cos(Z_4)}, & \text{при } 0 \leq t - t_{н2} \leq t_{\text{торм}}. \end{cases} \quad (6.39)$$

где $l_{\text{цг}}$ — расстояние от вертикальной оси вращения манипулятора до его центра тяжести, м (см. формулу 6.30);

l_{Γ} — вылет манипулятора, м (см. формулу 6.33).

Вертикальное усилие $F_4(t)$ (Н), действующее на харвестерную головку при различном положении ствола дерева до торможения, определяется зависимостью (6.40):

$$F_4(t) = \frac{m_{\text{дер}} (1 - k_{\text{цг}}) H_{\text{дер}}}{H_{\text{дер}} - x} g. \quad (6.40)$$

Используя предложенную методику и математическую модель манипулятора п. 6.1 следует определить величины усилий действующих на харвестерную головку в момент торможения дерева вальцами на операции обрезки сучьев. Исходные данные для выполнения расчета приведены в таблице 6.6, а также определяются на основании расчетов проведенных в п. 6.4.

6.6 Синтез кинематической схемы манипулятора форвардера

Оптимизация параметров манипулятора форвардера проводится на основе оценки возможных его положений которые должны обеспечивать:

- захват сортифта с опорной поверхности при максимальном вылете манипулятора;
- раскрытие грейферного захвата над полностью погруженной пачкой сортифтов;
- минимальное расстояние между грейферным захватом и колонной при минимальном угле между стрелой и рукоятью.

Первое требование определяется схемой приведенной на рисунке 6.7

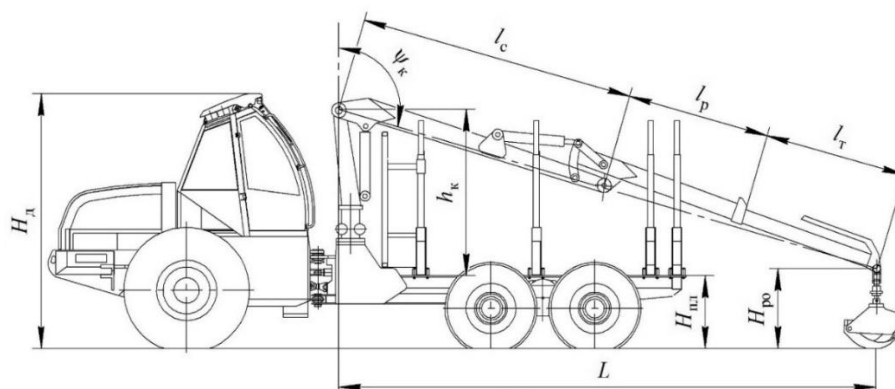


Рис. 6.7 – Расчетная схема для случая захвата сортифта с опорной поверхности при максимальном вылете манипулятора

При этом выполняются условия:

$$\begin{aligned} l_c + l_p + l_t &= \sqrt{L^2 + (H_{пл} + h_k + H_{ро})^2}; \\ (H_{пл} + h_k + H_{ро}) \cdot \operatorname{tg}(90^\circ - \psi_k) &= L, \end{aligned} \quad (6.41)$$

где $H_{пл}$ – высота грузовой платформы, м;

$H_{ро}$ – высота рабочего органа, м;

ψ_k – максимальный угол между стрелой и колонной, град;

L – вылет манипулятора, м;

l_c – длина стрелы, м;

l_p – длина рукояти, м;

l_t – длина телескопического удлинителя, м;

h_k – высота колонны, м.

Рисунок 6.7 описывает условие возможности раскрытия грейферного захвата над полностью погруженной пачкой сортифтов:

$$H_{\text{пл}} + h_k + l_c \cdot \cos \psi_0 - l_p - H_{\text{ро}} \geq H_{\text{кон}}, \quad (6.42)$$

где $H_{\text{кон}}$ – высота стоек грузовой платформы, м;

ψ_0 – минимальный угол между стрелой и колонной, м.

Требуемую высоту стоек форвардера в зависимости от его грузоподъемности, длины перевозимых сортиментов, ширины платформы и коэффициента полнодревесности перевозимых сортиментов следует определить самостоятельно.

$$l_c \sin \psi_0 - l_p \sin(\psi_0 - \varphi_0) \geq c, \quad (6.43)$$

где φ_0 – минимальный угол между стрелой и рукоятью, град ($\varphi_0=0^\circ$).

c – расстояние от рабочего органа до оси колонны манипулятора (в положении показанном на рисунке 6.8), м

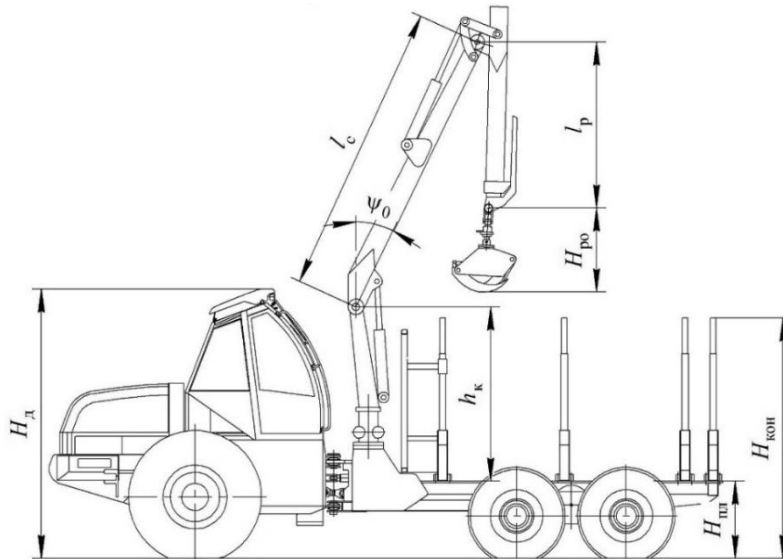


Рис. 6.8 – Расчетная схема для случая раскрытия грейферного захвата над полностью погруженной пачкой сортиментов

Кроме рассмотренных случаев на размеры манипулятора накладываются ограничения на максимальный габарит машины по высоте и требуемый размер рабочей зоны:

$$H_{\text{пл}} + h_0 \leq H_{\text{max}}; H_{\text{пл}} + h_k > H_d; H_{\text{пл}} + h_k > H_{\text{кон}}, \quad (6.44)$$

где H_{max} – максимальная допустимая высота транспортного средства;

H_d – высота кабины, м.

Таким образом задача синтеза компоновочно-кинематической схемы манипулятора имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} l_c + l_p + l_T = \sqrt{L^2 + (H_{пл} + h_k + H_{po})^2}; (H_{пл} + h_k + H_{po}) \cdot \operatorname{tg}(90^\circ - \psi_k) = L; \\ H_{пл} + h_k + l_c \cdot \cos \psi_0 - l_p - H_{po} \geq h_c; l_c \sin \psi_0 - l_p \sin(\psi_0 - \varphi_0) \geq c; \\ H_{пл} + h_k \leq H_{\max}; H_{пл} + h_k > H_d; H_{пл} + h_k > H_{\text{кон}}; l_c > l_p; l_p > 0; h_k > 0; \\ 0,3 \cdot l_p \leq l_T \leq 0,8 \cdot l_p; 15^\circ \leq \psi_0 \leq 30^\circ; 0^\circ \leq \psi_k \leq 180^\circ. \end{array} \right. \quad (6.45)$$

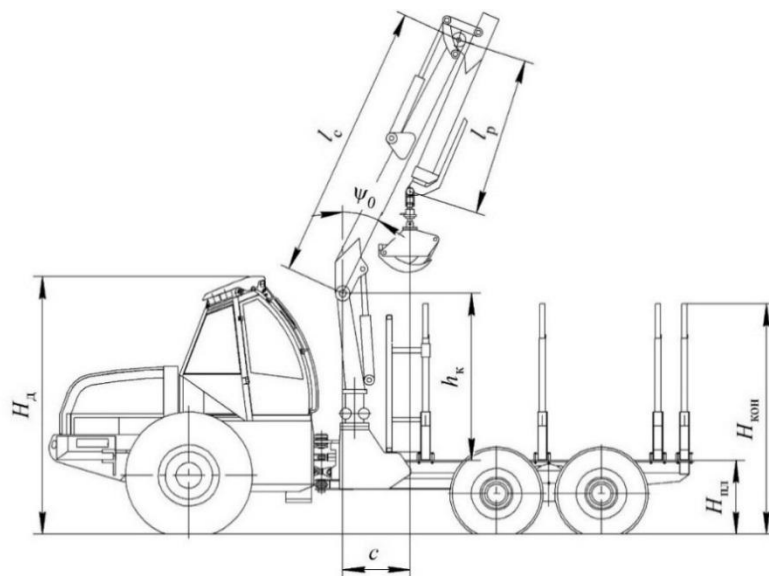


Рис. 6.9 – Расчетная схема при минимальном расстоянии между грейферным захватом и колонной при минимальном угле между стрелой и рукоятью

В результате моделирования по исходным данным (таблица 6.7) определяются возможные длины колоны, стрелы, рукояти и телескопического звена манипулятора.

Таблица 6.7

Исходные данные для расчета

№ вар	L , м	c , м	$H_{\max}$, м	H_d , м	$G_{гр}$, Н	B , м	№ вар	L , м	c , м	$H_{\max}$, м	H_d , м	$G_{гр}$, Н	B , м
1	8,33	0,5	3,79	3,62	14200	2,8	11	9,1	0,5	3,65	3,48	9400	2,5
2	8,87	0,6	3,52	3,35	13400	2,9	12	9,4	0,4	3,58	3,41	9700	2,7
3	10,1	0,7	3,42	3,25	12700	3,1	13	11	1,2	3,71	3,54	8100	2,8
4	9,2	0,8	3,54	3,37	11200	3,0	14	8,7	1,1	2,87	2,72	7500	3,1
5	9,5	0,9	3,28	3,11	11800	2,7	15	7,7	1,0	3,39	3,22	8400	2,6
6	9,7	1,0	3,17	3,1	12400	2,6	16	9,7	0,9	2,88	2,71	10800	2,4
7	8,9	0,9	3,33	3,16	12700	2,4	17	8,6	0,8	3,15	2,98	11100	2,5
8	9,2	0,8	3,56	3,39	13200	2,6	18	7,7	0,7	3,76	3,59	11700	2,8
9	8,5	0,7	3,19	3,02	9700	2,7	19	7,9	0,6	3,27	3,11	9500	2,6
10	8,3	0,6	3,72	3,55	8900	2,9	20	8,2	0,5	3,45	3,28	12800	2,7

Обратите внимание, что введенные в систему (6.45) ограничения не достаточны для определения только одного решения. Поэтому результатом расчета будут являться несколько совокупностей параметров манипулятора удовлетворяющих данным условиям. Окончательный выбор должен быть осуществлен на основе анализа известных конструкций манипуляторов. По полученным результатам следует построить графики рабочей зоны манипулятора.

6.7 Определение нагрузок, действующих на манипулятор форвардера

В практике проектирования лесных машин, помимо выбора кинематических параметров технологического оборудования имеет место задача установления силовых параметров его исполнительных механизмов. В случае манипуляторных машин к ним относятся: гидроцилиндры перемещения стрелы, рукояти и телескопического звена. От правильного выбора их параметров зависит общая грузоподъемность манипулятора, грузоподъемность его отдельных звеньев и возможные динамические нагрузки.

Нагрузки на манипулятор определяются силами тяжести его элементов и силами взаимодействия рабочего органа с предметом труда (сортиментами). В качестве расчетного случая нагружения манипулятора принимается подъем пачки максимально возможного объема на полном вылете захвата. При этом ускорение подъема пачки принимается равным нулю, а инерционные нагрузки учитываются с помощью поправочных коэффициентов.

Расчетная схема для определения силовых параметров манипулятора приведена на рисунке 6.10.

Исходя из уравнения равновесия рукояти (рисунок 6.10), усилие развиваемое ее гидроцилиндром равно:

$$P_p = \frac{(G_z + G_{гр}) \cdot l_p + G_p \cdot l_2}{h_p}, \quad (6.46)$$

где G_p , G_z , $G_{гр}$ – вес рукояти, захвата и пачки, соответственно, Н

h_p – расстояние между шарниром крепления рукояти и вектором усилия создаваемым ее гидроцилиндром, м;

l_p – длина рукояти, м;

l_2 – расстояние между шарниром крепления рукояти и вектором усилия создаваемого его гидроцилиндром, м.

Уравновешивающее усилие, создаваемое гидроцилиндром стрелы определяется по формуле:

$$P_c = \frac{G_c \cdot l_1 + G_p(l_c + l_2) + (G_3 + G_{гр}) \cdot L_M}{h_c}, \quad (6.47)$$

где G_c – вес стрелы манипулятора, Н;

l_1 – расстояние от шарнира крепления стрелы до вектора ее центра тяжести, м;

L_M – максимальный вылет манипулятора, м;

l_c – длина стрелы, м;

h_c – расстояние между шарниром крепления стрелы и вектором усилия создаваемого ее гидроцилиндром, м.

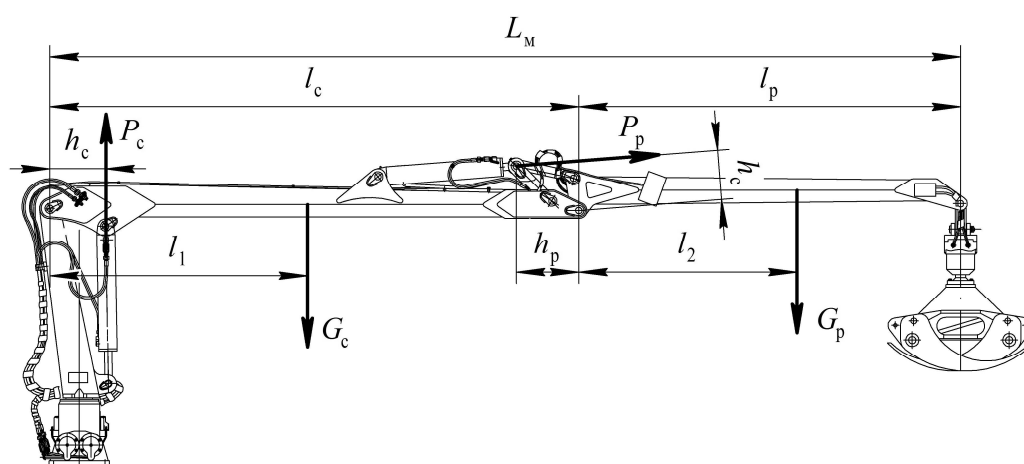


Рис. 6.10 – Расчетная схема для определения силовых параметров манипулятора

Рабочий процесс выполнения погрузочно-разгрузочных операций протекает в условиях переменных нагрузок, обусловленных влиянием целого ряда случайных факторов: объем пакета сортиментов, ветровая нагрузка, нарушения технологии разработки лесосеки, квалификация оператора и др.

Динамические нагрузки в элементах манипулятора возникают в результате переходных режимов (пуск, торможение), изменения нагрузки в рабочем органе и ряда других причин. Указанные нагрузки могут увеличиваться при форсировании пуско-тормозных процессов, наличии значительных зазоров в кинематических соединениях, изменениях внешних воздействий. Поэтому к полученным значениям статических нагрузок элементов манипулятора необходимо вносить поправочные коэффициенты.

Исходя из значений усилий P_c , P_p и рабочего давления гидросистемы определяют диаметры гидроцилиндров. Усилие на штоке гидроцилиндра рукояти уравнивается силами давления рабочей жидкости на поршень со стороны штоковой полости:

$$P_p = p_n \frac{\pi(D_p^2 - d_p^2)}{4} = p_n \frac{\pi D_p^2 (1 - \lambda^2)}{4}, \quad (6.48)$$

где d_p – диаметр штока гидроцилиндра рукояти, м; $\lambda = d_p / D_p$.

Величина $\lambda=0,45$ при ходе гидроцилиндра менее 0,7 м, а при ходе гидроцилиндра более 0,7 м – $\lambda=0,64$.

Таблица 6.8

Исходные данные для расчета

№ вар	G_c , кН	G_p , кН	$G_{гр}$, кН	G_z , кН	l_c , м	l_p , м	h_c , м	h_p , м	№ вар	G_c , кН	G_p , кН	$G_{гр}$, кН	G_z , кН	l_c , м	l_p , м	h_c , м	h_p , м
1	7,2	3,2	5,6	2,1	5,2	3,1	0,33	0,36	11	6,5	4,2	6,2	3,1	5,2	3,1	0,33	0,36
2	7,4	3,5	4,3	2,2	3,8	3,5	0,28	0,35	12	7,3	4,5	5,4	3,1	3,8	3,5	0,28	0,35
3	7,8	3,9	3,8	2,3	4,2	3,8	0,25	0,29	13	8,8	4,9	6,8	3,4	4,2	3,8	0,25	0,29
4	7,9	4,2	3,2	2,4	3,4	3,2	0,35	0,25	14	6,9	4,3	5,9	2,9	3,4	3,2	0,35	0,25
5	8,2	4,5	2,4	2,6	5,5	4,5	0,34	0,28	15	7,3	4,6	4,2	3,1	5,5	4,5	0,34	0,28
6	8,6	4,9	6,2	2,2	4,2	4,1	0,28	0,36	16	8,6	5,1	5,6	2,4	4,2	4,1	0,28	0,36
7	9,3	5,2	5,4	2,4	4,8	3,5	0,26	0,35	17	9,3	4,2	4,3	2,3	4,8	3,5	0,26	0,35
8	6,8	5,4	6,8	2,9	4,2	2,8	0,41	0,26	18	6,9	5,3	3,8	3,4	4,2	2,8	0,41	0,26
9	8,2	5,8	5,9	3,1	4,6	4,2	0,36	0,34	19	7,2	6,8	3,2	2,6	4,6	4,2	0,36	0,34
10	8,4	6,3	4,2	2,4	5,3	3,4	0,29	0,35	20	7,4	6,4	2,4	3,2	5,3	3,4	0,29	0,35

По полученным результатам следует построить графики изменения усилий на гидроцилиндрах манипулятора в зависимости от взаимного расположения его звеньев.

6.8 Режимы выполнения погрузочно-разгрузочных работ форвардером

Важным этапом лесосечных работ является осуществление погрузочно-разгрузочных операций. Время на поднимание пачки сортиментов определяется зависимостью (6.49).

$$t_1^\phi = \frac{\alpha_{\text{под}}}{\omega_{\text{под}}}; \quad (6.49)$$

где $\alpha_{\text{под}}$, – угол поворота стрелы манипулятора при подъеме пачки, рад;
 $\omega_{\text{под}}$, – средняя угловая скорость подъема манипулятора, рад/с.

Требуемые углы поворота стрелы манипулятора (рад) при его подъеме определяются согласно зависимости (6.50):

$$\alpha_{\text{под}} = \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{h_{\text{под}} - h_{\text{ман}}}{l_{\Gamma}}\right) + \arccos\left(\frac{h_{\text{ман}}}{l_{\Gamma}}\right), \quad (6.50)$$

где $h_{\text{под}}$ – требуемая высота подъема пачки сортиментов, м;

$h_{\text{ман}}$ – высота крепления стрелы манипулятора над уровнем опорной поверхности, м.

l_{Γ} – вылет манипулятора, м

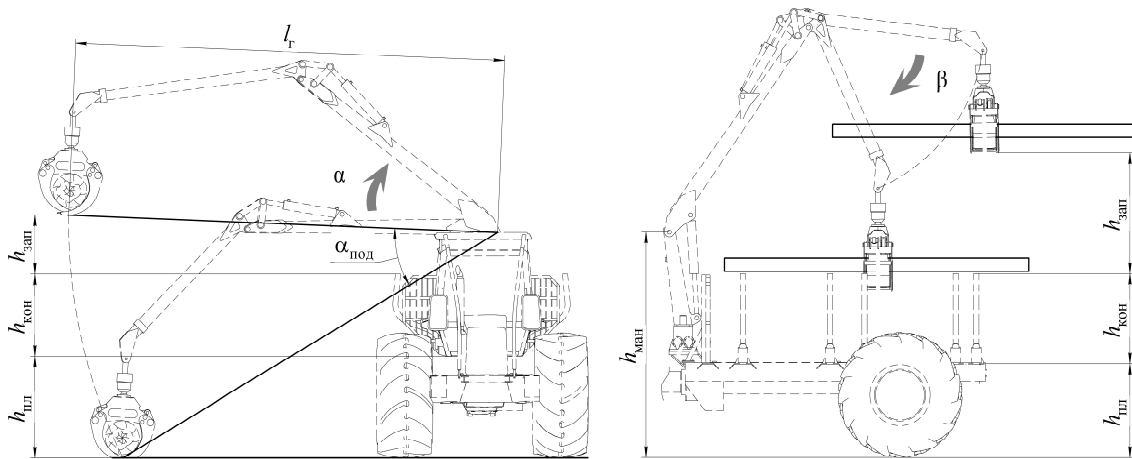


Рис. 6.11 – Расчетная схема подъема сортимента манипулятором

Высота подъема пачки сортиментов определяется (6.51), суммарной высотой положения погрузочной площадки $h_{\text{пл}}$ (м), ее коников $h_{\text{кон}}$ (м) и требуемой высотой запаса $h_{\text{зап}}$ (м), обусловленной негоризонтальным положением сортимента во время подъема и необходимостью последующего опускания рукояти манипулятора до уровня погрузенных сортиментов (рисунок 3.7).

$$h_{\text{под}} = h_{\text{пл}} + h_{\text{кон}} + h_{\text{зап}}. \quad (6.51)$$

В каждый момент времени величина потребляемой мощности $N_{\text{под,ман}}(t)$ при подъеме и повороте манипулятора с сортиментом без учета конструкции привода стрелы и рукояти определяются выражениями (6.52), (6.53).

$$\begin{aligned} & \left(M_{\text{под}} + \left(I_1 + (m_{\Gamma} + m_{\text{сорт}}) l_{\Gamma}^2 \right) \ddot{\alpha} \right) \dot{\alpha} = N_{\text{под. ман}}(t); \\ & N_{\text{под. ман}}(t) \leq N_{\text{под. ман}}^{\max} \eta_{\text{под. ман}}; \ddot{\alpha} \leq \varepsilon_{\text{под}}^{\max}; \dot{\alpha} \leq \omega_{\text{под}}^{\max}; \alpha \leq \alpha_{\text{под}}, \end{aligned} \quad (6.52)$$

где $M_{\text{под}}$ – статический момент сопротивления подъему манипулятора, Н·м.

$\varepsilon_{\text{под}}^{\max}$, $\omega_{\text{под}}^{\max}$ – максимальное угловое ускорение (рад/с²) и угловая скорость подъема манипулятора (рад/с) соответственно;

I_1 – момент инерции подъема манипулятора (кг·м²) при вылете манипулятора l_{Γ} (м);

$m_{\Gamma} + m_{\text{сорт}}$ – суммарная масса грейферного захвата и сортирента, кг;

$\eta_{\text{под. ман}}$ – КПД манипулятора при подъеме сортирента;

α – обобщенная координата угла подъема стрелы манипулятора, рад;

$N_{\text{под. ман}}^{\max}$ – максимальная мощность привода стрелы манипулятора,

Вт.

Для более точного определения потребной мощности привода следует учитывать кинематику установки гидроцилиндров подъема стрелы и рукояти в конкретной модели манипулятора.

Мощность $N_{\text{пов. ман}}(t)$ (Вт) и время на поворот манипулятора с сортирентом и холостого поворота манипулятора находится из выражения (6.53) с учетом ограничений.

$$\begin{aligned} & \left(\left(I_5 + (m_{\Gamma} + m_{\text{сорт}}) l_{\Gamma}^2 \right) \ddot{\gamma} + M_{\text{пов}} \right) \dot{\gamma} = N_{\text{пов. ман}}(t); \\ & N_{\text{пов. ман}}(t) \leq N_{\text{пов. ман}}^{\max} \eta_{\text{пов. ман}}; \ddot{\gamma} \leq \varepsilon_{\text{ман}}^{\max}; \dot{\gamma} \leq \omega_{\text{ман}}^{\max}; \gamma \leq \gamma_{\text{пов}}^{\max}. \end{aligned} \quad (6.53)$$

где I_5 – момент инерции поворота манипулятора (кг·м²) при вылете манипулятора l_{Γ} (м);

$\varepsilon_{\text{ман}}^{\max}$ – максимальное допускаемое угловое ускорение поворота манипулятора, рад/с²;

$\omega_{\text{ман}}^{\max}$ – максимальная допускаемая угловая скорость поворота манипулятора, рад/с;

γ – обобщенная координата угла поворота стрелы манипулятора в горизонтальной плоскости, рад/с;

$N_{\text{пов. ман}}^{\max}$ – максимальная мощность привода поворота манипулятора, Вт;

$N_{\text{пов. ман}}(t)$ – используемая в момент времени t мощность привода поворота манипулятора, Вт;

$M_{\text{пов}}$ – момент сопротивления повороту манипулятора в конструкции его опоры, Н·м;

$\eta_{\text{пов.ман}}$ – КПД привода поворота манипулятора.

При этом угол поворота манипулятора $\gamma_{\text{пов}}^{\text{max}}$ (рад) зависит от способа установки машины перед штабелем или пачкой и принят равным $\pi / 2$ рад.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 6.9.

Таблица 6.9

Исходные данные для расчета

№ вар	$h_{\text{ман}},$ м	$h_{\text{пл}},$ м	$h_{\text{кон}},$ м	$h_{\text{зап}},$ м	$l_{\text{г}},$ м	$I_1,$ кг·м ²	$I_5,$ кг·м ²	$M_{\text{под}},$ кН·м	$M_{\text{пов}},$ кН·м	$N_{\text{под. ман}}^{\text{max}},$ кВт	$N_{\text{пов. ман}}^{\text{max}},$ кВт	$\eta_{\text{под. ман}}$	$\eta_{\text{пов. ман}}$
1	3,5	0,9	2,3	0,3	8,3	3770	5655	18	6	15–30	8–15	0,65	0,82
2	3,4	1	2,0	0,4	8,2	3695	5543	21	7			0,67	0,75
3	3,3	1,1	1,8	0,4	7,8	3556	5335	24	9			0,69	0,85
4	3,2	0,8	2,1	0,3	5,4	3433	5150	21	8			0,72	0,82
5	3,1	0,93	2,0	0,17	5,6	3224	4985	19	10			0,77	0,65
6	3,0	0,95	1,9	0,15	5,7	3134	4836	20	12			0,74	0,71
7	2,9	0,91	1,99	0,2	6,2	3052	4701	22	7			0,85	0,83
8	2,8	0,85	1,95	0,3	6,6	2978	4579	17	6			0,82	0,66
9	2,7	0,83	1,87	0,25	5,3	3052	4467	16	5			0,77	0,74
10	2,6	0,77	1,83	0,17	7,6	2975	4579	15	4			0,83	0,77
11	3,4	0,9	2,3	0,3	8,3	3770	5655	17	6	30–80	16–40	0,72	0,82
12	3,3	1	2,0	0,4	8,2	3695	5543	19	7			0,77	0,65
13	3,2	1,1	1,8	0,4	7,8	3556	5335	22	10			0,74	0,71
14	3,1	0,8	2,1	0,3	5,4	3433	5150	23	9			0,85	0,83
15	3,0	0,93	2,0	0,17	5,6	3224	4985	24	8			0,82	0,66
16	2,9	0,95	1,9	0,15	5,7	3134	4836	21	7			0,77	0,74
17	2,8	0,91	1,99	0,2	6,2	3052	4701	19	11			0,83	0,77
18	2,7	0,85	1,95	0,3	6,6	2978	4579	16	7			0,72	0,82
19	2,6	0,83	1,87	0,25	5,3	3052	4467	17	8			0,77	0,65
20	2,5	0,77	1,83	0,17	7,6	2975	4579	14	3			0,74	0,71

На основе величин нагрузок, действующих на манипулятор форвардера (пункт 6.7) определить среднюю и максимальную мощность потребляемую манипулятором при подъеме сортифта и повороте колонны.

6.9 Крюковой механизм погрузки контейнеров

Преимуществами крюкового механизма погрузки контейнеров перед обычным самосвальным оборудованием является дополнительная возможность погрузки и разгрузки груза вместе с контейнером и контейнера в отдельности.

Расчетная схема погрузки груза вместе с контейнером приведена на рисунке 6.12.

Указанный расчетный случай описывается следующими математическими зависимостями. Расстояние по горизонтали от центра тяжести контейнера до точки захвата крюком:

$$l_1 = (l_4 + l_c) \cdot \cos \beta - h_2 \cdot \sin \beta + h_r \cdot \sin \beta. \quad (6.54)$$

где β – угол между опорной поверхностью и дном контейнера, град;

l_4 – расстояние между крюковым захватом и центром тяжести контейнера, м;

h_2 – расстояние между крюковым захватом и дном контейнера, м

h_r – высота положения центра тяжести контейнера, м

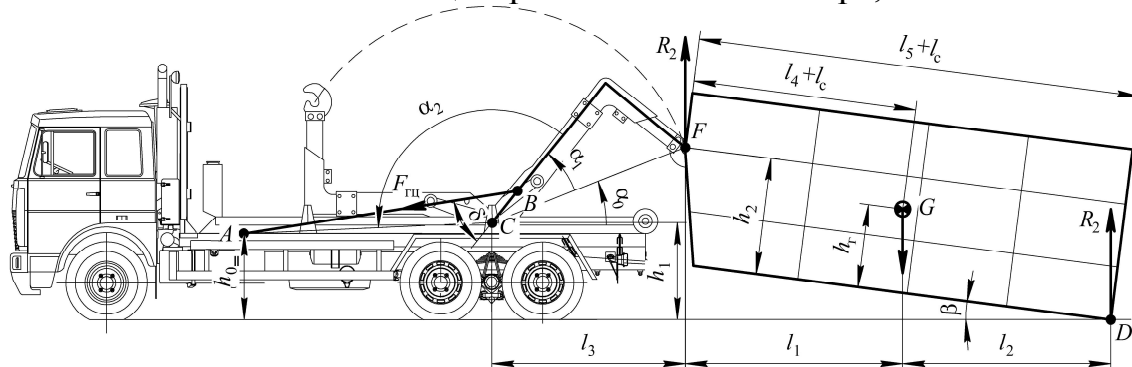


Рис. 6.12 – Расчетная схема процесса подъема съемного кузова от уровня опорной поверхности до соприкосновения с опорным роликом

Расстояние по горизонтали l_2 (м) от центра тяжести контейнера до точки контакта задней кромки контейнера с опорной поверхностью:

$$l_2 = \frac{l_5}{2} \cos \beta - h_r \cdot \sin \beta. \quad (6.55)$$

Реакция R_2 (Н) в точке захвата контейнера крюком:

$$R_2 = \frac{G \cdot l_2}{l_1 + l_2}, \quad (6.66)$$

где G – вес контейнера с грузом, Н.

Угол подъема стрелы манипулятора α_0 изменяется от 0° до угла соответствующего точке D (рисунок 6.13) соприкосновения контейнера с роликом. При этом зависимость связывающая изменение угла β от угла α_0 следующая:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{l_5 \sin \beta + h_2 \cos \beta - h_1}{l_3}. \quad (6.67)$$

Для определения усилия на штоке гидроцилиндра, необходимо составить уравнение моментов относительно точки C . При этом получим:

$$F_{\text{ru}} = \frac{R_2 l_3}{CB \cdot \sin \delta}. \quad (6.68)$$

Расстояние l_3 (м) определяется по зависимости:

$$l_3 = CF \cos \alpha_0. \quad (6.69)$$

Угол δ (град) в каждый момент времени определяется из выражения:

$$\delta = \arcsin\left(\frac{AC \sin \alpha_2}{AB}\right). \quad (6.70)$$

Расстояние AB определяется по зависимости:

$$AB = \sqrt{AC^2 + CB^2 - 2AC \cdot CB \cdot \cos \alpha_2} . \quad (6.71)$$

Следующим расчетным случаем является перемещение контейнера по опорному ролику (рисунок 6.13).

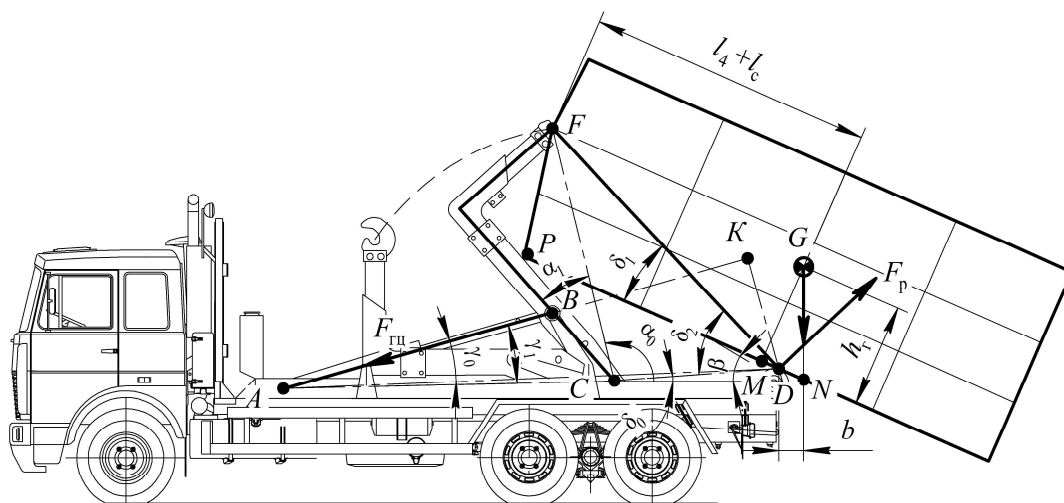


Рис. 6.13 – Расчетная схема процесса погрузки контейнера для случая его перемещения по опорному ролику

Усилие $F_{\text{гц}}$ на гидроцилиндре механизма погрузки при данном режиме нагружения определяется по формуле:

$$F_{\text{гц}} = \frac{G \cdot b}{DK}. \quad (6.72)$$

В соответствии с расчетной схемой, входящие в уравнение геометрические параметры определяются по следующим зависимостям:

$$DK = AD \sin \gamma_0; \quad (6.73)$$

$$\gamma_0 = \gamma_1 - \delta_0; \quad (6.74)$$

$$\gamma_1 = \arccos\left(\frac{CB \cdot \cos \alpha_2}{AB}\right); \quad (6.75)$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - \alpha_1 - \alpha_0 \quad (6.76)$$

$$b = (l_c + l_4 + MN - PD) \cdot \cos \beta; \quad (6.77)$$

$$FD = \sqrt{CF^2 + CD^2 - 2 \cdot CF \cdot CD \cos \alpha_1}; \quad (6.78)$$

$$PD = \sqrt{FD^2 - PF^2}; MN = h_r \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad (6.79)$$

$$\beta = \delta_2 - \delta_1 - \delta_0; \quad \delta_1 = \arccos\left(\frac{PD}{FD}\right); \quad \delta_2 = \arcsin\left(\frac{CF \sin \alpha_1}{FD}\right). \quad (6.80)$$

Расчетная схема, соответствующая самосвальному опрокидыванию кузова приведена на рисунке 6.14.

В этом случае усилие на гидроцилиндре определяется зависимостью:

$$F_{\text{гц}} = \frac{Gl_1}{l_7}. \quad (6.81)$$

Угол γ_0 (град) определяется исходя из величины хода штока гидроцилиндра AB по выражению:

$$\gamma_0 = \arccos\left(\frac{-DB^2 + AD^2 + AB^2}{2AB \cdot AD}\right); \quad (6.82)$$

$$l_7 = AD \cdot \cos \gamma_0. \quad (6.83)$$

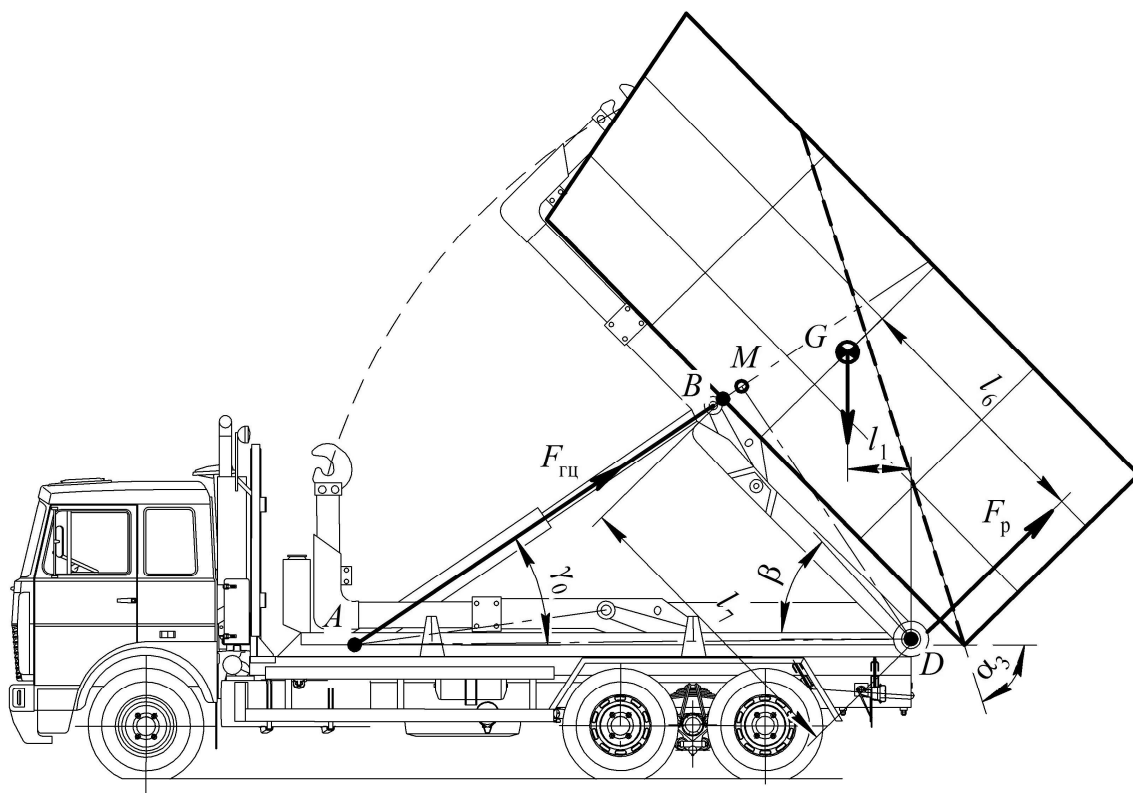


Рис. 6.14 – Расчетная схема подъема кузова

Плечо l_1 (м) зависит от угла подъема контейнера β (град) и угла естественного откоса груза (в частности щепы) α_3 (град). Сыпучий груз начинает высыпаться в случае когда угол β становится равным и в последующем превышает угол естественного откоса α_3 . При этом по мере высыпания щепы вес контейнера с грузом G (Н) уменьшается, поэтому такой расчетный случай не является «критическим». Также возможно ссыпание груза частями в случае его частичного «залипания». Такой случай должен рассматриваться для оценки динамического воздействия ссыпавшегося груза на технологическое оборудование и шасси. Наиболее тяжелый случай нагружения возникает в случае полного «залипания» щепы в контейнере. При этом усилие на штоке гидроцилиндра $F_{гц}$ максимально.

Плечо l_1 определяется по следующему выражению:

$$l_1 = l_6 \cos \beta, \quad (6.77)$$

где $\beta = \arccos \left(\frac{BD^2 + AD^2 - AB^2}{2AD \cdot BD} \right)$.

Исходные данные для проведения расчета приведены в таблице 6.10.

Задаваясь исходными данными приведенными в таблице 6.10, изменяемыми величинами угла α_0 в первом и втором расчетных случаях и величиной AB хода штока поршня в третьем следует установить зависимость величины усилия на штоке гидроцилиндра подъема кузова для различных способов разгрузки и положений механизма.

Параметры механизма разгрузки для всех вариантов принять одинаковыми и равными соответственно: $AD=3,5$ м; $AC=2,6$ м; $CF=2,44$ м; $CD=0,9$ м; $CB=0,7$ м; $PF=0,8$ м. Величину угла δ_0 принять равным 3° , $\alpha_1=40^\circ$.

Таблица 6.10

Исходные данные для расчета

№ вар	G , кН	h_r ,м	$h_{1,м}$	$l_{c,м}$	$l_{4,м}$	$l_{5,м}$	$l_{6,м}$	$l_{7,м}$	№ вар	G , кН	h_r ,м	$h_{1,м}$	$l_{c,м}$	$l_{4,м}$	$l_{5,м}$	$l_{6,м}$	$l_{7,м}$
1	143	1,51	0,9	0,1	1,95	4,05	1,85	1,9	11	114	1,27	0,91	0,12	1,87	4,12	1,82	1,93
2	147	1,55	0,8			3,95			12	118	1,47	0,96			3,85		
3	134	1,45	1,1			3,97			13	151	1,1	1,11			3,88		
4	137	1,35	1,15			4,12			14	133	1,44	1,12			4,02		
5	148	1,28	1,14			4,15			15	136	1,28	1,23			4,22		
6	122	1,27	1,13			4,25			16	124	1,15	1,27			4,05		
7	135	1,0	1,12			4,17			17	109	1,34	1,13			4,13		
8	117	1,32	0,98			4,22			18	113	1,33	1,14			4,14		
9	128	1,37	0,92			4,06			19	126	1,52	1,03			4,17		
10	107	1,44	0,95			4,31			20	128	1,37	1,05			4,21		

Контрольные вопросы

1. Что понимается под термином математическая модель?
2. Назовите допущения которые часто принимаются при создании математических моделей технологического оборудования и шасси лесных машин.
3. Назовите основные способы выполнения операции обрезки сучьев харвестером и их принципиальные отличия.
4. Перечислите факторы от которых зависит величина усилия натяга дерева перед его срезанием.
5. Какие данные необходимы для определения времени падения дерева при направленной валке и свободном падении?

6. Функцией каких физических величин является величина ударного воздействия дерева на харвестерную головку в момент его торможения?

7. Назовите основные кинематические положения звеньев манипулятора форвардера необходимые для синтеза его геометрических и кинематических параметров.

8. Укажите расчетные случаи для описания процессов погрузки и разгрузки контейнера крюковым погрузочным устройством.

9. Для какого из расчетных случаев разгрузки контейнера крюковым механизмом является необходимым выполнение дополнительного расчета устойчивости автомобиля.

7 КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА РЕЖИМОВ РАБОТЫ МНОГООПЕРАЦИОННЫХ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Для комплексного анализа режимов работы многооперационных машин используются критерии основанные на совместном учете энергетических и временных затрат на выполнение операций. Такой подход позволяет исключить необоснованный рост энергозатрат на работу машины на обеспечение малого прироста ее производительности.

В качестве такого критерия может использоваться величина *энергетического потенциала производительности* машины (ЭПП) представляющая собой работу, выполненную машиной на рабочих операциях, отнесенную к общей продолжительности ее технологического цикла. Недостатком такого критерия является учет только полезно выполненной машиной работы. Поэтому для решения практических задач целесообразнее использовать удельную величину ЭПП (УЭПП, Дж/Вт), которая представляет собой отношение суммарной работы, выполненной на технологических операциях машины к величине ЭПП. В таком случае, наряду с полезной работой, возможен учет работы машины выполняемой на операциях холостого хода.

7.1 Оценка режимов работы харвестеров

При работе харвестеров полезная работа выполняется только при использовании технологического оборудования: при натяге дерева (за время t_1^x , с), при срезании дерева (за время t_2^x , с), очистке дерева от сучьев (за время t_3^x , с), раскряжевке ствола (за время t_4^x , с). На операциях движения и холостого перемещения манипулятора полезная работа не выполняется ввиду отсутствия взаимодействия харвестера с деревом. Критерии ЭПП и УЭПП для оценки режимов работы харвестеров имеют вид:

$$\text{ЭПП}_x = \left(\begin{matrix} N_1^x t_1^x + N_2^x t_2^x + \\ + N_3^x t_3^x + N_4^x t_4^x \end{matrix} \right) \frac{n_1}{T_{\text{ц}}^x}, \quad (7.1)$$

$$\text{УЭПП}_x = \frac{A_{\text{полн}}^x}{\left(\begin{matrix} N_{1\text{пол}}^x t_1^x + N_{2\text{пол}}^x t_2^x + \\ + N_{3\text{пол}}^x t_3^x + N_{4\text{пол}}^x t_4^x \end{matrix} \right) \frac{n_1}{T_{\text{ц}}^x}}, \quad (7.2)$$

где N_1^x – мощность, требуемая на натяг дерева [7, с.29], Вт;

N_2^x – мощность, требуемая на срезание дерева [7, с.35], Вт;

N_3^x – мощность, требуемая на обрезку сучьев, Вт;

N_4^x – мощность, требуемая на раскряжевку ствола [7, с.44], Вт;

n_1 – количество деревьев обрабатываемых с одной технологической стояки, зависящее от вида проводимой рубки и густоты древостоя, шт;

$N_{i\text{полн}}^x$ – полезно расходуемая мощность, при выполнении операций технологического цикла харвестера, Вт;

$A_{\text{полн}}^x$ – суммарная работа, выполняемая на операциях технологического цикла харвестера, Дж.

Соответствующие временные и энергетические затраты на выполнение операций технологического цикла харвестера могут быть получены теоретически на основе описания режимов выполнения каждой операции в отдельности или, с меньшей точностью, на основе приближенных расчетов с использованием методик [7].

7.2 Оценка режимов работы форвардеров

Полезная работа совершается форвардером на рабочих ходах погрузочно-разгрузочных операций и при движении на погрузочный пункт с пачкой сортиментов, поэтому при описании функции ЭПП и УЭПП должны учитываться энергозатраты данных операций.

Критерии ЭПП и УЭПП для оценки режимов работы форвардеров имеют вид:

$$\text{ЭПП}_\phi = \left[\left(\frac{N_1^\phi t_1^\phi + N_2^\phi t_2^\phi}{+N_4^\phi t_7^\phi + N_5^\phi t_8^\phi} \right) \frac{V_\phi}{V_\pi} + N_3^\phi t_{15}^\phi \right] \frac{1}{T_\pi^\phi}, \quad (7.3)$$

$$\text{УЭПП}_\phi = \frac{A_{\text{полн}}^\phi}{\left[\left(\frac{N_{1\text{полн}}^\phi t_1^\phi + N_{2\text{полн}}^\phi t_2^\phi}{+N_{4\text{полн}}^\phi t_7^\phi + N_{5\text{полн}}^\phi t_8^\phi} \right) \frac{V_\phi}{V_\pi} + N_{3\text{полн}}^\phi t_{15}^\phi \right] \frac{1}{T_\pi^\phi}}, \quad (7.4)$$

где N_1^ϕ , N_2^ϕ , N_4^ϕ , N_5^ϕ – мощности, затрачиваемые на подъем и перенос пачки сортиментов манипулятором на погрузочных и разгрузочных операциях соответственно, Вт;

N_3^ϕ – мощность, затрачиваемая на движение груженого форвардера в условиях различных грунтов и рельефа, Вт.

$N_{i \text{ пол}}^{\Phi}$ – полезно затрачиваемая мощность, при выполнении операций технологического цикла форвардера, Вт;

$A_{\text{полн}}^{\Phi}$ – суммарная работа, выполняемая на операциях технологического цикла форвардера, Дж.

Продолжительность технологического цикла работы форвардера $T_{\text{ц}}^{\Phi}$ (с) определяется зависимостью:

$$T_{\text{ц}}^{\Phi} = \frac{V_{\Phi}}{V_{\Pi}} \sum_{i=1}^{12} t_i^{\Phi} + \sum_{i=13}^{17} t_i^{\Phi}, \quad (7.5)$$

где V_{Φ} – объем перевозимых форвардером сортиментов, м³;

V_{Π} – объем поднимаемых сортиментов за один прием, м³.

t_1^{Φ} – время подъема пачки сортиментов манипулятором, с,

t_2^{Φ} – время поворота манипулятора до уровня грузовой платформы, с,

t_3^{Φ} – время укладки пачки сортиментов на грузовую платформу, с,

$t_4^{\Phi} - t_6^{\Phi}$ – время холостых ходов на операциях 1–3, с,

$t_7^{\Phi} - t_{12}^{\Phi}$ – время проведения операций 1–6 при разгрузке сортиментов в штабель на погрузочном пункте, с,

t_{13}^{Φ} – время перемещения форвардера при наборе сортиментов, с,

t_{14}^{Φ} – время перемещения форвардера при разгрузке сортиментов, с,

t_{15}^{Φ} – время перемещения форвардера в груженом состоянии, с,

t_{16}^{Φ} – время холостого хода форвардера на лесосеку, с,

t_{17}^{Φ} – суммарное время межоперационных задержек, с.

Соответствующие временные и энергетические затраты на выполнение операций технологического цикла форвардера могут быть получены теоретически на основе описания режимов выполнения каждой операции или, с меньшей точностью, на основе приближенных расчетов с использованием методик [7].

Контрольные вопросы

1. Назовите известные вам критерии оценки режимов работы лесозаготовительных машин, их достоинства и недостатки.

2. Дайте определение величине энергетического потенциала производительности.

8 ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ И УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Отечественные предприятия лесного машиностроения активно выходят на рынки стран ЕАЭС, где надежная работа машин является залогом их конкурентоспособности. Основные понятия, термины и определения используемые при оценке надежности машин определяются ГОСТ 27.002 – 89. Требования, предъявляемые к надежности техники, определяются ГОСТ 27.003 – 90, а анализ видов, последствий и критичности отказов проводится в соответствии с ГОСТ 27.310 – 95. В последнее время особую важность для отечественных лесозаготовительных машин приобретают исследования связанные с оценкой прочности и усталостной долговечности элементов их металлоконструкций. При проведении теоретических исследований широко используются различные элементы систем автоматизированного проектирования САПР (*CAD – computer-aided design*).

На начальном этапе теоретически либо экспериментально определяются нагрузки, действующие на элементы конструкций машин, их продолжительность и периодичность. Для этих целей часто используются системы автоматизации инженерных расчётов (*CAE – computer-aided engineering*), позволяющие на основе методов численного решения предварительно составленных систем дифференциальных уравнений выполнить оценку динамики работы машин. Примерами таких систем могут служить программные пакеты: *MathCAD*, *MatLab*, *Mathematica*, *Maple* и др. Помимо указанных нередко используются программные пакеты многотельного динамического моделирования: *Adams*, *LS Dyna* и др., позволяющие значительно сократить объем требуемых к непосредственной записи дифференциальных уравнений.

На следующем этапе выполняется геометрическое трехмерное (*3D – 3-dimensional*) моделирование исследуемой конструкции и анализ ее напряженно-деформированного состояния с использованием метода конечных элементов (*FEM – finite element method*). При геометрическом моделировании может использоваться широкий круг программных пакетов (*CAGD – computer-aided geometric design*): *Kompas 3D*, *AutoCAD*, *T-flex CAD*, *Unigraphics (NX)*, *SolidWorks / SolidEdge*, *Catia* и др., основанных на едином ядре геометрического моделирования *Parasolid*. Выбор *CAD/CAE* систем, реализующих метод конечных элементов, зависит от конкретных решаемых задач, требований к заданию граничных условий и представлению ре-

зультатов моделирования. Наиболее универсальными из них являются: *Ansys APDL /Ansys Workbench, Nastran, Patran, Femap* и др., обладающие собственными пре- и постпроцессорами для ввода данных и обработки результатов моделирования. Более подробное использование систем автоматизированного проектирования рассматривается в работах [16, 17], а их частное применение для проектирования лесных машин будет рассмотрено во второй части методического пособия.

Полученные на предыдущих этапах расчета данные о характеристиках циклов нагружения и напряженно-деформированном состоянии конструкций используются при оценке их прочности и усталостной долговечности.

Для описания наклонного участка кривой усталости среднеуглеродистых среднелегированных сталей используется выражение [10, 11, 12]:

$$N = \begin{cases} \frac{\sigma_{Rд}^{m_N} \cdot N_G}{\sigma_a^{m_N}}, & \text{при } \sigma_a \geq \sigma_{Rд} \\ \infty, & \text{при } \sigma_a < \sigma_{Rд} \end{cases} \quad (8.1)$$

где N – число циклов нагружения до разрушения при амплитуде напряжения равной σ_a ;

N_G – абсцисса точки перегиба на кривой усталости;

m_N – параметр, характеризующий угол наклона левого участка кривой усталости к оси абсцисс;

$\sigma_{Rд}$ – предел усталости элемента детали, МПа.

Для определения характеристик усталости сталей используются данные исследований [13, 14].

Характеристика угла наклона кривой усталости m_N к оси абсцисс определяется по зависимости [3 стр. 39]:

$$m_N = \frac{\lg(N_1) - \lg(N_2)}{\lg(\sigma_2) - \lg(\sigma_1)} \quad (8.2)$$

где σ_i и N_i – значения действующих напряжений и соответствующее значение количества циклов до разрушения для i -ой точки на левой ветви кривой усталости.

Физический предел усталости детали $\sigma_{Rд}$ отличается от предела усталости материала и корректируется коэффициентами, которые зависят от наличия и характера концентраторов напряжений (K_σ), размеров детали (технологической возможности обеспечения равномер-

ной структуры материала) (K_d), качества обработки поверхности (K_F) и применяемого поверхностного упрочнения (K_V).

Связь физического предела усталости детали σ_{Rd} и предела усталости материала σ_R устанавливается выражением:

$$\sigma_{Rd} = \frac{\sigma_R}{\left(\frac{K_\sigma}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) / K_V} \quad (8.3)$$

На практике установление коэффициентов K_d , K_F , K_V проводится с использованием табличных данных и номограмм [11].

Коэффициент K_σ определяется согласно выражению:

$$K_\sigma = 1 + (\alpha_\sigma - 1)q \quad (8.4)$$

где α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений;

q – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений.

Определение коэффициента K_F проводится по выражению:

$$K_F = 1 - 0,22 \cdot \lg R_z \cdot \left(\lg \frac{\sigma_b}{20} - 1 \right) \quad (8.5)$$

где σ_b – временное сопротивление (предел прочности стали) без термообработки, МПа. R_z – средняя высота неровностей профиля, мкм.

Величина R_z определяется для соответствующего вида механической обработки детали согласно ГОСТ 2789 – 73.

Величина σ_{Rd} , полученная по выражению (8.3) отражает физический предел усталости детали при вероятности не разрушения 50% и уровне доверительной вероятности 50%. Это связано с возможным отклонением предела усталости от своего среднего значения. Для определения физических пределов усталости при вероятности не разрушения 90% и уровне доверительной вероятности 90% выполняется оценка вариации предела усталости (к примеру по методике Е.К. Почтенного [15, стр. 52]):

$$\sigma_R^{90} = \bar{\sigma}_{R_{\min}} - S_{R_{\max}} \cdot t \quad (8.6)$$

где $t > 0$ – квантиль нормального распределения при вероятности не разрушения P (при $P=90\% - 1,282$).

$S_{R_{\max}}$ – максимальное значение среднеквадратичного отклонения предела усталости стали.

Значение $S_{R\max}$ определяется исходя из экспериментального значения среднеквадратичного отклонения S_R и χ^2 – распределения Пирсона [13, 14, 15].

Таблица 8.1

Исходные данные для расчета

№ вар	Марка стали	R_{σ}	R_z , мкм	m_N	σ_B , МПа	σ_R , МПа	q	α_{σ}	N_g	K_V	K_d	$S_{R\max}$, МПа	σ_a , МПа
1	30 ХГСА	0	3,2		686	456	0,9	1,31	$1 \cdot 10^6$	1,2	1	25,3	431
2	10ГН2МФА	-1	3,2	8,26	-	260	0,8	1,22	$2 \cdot 10^6$	1,3	1,1	13,4	247
3	17ГС	0	3,2		533	241,8	0,95	1,2	$2 \cdot 10^6$	1,1	1	21,4	231
4	45	-1	3,2		580	267	1,2	2,45	$1 \cdot 10^7$	1,0	0,9	7,42	233
5	09Г2С	-1	3,2	-	517	120	1,0	1,85	$6 \cdot 10^6$	1,2	1	19,2	105
6	40Х	-1	3,2	-	870	300	1,1	2,11	$6,5 \cdot 10^6$	1,0	0,7	8,26	287
7	20ХНЗА	-1	3,2	-	850	450	1,05	1,12	$1 \cdot 10^6$	1,3	1	41,2	370
8	20ГС	-1	3,2	15,3	-	247	1,15	1,51	$4 \cdot 10^6$	1,0	1,2	20,1	234
9	35Л	-1	3,2	-	485	155	1,2	1,24	$1 \cdot 10^7$	1,2	1,1	11,7	130
10	45Л	-1	3,2	-	640	240	1,25	1,77	$2,5 \cdot 10^6$	1,3	0,8	40,8	625
11	30 ХГСА	0	1,6		686	456	0,9	1,31	$1 \cdot 10^6$	1,2	1	25,3	492
12	10ГН2МФА	-1	1,6	8,26	-	260	0,8	1,22	$2 \cdot 10^6$	1,3	1,1	13,4	277
13	17ГС	0	1,6		533	241,8	0,95	1,2	$2 \cdot 10^6$	1,1	1	21,4	254
14	45	-1	1,6		580	267	1,2	2,45	$1 \cdot 10^7$	1,0	0,9	7,42	278
15	09Г2С	-1	1,6	-	517	120	1,0	1,85	$6 \cdot 10^6$	1,2	1	19,2	123
16	40Х	-1	1,6	-	870	300	1,1	2,11	$6,5 \cdot 10^6$	1,0	0,7	8,26	315
17	20ХНЗА	-1	1,6	-	850	450	1,05	1,12	$1 \cdot 10^6$	1,3	1	41,2	468
18	20ГС	-1	1,6	15,3	-	247	1,15	1,51	$4 \cdot 10^6$	1,0	1,2	20,1	266
19	35Л	-1	1,6	-	485	155	1,2	1,24	$1 \cdot 10^7$	1,2	1,1	11,7	172
20	45Л	-1	1,6	-	640	240	1,25	1,77	$2,5 \cdot 10^6$	1,3	0,8	40,8	239

Для расчетного значения напряжения действующего в исследуемой детали определить ее усталостные характеристики. Построить график кривой усталости.

Контрольные вопросы

1. Объясните разницу между терминами «предел выносливости детали» и «предел выносливости материала».
2. Объясните физический смысл величины m_N .
3. В чем заключается разница расчета усталостных характеристик детали для вероятности ее не разрушения 50% и 90%?

9 БЕЗОПАСНОСТЬ ЛЕСНЫХ МАШИН

9.1 Оценка защищенности рабочего места оператора

Безопасность рабочего места оператора лесной машины регламентируется требованиями международных и отечественных нормативных документов.

Общие требования к устройствам *OPS* (*OPS* – *Operator protective structures*) **защиты оператора от проникновения в кабину подростов, сучьев деревьев и разорванного трелевочного каната** устанавливает ISO 8084:2003. В Республике Беларусь ему соответствует ГОСТ ISO 11850–2011, а в Российской Федерации ГОСТ Р 8084–2005.

При проведении испытаний на соответствие данным требованиям в кабине вместо оператора размещается макет для оценки объема ограничения деформации кабины *DLV* (*DLV* – *deflection-limiting volume*). Макет (рисунок 9.1) выполняется в виде фигуры с прямоугольными очертаниями, в размерах приблизительно соответствующих антропометрическим данным оператора-мужчины высокого роста в положении сидя в обычной рабочей одежде и защитном шлеме согласно ISO 3411.

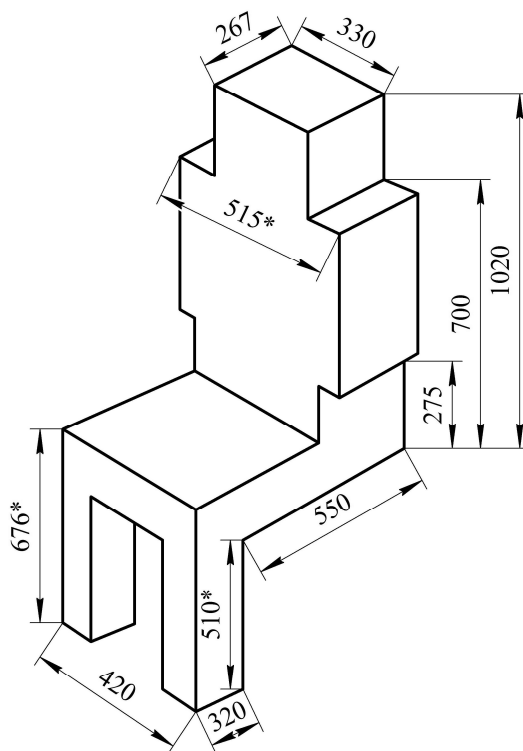


Рис. 9.1 – Параметры макета DLV согласно ISO 3164

Испытания металлоконструкций *OPS* проводят с помощью стального толкателя со сферическим наконечником диаметром 90 мм, а для стекол и поликарбоната используют резиновый или синтетический диск однородной структуры толщиной 20 мм, диаметром 90 мм и твердостью 90 ед. по Шору-А.

Статическое усилие прикладываемое посредством толкателя должно быть направлено перпендикулярно к испытуемой поверхности. Максимальная скорость движения толкателя не должна превышать 5 мм/с. Величина максимального усилия составляет 17800 Н, а длительность его приложения – 1 мин.

При испытаниях защитного ограждения нагрузка прикладывается в его центре. Для окон и дверей нагрузка прикладывается на расстоянии 50 мм от края проема в 5 различных точках: в центре, на середине самой длинной стороны, на середине самой короткой стороны, в самом остром и самом тупом углу. Испытания считаются пройденными если в кабину не проникают испытательные наконечники и ни одна деформированная часть *OPS*.

Кроме того к конструкции *OPS* предъявляется ряд конструктивных требований:

- кабина оператора должна быть полностью закрыта обшивкой, защитными экранами или остеклением, включая дверные проемы;
- в любые имеющиеся отверстия кабины не должен проходить стальной круглый стержень диаметром 48 мм;
- защитные решетки должны иметь максимальный размер ячеек 45х45 мм из 6 мм проволоки или другое эквивалентное решение конструкции защиты;
- остекление соответствующее требованиям, может использоваться на всех поверхностях кабины, включая ветровое остекление;
- установленное *OPS* не должно препятствовать очистке стекла, а само стекло должно иметь износостойкое покрытие;
- конструкция *OPS* должна учитывать требования к зоне видимости, комфорту и защите оператора;
- в *OPS* могут быть использованы элементы *ROPS/FOPS* при условии выполнения функций защиты при опрокидывании и от падающего предмета;
- *OPS* должно иметь 2 проема, расположенные на разных сторонах кабины для обеспечения аварийного выхода.

Технические требования к устройствам **защиты оператора при опрокидывании** лесной машины и методы их испытаний в настоящее время нормируются ISO 8082:2003, его аналогом в Республике Бела-

русь – СТБ ISO 8082-2004, а в Российской Федерации – ГОСТ Р 8082–2005. Указанные стандарты распространяются на лесные машины из перечня ISO 6814:2000, но не распространяются на лесные машины, где кабина и стреловой механизм установлены на общую поворотную платформу.

Устройство защиты при опрокидывании *ROPS* (*ROPS – Roll-over operator protective structures*) – система конструктивных, смонтированных на машине элементов, позволяющая при опрокидывании машины уменьшить вероятность нанесения повреждения оператору, пристегнутому ремнем безопасности.

Данные конструктивные элементы **включают в себя** подрамники, кронштейны, опоры, подвески или амортизаторы, болты, используемые для закрепления устройства защиты при опрокидывании рамы машины, **но исключают** все то, что является неотъемлемой частью рамы машины.

При проведении испытаний в кабине оператора устанавливается манекен *DLV*, а сама система *ROPS* крепится к раме, которая в свою очередь жестко крепится к неподвижной опоре (для случая лесных машин с жесткой рамой). Для случая лесных машин с шарнирно-сочлененной рамой и использовании на стенде сразу 2-х полурам – шарнирное сочленение блокируется в горизонтальном положении как показано на рисунке 9.2. Все элементы кабины не являющиеся несущими (стекла, панели, двери и др.) снимаются с целью исключения их влияния на результаты испытаний.

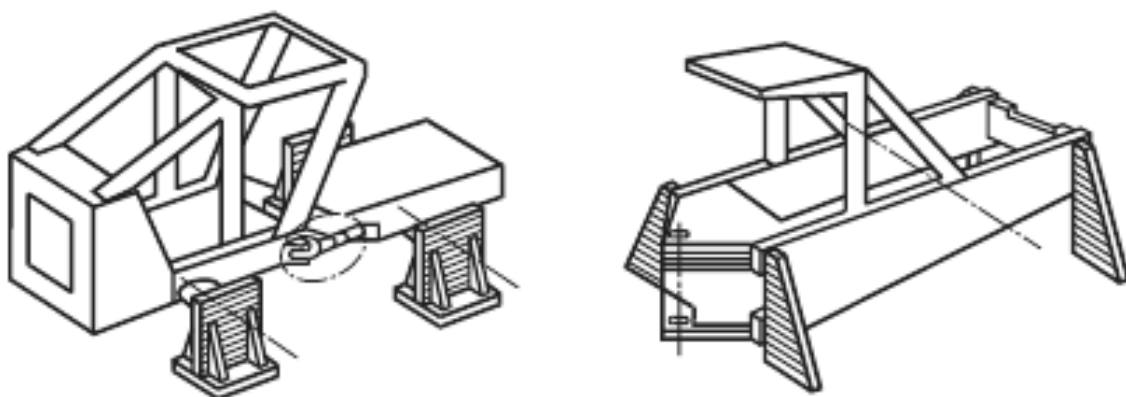


Рис. 9.2 – Крепление рамы лесной машины на стенде

На стенде устанавливается оборудование измеряющее прикладываемое усилие, с относительной погрешность измерения не более $\pm 5\%$, а также линейные размеры деформации с той же погрешностью.

В период проведения испытаний к системе *ROPS* прикладываются боковые продольные и вертикальные нагрузки. При этом ни один из элементов защитной системы не должен входить в *DLV*.

Требования к системам *ROPS* по усилиям F и поглощаемой энергии U зависят от массы лесной машины, ее типа, а также направления действия нагрузки (таблица 9.1).

Таблица 9.1

Требования к минимальным усилиям F и поглощаемой энергии U при различных видах нагружения конструкции *ROPS*

Тип машины	Усилие F при боковом нагружении, Н	Усилие F при продольном нагружении, Н	Энергия U при боковом нагружении, Дж
Колесные*	$F = 6 \cdot 10^4 \left(\frac{m}{10^4} \right)^{1,2}$	$F = 4,8 \cdot 10^4 \left(\frac{m}{10^4} \right)^{1,2}$	$U = 1,25 \cdot 10^4 \left(\frac{m}{10^4} \right)^{1,25}$
Гусеничные для леса	$F = 7 \cdot 10^4 \left(\frac{m}{10^4} \right)^{1,2}$	$F = 5,6 \cdot 10^4 \left(\frac{m}{10^4} \right)^{1,2}$	$U = 1,3 \cdot 10^4 \left(\frac{m}{10^4} \right)^{1,25}$

* – включая машины в которых на резиновые шины могут устанавливаться гусеницы и цепи как дополнительная оснастка.

После снятия боковой нагрузки система «*ROPS* – рама машины» должна выдержать вертикальную нагрузку, равную $20m$ (Н), в течении 5 минут или пока не произойдет какая-либо деформация в зависимости от того кокой из этих периодов времени меньше.

Все испытания конструктивных элементов *ROPS* и элементов рамы машины желательно проводить при их температуре минус 18°C и ниже. Если это затруднительно, то для конструктивных элементов *ROPS*, болтов, гаек и др. должны предъявляться дополнительные требования к классу прочности и минимальной ударной вязкости.

По результатам испытаний составляется протокол отчета.

Технические требования к устройствам **защиты оператора от падающих предметов** (*FOPS – Falling-object operator protective structures*) и методы их испытаний устанавливаются ISO 8083:2006, его аналогам в Республике Беларусь – ГОСТ ISO 8083-2011, а в Российской Федерации ГОСТ Р 8083–2008.

При испытаниях кабин лесных машин на соответствие указанным требованиям используется стандартный лабораторный предмет для испытаний на удар изображенный на рисунке 9.3 и изготовленный из стали. В верхней и нижней частях стандартного предмета сверлятся центральные отверстия и нарезается резьба для подъемной скобы

Диаметр и длина l стандартного предмета определяются в зависимости от его массы и высоты подъема, которые выбираются исходя из необходимости развития предметом энергии заданной величины в момент контакта.

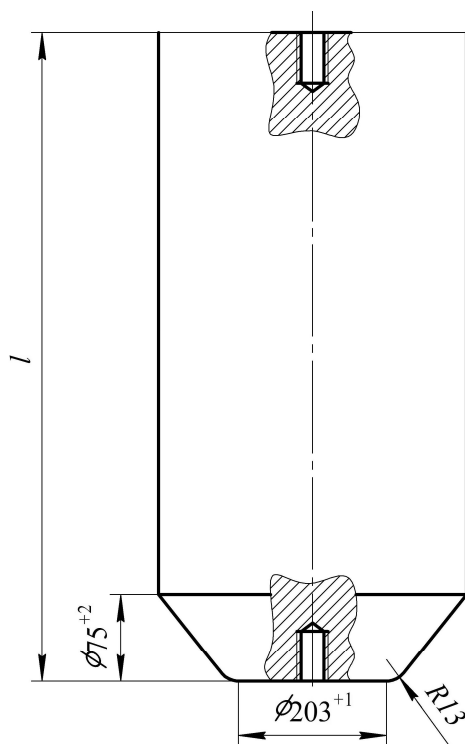


Рис. 9.3 – Стандартный лабораторный предмет для испытаний на удар

В зависимости от типа лесной машины реализуют различные стандартные величины энергии удара. Энергию удара 11600 Дж применяют при испытаниях устройств защиты от падающих предметов передвижных и самоходных машин для леса по ISO 6814, в состав технологических операций которых входят валка леса, трелевка и погрузка, в том числе машины валочные, валочно-пакетирующие, валочно-трелевочные, трелевочные, погрузочно-транспортные (форвардеры), валочно-сучкорезно-раскряжевочные (харвестеры), погрузчики леса. Для прочих самоходных машин для леса по ISO 6814 испытания устройств защиты от падающих предметов проводят с энергией удара 5800 Дж.

Испытания считаются пройденными если в зону *DLV* не попал никакой из элементов *FOPS* или конструкции кабины.

Также как и для испытаний *ROPS* при испытаниях систем *FOPS* предъявляются дополнительные требования к классу точности и ударной вязкости элементов крепления.

Для конструкций кабин и защитных ограждений лесных машин на ранних этапах проектирования, целесообразно проведение «виртуальных» испытаний элементов *OPS*, *ROPS* и *FOPS* с использованием методов конечно-элементного моделирования. При этом требования к «виртуальным испытаниям» соответствуют требованиям испытаний на натурных образцах. Более детально требования к системам защиты оператора изложены в соответствующих нормативных документах.

9.2 Оценка тормозных свойств лесных машин

Критериями оценки эффективности тормозной системы для транспортных средств категории *N3* (автотранспортные средства с двигателем предназначенные для перевозки грузов полной массой более 12 тонн) согласно ГОСТ 22895-77 являются: величина тормозного пути (для одиночных автомобилей не более 17,2 м, а для автопоездов – 18,4 м при начальной скорости движения 40 км/ч; 36,7 м и 38,5 м при начальной скорости 60 км/ч соответственно), установившееся замедление (не менее 5,5 м/с²) и время срабатывания системы. Иные требования к техническому состоянию транспортных средств по условиям безопасности движения изложены в СТБ 1641-2006.

Достигнутый уровень эффективности тормозных систем автомобилей ведущих зарубежных производителей по установившемуся замедлению – 6,5 м/с², что также следует учитывать при проектировании лесотранспортной машины.

Расчетная оценка тормозных свойств и выбор тормозных механизмов и систем проводится на основе схемы (рисунок 9.1) распределения тормозных сил автомобиля при торможении.

Для упрощения расчета при сохранении достаточной точности считаем, что давление воздуха в контурах привода на входе в регулятор тормозных сил при торможении устанавливается одинаковым.

При коэффициенте торможения $\gamma_T = a/g$ нагрузка на колесо переднего моста G_1 равна:

$$G_1 = \frac{G_a l_2}{2l_1} + \frac{G_a h_g}{2l_1} \frac{a}{g}. \quad (9.1)$$

Нагрузка на колесо заднего моста (тележки) G_2 :

$$G_2 = \frac{G_a l_3}{4l_1} - \frac{G_a h_g}{4l_1} \frac{a}{g}. \quad (9.2)$$

где G_a – вес автомобиля;

l_2, l_g, h_g – координаты центра тяжести автомобиля;

a – замедление автомобиля при торможении;

l_1 – база автомобиля;

g – ускорение свободного падения.

Оптимальное значение суммарной тормозной силы ΣT :

$$\Sigma T = G_a \frac{a}{g}. \quad (9.3)$$

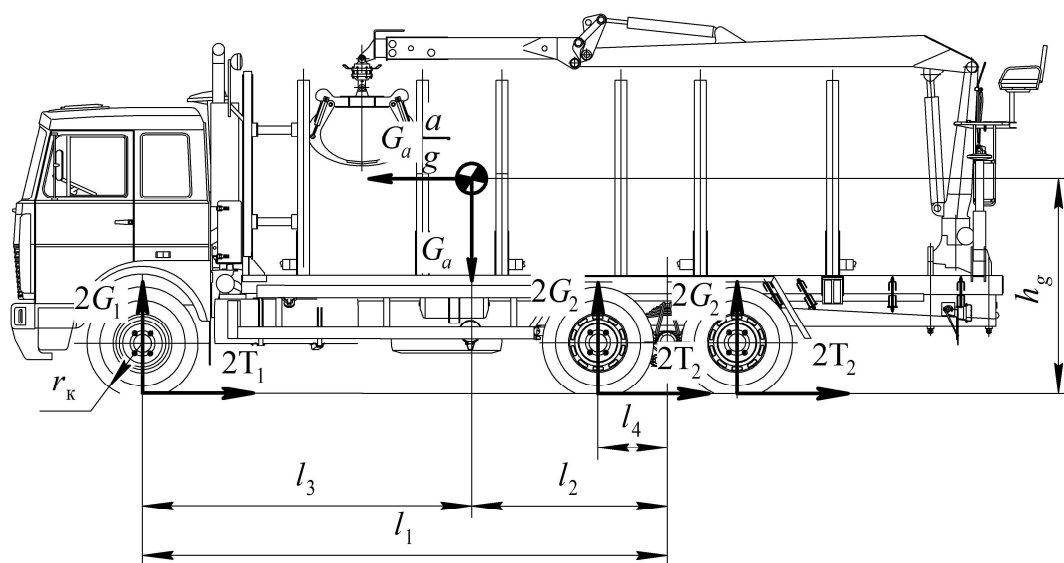


Рис. 9.1 – Расчетная схема автомобиля при торможении

Оптимальные значения тормозных сил T_1 и T_2 :

$$\begin{aligned} T_1 &= G_1 \frac{a}{g}; \\ T_2 &= G_2 \frac{a}{g}. \end{aligned} \quad (9.4)$$

Оптимальные значения тормозных моментов M_{T1} и M_{T2}

$$\begin{aligned} M_{T1} &= T_1 r_k; \\ M_{T2} &= T_2 r_k, \end{aligned} \quad (9.5)$$

где r_k – радиус колеса.

Для выбора типоразмера тормозных камер, обеспечивающих эффективность тормозной системы, определим максимальные значения тормозных сил.

Для задних колес максимальная тормозная сила должна обеспечивать реализацию сцепного веса задних колес груженого автомобиля в статическом состоянии на дорогах с коэффициентом сцепления ϕ не ниже 0,65, а для передних 0,6:

$$T_i \geq G_i \phi. \quad (9.6)$$

В общем случае требования к тормозным колодкам, дискам и тормозным барабанам устанавливает ГОСТ 31341-2007.

Из аналитического силового расчета тормозных механизмов находим зависимость тормозного момента M_T на колесе от усилия Q на штоке. Для параметров колодочных тормозов автомобиля МАЗ она составит [3*]):

$$M_T = 1,7Q. \quad (9.7)$$

Тормозная сила на колесе T :

$$T = \frac{M_T}{r_k} = \frac{1,7Q}{r_k}, \quad (9.8)$$

$$Q = Tr_k / 1,7. \quad (9.9)$$

Подставляя в формулу (9.9) T_1 и T_2 , определенные по зависимости (9.8), получим для передних и задних колес:

$$Q_i \geq \frac{G_i \phi r_k}{1,7}; \quad (9.10)$$

Выполним подбор тормозных камер. Для этого из таблицы 9.1 находим такие камеры, усилие на штоке Q_i которых превышает определенное по формуле (9.10). Формулы для определения усилий для каждого типа камеры приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1

Параметры тормозных камер

Тип камеры	Рабочий ход штока, мм	Объем камеры при максимальном ходе штока, 10^{-3} м^3	Эмпирическая силовая характеристика камеры
12	35	0,46	$Q = 7,5p - 0,3$
16	45	0,76	$Q = 10,67p - 0,25$
20	45	0,88	$Q = 12,75p - 0,3$
24	45	1,05	$Q = 14,67p - 0,3$
30	51	1,58	$Q = 19,33p - 0,3$
36	57	2,22	$Q = 23,67p - 0,35$

Размерность Q для отмеченных формул – кН, p – МПа.

Подставляя формулу силовой характеристики $Q(p)$ выбранной камеры в формулу (9.7), определяем значение давления p_1 и p_2 сжатого воздуха в камерах передних и задних тормозов соответственно, обеспечивающих идеальное распределение тормозных сил при принятых параметрах тормозных механизмов и тормозных камер:

$$p_i = f(M_{T_i});$$

Определим объем ресивера. Общий объем V_T тормозного привода, заполняемый сжатым воздухом при одном полном торможении, равен сумме объемов исполнительных органов (тормозных камер) и трубопроводов:

$$V_T = 2V_{K1} + 2nV_{K2} + \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^k l_i d_i^2, \quad (9.11)$$

где V_{K1} – объем тормозной камеры передней оси; n – количество задних осей; V_{K2} – объем тормозной камеры задней оси; k – число участков пневмопроводов с различными l_i и d_i ; l_i и d_i – длина и диаметр i -того участка пневмопровода соответственно.

Суммарную емкость ресиверов V_p принимаем из условия [3*]:

$$V_p = 12V_T. \quad (9.12)$$

В пневматических тормозных системах отечественных автомобилей применяются в основном ресиверы емкостью 20 и 40 л. Исходя из суммарной емкости ресиверов V_p , находим количество ресиверов рабочей тормозной системы для каждого контура. Для стояночной, запасной и вспомогательной систем тормозов необходимо применение дополнительных ресиверов.

Произведем выбор компрессора. Масса воздуха m_b , затрачиваемого на одно полное торможение, определяется по следующей зависимости:

$$m_b = \frac{p_T V_T}{RT}, \quad (9.13)$$

где p_T – абсолютное давление в исполнительных органах во время торможения, МПа;

R – универсальная газовая постоянная $R = 287,14 \text{ м}^2/(\text{с}^2 \cdot \text{К})$;

T – абсолютная температура воздуха $T = 293^\circ \text{К}$.

Расход воздуха в единицу времени m_T определяется по формуле:

$$m_T = m_B \alpha,$$

где α – число полных торможений в минуту $\alpha=1$.

Для предотвращения длительной непрерывной работы компрессора и частых его включений, а также для поддержания давления в системе при случайных увеличениях расхода воздуха, массовая производительность компрессора m_k принимается равной

$$m_k = (4-6)m_T. \quad (9.14)$$

Необходимая объемная производительность V_k компрессора определяется по формуле:

$$V_k = \frac{m_k RT}{p_{вх}}, \quad (9.15)$$

где $p_{вх}$ – давление воздуха на входе в компрессор, равное 0,1 МПа.

По полученной производительности компрессора выбирают его типоразмер. Для учебной задачи: компрессор автомобильный одноцилиндровый, производительность 0,1 м³/мин, двухцилиндровый – 0,22 м³/мин, трехцилиндровый – 0,32 м³/мин.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 9.2.

Таблица 9.2

Исходные данные для расчетов								
№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8
G_a , кг груженный порожний	24 200 11 470	24 000 11 350	23 800 11 200	24 400 11 490	24 200 11 470	24 000 11 350	23 800 11 200	24 400 11 490
L , м	5,05	5,04	5,02	5,08	5,6	5,07	5,01	5,0
c , м груженный порожний	3,75 2,86	3,85 2,76	3,95 2,71	3,65 2,63	3,85 2,76	3,95 2,71	3,75 2,86	3,65 2,63
h_d , м груженный порожний	1,48 1,31	1,46 1,29	1,50 1,26	1,47 1,32	1,46 1,33	1,48 1,31	1,46 1,29	1,47 1,32
r_k , м	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,52	0,58	0,56
тип автомобиля	двухосный (см. приложение 4)							
p , МПа	0,65	0,7	0,75	0,63	0,78	0,7	0,75	0,63
$\frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^k l_i d_i^2, 10^{-3} \text{ м}^3$	1,5	1,7	1,9	2,1	2,2	2,3	2,4	2,7

Продолжение таблицы 9.2

№ варианта	9	10	11	12	13	14	15	16
G_a , кг груженный порожный	24 300 11 380	23 800 11 200	24 400 11 490	24 200 11 470	24 000 11 350	24 100 11 290	24 200 11 470	24 000 11 350
L , м	4,99	5,01	5,02	5,03	5,04	5,02	5,08	5,05
c , М груженный порожный	3,65 2,63	3,65 2,65	3,85 2,76	3,95 2,71	3,88 2,69	3,92 2,74	3,75 2,86	3,65 2,63
h_d , м груженный порожный	1,48 1,31	1,46 1,29	1,50 1,26	1,47 1,32	1,46 1,33	1,48 1,31	1,46 1,29	1,47 1,32
r_k , м	0,59	0,58	0,57	0,56	0,55	0,54	0,53	0,52
тип автомобиля	трехосный (см. приложение 4)							
p , МПа	0,67	0,72	0,74	0,66	0,78	0,71	0,77	0,68
$\frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^k l_i d_i^2$, 10^{-3} м ³	1,8	2,6	1,9	2,1	2,2	2,3	2,4	2,7
№ варианта	17	18	19	20	21	22	23	24
G_a , кг груженный порожный	24 200 11 470	23 800 11 200	24 250 11 440	24 000 11 350	24 400 11 490	24 500 11 230	24 300 11 300	24 600 11 500
L , м	5,04	5,02	5,02	5,03	5,06	5,09	5,08	5,05
c , М груженный порожный	3,66 2,61	3,64 2,58	3,72 2,68	3,74 2,73	3,65 2,63	3,85 2,76	3,95 2,71	3,64 2,58
h_d , м груженный порожный	1,48 1,31	1,46 1,29	1,47 1,32	1,48 1,31	1,46 1,29	1,50 1,26	1,47 1,32	1,51 1,33
r_k , м	0,59	0,58	0,61	0,62	0,61	0,57	0,58	0,54
тип автомобиля	трехосный (см. приложение 4)							
p , МПа	0,75	0,77	0,74	0,67	0,72	0,71	0,66	0,78
$\frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^k l_i d_i^2$, 10^{-3} м ³	2,3	2,4	2,6	2,5	2,2	1,9	2,1	2,7

Следует по вариантам рассчитать тормозные усилия и моменты на колесе, выбрать соответствующие характеристики тормозных камер, компрессора и ресиверов. Исходные и расчетные данные свести в таблицу.

Контрольные вопросы

1. Дайте определения терминам OPS, ROPS, FOPS.
2. Энергия удара какой величины используется для испытаний лесозаготовительных машин на соответствие требованиям ISO 8083:2006.
3. От каких параметров машины зависит величина усилия нагружения конструкции при испытаниях систем ROPS?
4. Какие требования следует предъявлять к элементам защиты оператора при проведении «виртуальных испытаний»?
5. Дайте определение термину DLV.
6. Укажите показатели регламентирующие эффективность тормозной системы лесной машины.

Приложение 1

Нормативные документы регламентирующие требования к лесным машинам

СТБ 1342-2002 Устойчивое лесопользование и лесопользование. Машины для рубок леса. Общие технические требования.

СТБ 1592-2005 Устойчивое лесопользование и лесопользование. Машины лесохозяйственные.

ГОСТ 29008-91. Машины для лесного хозяйства мобильные и самоходные. Термины и определения.

ТКП 282-2010 (02150). Сельскохозяйственная техника. Надежность. Порядок определения показателей.

ТКП 284-2010 (02150) Сельскохозяйственная техника. Надежность. Оценка приспособленности к техническому обслуживанию.

ГОСТ 28305-89. Машины и тракторы сельскохозяйственные и лесные. Правила приемки на испытания.

ГОСТ ISO 8083-2011 Машины для леса. Устройства защиты от падающих предметов. Технические требования и методы испытаний.

ТР ТС 010/2011 О безопасности машин и оборудования.

ГОСТ ISO 11850-2011. Машины для леса самоходные. Требования безопасности.

СТБ ISO 8082-2004 Машины лесозаготовительные, тракторы лесопромышленные и лесохозяйственные. Устройства защиты при опрокидывании. Технические требования и лабораторные испытания.

ГОСТ ISO 5700-2013 Тракторы для сельскохозяйственных работ и лесоводства. Устройства защиты при опрокидывании (ROPS). Метод статических испытаний и условия приемки.

ГОСТ ISO 3463-2013. Тракторы для сельскохозяйственных работ и лесоводства. Устройства защиты при опрокидывании (ROPS).

ГОСТ ISO 8083-2011 Машины для леса. Устройства защиты от падающих предметов. Технические требования и методы испытаний (FOPS).

СТБ ИСО 11169-2001. Тракторы лесопромышленные и лесохозяйственные колесные, машины лесозаготовительные и лесохозяйственные колесные. Требования к эффективности и методы испытаний тормозных систем.

ГОСТ 31595-2012. Погрузчики леса. Оборудование рабочее манипуляторного типа. Общие технические условия.

СТБ ISO 15078-2006. Машины для лесного хозяйства. Погрузчики леса. Расположение и порядок перемещения двурычажных органов управления.

ГОСТ 26025-83. Машины и тракторы сельскохозяйственные и лесные. Методы измерения конструктивных параметров.

ГОСТ 28305-89. Машины и тракторы сельскохозяйственные и лесные. Правила приемки на испытания.

ГОСТ 31316-2006. Вибрация. Лабораторный метод оценки вибрации, передаваемой через сиденье оператора машины. Тракторы сельскохозяйственные колесные.

ГОСТ 15594-80. Лесопогрузчики челюстные гусеничные перекидного типа. Технические условия.

ГОСТ 28957-91. Машины для лесного хозяйства. Лебедки. Технические требования.

ГОСТ 29009-91 Машины для лесного хозяйства. Лебедки. Классификация и номенклатура.

ГОСТ 31593-2012. Машины и оборудование для нижних лесопромышленных складов. Требования безопасности. Методы контроля.

ГОСТ 31594-2012 Машины лесозаготовительные, тракторы лесопромышленные и лесохозяйственные. Методы контроля требований безопасности.

Приложение 2

Технические характеристики лесозаготовительных машин и применяемого в них технологического оборудования

Таблица П2.1

Основные технические характеристики харвестерных головок

Модель харвестерной головки	Масса харвестерной головки, кг	Максимальный диаметр обрезаемых сучьев, м	Максимальная скорость обрезки сучьев, м/с	Максимальный спиливаемый диаметр дерева, м	Максимальное усилие протаскивания, кН
Hahn (HGS 140)	840	0,42	3,4	0,61	26
Hahn (HGS 160)	931	0,46	3,4	0,61	33
Hants (Viking 525)	1000	0,60	5,0	0,64	27
Hants (Viking 650)	1200	0,70	5,0	0,80	29
John Deere (745)	780	0,62	6,0	0,75	25
John Deere (H745)	950	0,62	6,0	0,75	28
John Deere (758 HD)	1140	0,71	6,0	0,83	30
John Deere (H480)	1200	0,71	6,0	0,83	30
John Deere (H270)	1310	0,65	6,0	0,83	34
John Deere (H290)	1850	0,75	6,0	0,83	41
John Deere (HTH240)	700	0,24	6,0	0,59	21
Kesla (18RHS)	430	0,46	5,0	0,46	14
Kesla (18RH)	430	0,46	5,0	0,46	18
Kesla (20RHS)	561	0,51	5,0	0,51	15
Kesla (20RH)	570	0,51	5,0	0,51	18
Kesla (25RHS)	795	0,64	5,6	0,64	19
Kesla (25RH)	795	0,64	5,0	0,64	23
Kesla (30RHS)	1407	0,76	5,0	0,71	27
Kesla (30RH)	1407	0,76	4,3	0,71	30
Kerik (3.3M)	3269	0,76	3,7	0,74	98
Kerik (5.5M)	3541	0,76	3,7	0,74	98
Keto/Quadco (51)	400	0,39	5,5	0,61	15
Keto/Quadco (51LD4)	495	0,39	5,5	0,61	15
Keto/Quadco (100)	558	0,50	5,5	0,61	24
Keto/Quadco (100LD4)	681	0,50	5,5	0,61	24
Keto/Quadco (150HS)	808	0,60	5,0	0,64	30
Keto/Quadco (150HD4)	1040	0,60	5,0	0,64	30
Keto/Quadco (600TS)	1498	0,70	4,5	0,75	36
Woody 50	1135	0,56	4,6	0,66	27
Woody 60	1362	0,66	4,6	0,76	41
Pierce Pacific (Titan22)	2134	0,61	5,2	0,61	38

Ponsee (H53)	849	0,52	4,0	0,64	18
Ponsee (H60BW)	999	0,64	6,1	0,75	24
Ponsee (HW60)	999	0,64	5,2	0,64	18
Ponsee (H60E)	899	0,64	4,9	0,75	24
Ponsee (H73)	1153	0,71	5,0	0,82	24
Ponsee (H8)	1301	0,74	5,2	0,82	30
Prentice (PE 41)	895	0,55	5,0	0,64	21
Prentice (PE 42)	973	0,55	5,0	0,64	21
Prentice (PE 44)	1378	0,65	5,0	0,75	23
Prentice (PE 50)	1458	0,85	5,0	1,00	27
Prentice (PD 46)	1497	0,56	4,0	0,83	33
Prentice (PD 57)	1905	0,66	5,0	0,92	33
ProMax/LogMax 4000	661	0,51	4,2	0,59	20
ProMax/LogMax5000C	949	0,55	4,2	0,75	20
ProMax/LogMax 6000	1317	0,65	4,0	0,75	28
ProMax/LogMax7000B	1591	0,69	5,2	0,80	39
ProMax/LogMax 9000	1748	0,79	5,2	0,80	42
Risley (Rolly 2)	3269	0,61	5,5	0,61	39
Risley (Cobra)	3269	0,61	5,5	0,61	39
Tigercat (TH575)	2361	0,70	6,0	0,70	39
Komatsu Forest (350)	953	0,52	5,0	0,65	25
Komatsu Forest (360.2)	1246	0,60	5,0	0,65	28
Komatsu Forest (370.2)	1471	0,64	5,0	0,70	31
Komatsu Forest (370E)	1603	0,64	5,0	0,70	31
Quadco WH50	951	0,52	5,0	0,60	25
Quadco WH60	1246	0,52	5,0	0,65	25
Quadco WH70	1471	0,60	5,0	0,70	31
Quadco WH75	1601	0,60	5,0	0,70	31
Quadco WH95	2020	0,60	5,5	0,61	35
Quadco WH105	2706	0,64	5,5	0,74	40
AFM 45 L	760	0,35	5,5	0,48	22
AFM 45 Corona	850	0,35	5,5	0,50	22
AFM 50 L	790	0,40	5,5	0,51	22
AFM 50 Corona	890	0,40	5,5	0,51	22
AFM 58 Husky	1460	0,55	6,0	0,65	25
AFM 60 L	1150	0,55	6,0	0,65	25
AFM 60	1400	0,55	6,0	0,65	25
AFM 75	1950	0,75	5,0	0,75	32
AFM 85 Magnum	2900	0,78	5,0	1,00	50
Silvatec 235 MD35	615	0,35	4,0	0,54	18
Silvatec 335 MD40	862	0,40	5,0	0,64	19
Silvatec 665 MD70	2355	0,70	4,0	0,80	41
Silvatec 450	1024	0,50	5,0	0,55	29
Silvatec 560	1350	0,60	5,0	0,63	37

Таблица П 2.2

Технические характеристики харвестеров

Марка харвестера	Ко-лесная формула	Сна-ряжен-ная масса, кг	Мощ-ность дви-гате-ля, кВт	Манипулятор	Вылет, м	Грузо-вой момент, кН·м	Пово-ротный момент, кН·м	Харвестерная головка
Valmet 941.1	6K6	23500	210	CRH 24	10	273	51	Komatsu 370.2
Valmet 941.1	6K6	23500	210	CRH 24	8,1	273	51	Komatsu 370 E
Valmet 931.1	6K6	19400	193	CRH 22	9,8	217	47	Komatsu 360.2
Valmet 931.1	6K6	19400	193	CRH 22	9,8	217	47	Komatsu 365
Valmet 911.5	4K4	16100	170	CRH 18	10	186	40,8	Komatsu 350.1
Valmet 911.5	6K6	17300	170	CRH 18 DT	11	186	40,8	Komatsu 360.2
Tigercat 1135	6K6	15000	170	H125P90T	9,3	125	-	Kesla RH20
Logset 4H	4K4	11000	108	Loglift L181V	8,3	138	-	Logset 5L/6L
Logset 5H	6K6	14000	125	Loglift L181V	8,3	138	-	Logset 5L/6L
Logset 6H	6K6	17500	150	Loglift L220V	10	188	-	Logset 6L/7L
Logset 8H	6K6	18000	179	Loglift L220V	10	188	-	Logset 6L/7L
Logset 10H	8K8	22000	220	Loglift L280V	11	280	-	Logset 8L/8X
Ecolog 550D	4K4	17000	190	-	11,5	230	38	LogMax 4000/5000
Ecolog 560D	6K6	18600	190	-	11,5	255	38	
Ecolog 570D	4K4	18000	205	-	11,5	255	38	
Ecolog 580D	6K6	19700	205	-	11,5	270	38	LogMax 5000/8000
Ecolog 590D	6K6	20500	240	-	11,5	310	48	LogMax 6000/7000
Rottne H-8	4K4	8500	116	RK50	7	80	12	EGS 405
Rottne H-14	6K6	19500	168	RK140	10,3	202	36	EGS 590
Rottne H-20	6K6	23000	187	RK200	10	254	40	EGS 700
Ponsse Ergo	6K6	16900	145	C33	10,3	228	38	H7
Ponsse Beaver	6K6	13900	129	HN200	10,3	190	35	H60
Ponsse Bear	6K6	23500	240	C55	11	255	50	H8
Ponsse Fox	8K8	18200	145	C22	10,3	180	35	H53
Sampo Rosenlew 1046X	4K4	8500	73,5	-	7,1	52	16	Keto 51/Kesla 18RH
Sampo Rosenlew 1066	4K4	13000	129	-	10,5	150	40	Kesla 20RH/25 RH
JD 1070E	6K6	15500	136	180S	8,6	143	38	H752HD
JD 1170E	6K6	17900	145	CH6	10	165	45	H752HD
JD 1270E	6K6	19250	170	CH7	8,6	197	50	H752HD
JD 1470E	6K6	20700	190	CH8	8,6	210	55	H290
Амкодор 2531	4K4							Kesla 18RH
Амкодор 2541	4K4	13100	132	Kesla 1395H	9,5	132	25	Kesla 20RH
Амкодор 2551	6K6	15500	132	Kesla 1395H	9,5	132	25	Kesla 25RH

Приложение 3

Технические характеристики движителей

Таблица П 3.1

Технические характеристики шин

Обозначение шины	Индекс нагрузки, символ скорости	n	R, мм	Максимальная допустимая нагрузка на шину и давление в шине, соответствующее этой нагрузке		Минимально допустимое давление в шине и максимальная нагрузка, соответствующая этому давлению		Максимальная скорость, км/ч
				Нагрузка, кг	Давление, кПа	Давление, кПа	Нагрузка, кг	
Диагональные шины								
9.5-32	110A6	6	590	1065	210	80	605	30
	117A6	8	590	1285	280	80	605	30
9.5-42	116A6	6	725	1250	210	80	710	30
11.2-20	114A6	8	460	1180	210	100	765	30
11.2-28	112A6	6	567	1120	180	80	695	30
	118A6	8	567	1320	240	80	695	30
13.6-20	121A6	8	490	1450	170	80	1010	30
14.9-30	126A6	6	650	1700	140	100	1375	30
	131A6	8	650	1950	180	100	1375	30
15.5-38	128A6	6	738	1800	140	100	1450	30
	133A6	8	738	2060	180	100	1450	30
	138A6	10	738	2360	230	100	1450	30
18.4-24	136A6	8	623	2240	140	110	1945	30
18.4/78-30	134A6	6	693	2120	110	100	2005	30
	139A6	8	693	2430	140	100	2005	30
	145A6	10	693	2900	180	100	2005	30
18.4-34	137A6	6	750	2300	110	100	2130	30
	142A6	8	750	2650	140	100	2130	30
18.4-38	139A6	6	800	2430	110	100	2250	30
	143A6	8	800	2725	140	100	2250	30
30.5L-32	162A6	12	840	4750	140	110	4100	30
Радиальные шины								
9,5R32	112A8	-	579	1120	160	60	730	40
9,5R42	118A6	-	720	1320	240	80	690	30
11.2R20	111A8	-	450	1090	160	80	700	40
	120A8	-	450	1400	240	80	700	40
11.R28	116A6	-	552	1250	160	80	840	40
11.R32	117A8	-	595	1285	160	60	820	40

Продолжение таблицы ПЗ.1

11.2R42	126A6	-	740	1700	240	80	895	30
12.4R28	121A8	-	578	1450	160	80	970	40
13.6R20	120A8	-	480	1400	160	80	1020	40
13.6R38	126A8	-	717	1800	160	80	1150	40
420/70R24	130A8	-	540	1900	160	60	1250	40
14.9R30	129A8	-	640	1850	160	80	1240	40
15.5R38	134A8	-	730	2120	160	80	1420	40
480/70R24	138A8	-	595	2360	160	60	1550	40
16.9R30	137A8	-	680	2300	160	80	1540	40
480/70R30	141A8	-	666	2575	160	60	1700	40
16.9R34	139A8	-	720	2430	160	80	1560	40
480/70R34	143A8	-	716	2725	160	60	1800	40
16.9R38	141A8	-	770	2575	160	60	1300	40
480/70R38	145A8	-	770	2900	160	60	1900	40
18.4R24	139A8	-	620	2430	160	60	1580	40
18.4R26	140A8	-	646	2500	160	60	1630	40
18.4R30	142A8	-	700	2650	160	80	1775	40
18.4R34	144A8	-	750	2800	160	60	1830	40
	157A8		750	4125	320	60	1830	40
18.4R38	146A8	-	855	3000	160	60	1950	40
18.4R42	148A8	-	855	3150	160	80	2110	40
21.3R24	140A6	-	640	2500	160	100	1900	30
23.1R26	148A8	-	715	3150	120	60	2360	40
	166A8		715	5300	320	60	2360	40
620/75R26	153A8	-	711	3650	160	60	2360	40
	166A8		711	5300	320	60	2360	40
30.5LR32	167A8	-	830	5450	160	60	3200	40

*- расшифровка обозначений для шин диагональной и радиальной конструкции:

- 11.2-20 или 12.4R28 шины обычного профиля,

- 18.4/78-30 или 30.5L-32 или 480/70R38 – низкопрофильные,

- 31x15.5R16 – широкопрофильные,

где 11.2; 12.4; 18.4; 30.5; 15.5 – условное обозначение номинальной ширины профиля, дюйм;

31 – условное обозначение номинального наружного диаметра, дюйм;

480 – обозначение номинальной ширины профиля, мм;

78; 70 – номинальное отношение высоты к ширине профиля, %;

R – обозначение радиальной шины; L – обозначение низкопрофильной шины;

20;28;30;32;38;16 – условные обозначения номинального посадочного диаметра обода, дюйм.

Приложение 4

Геометрические параметры базовых шасси и технологического оборудования лесовозных автопоездов

Таблица П 4.1

Базовые шасси лесовозных автопоездов

Тип автомобиля	Двухосные тягачи и автомобили	Трехосные тягачи и автомобили
Сортиментовозы		
Седельные тягачи		
Лесовозные тягачи		

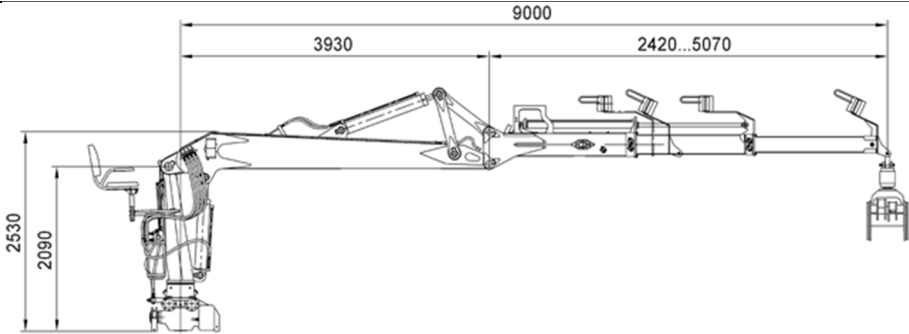
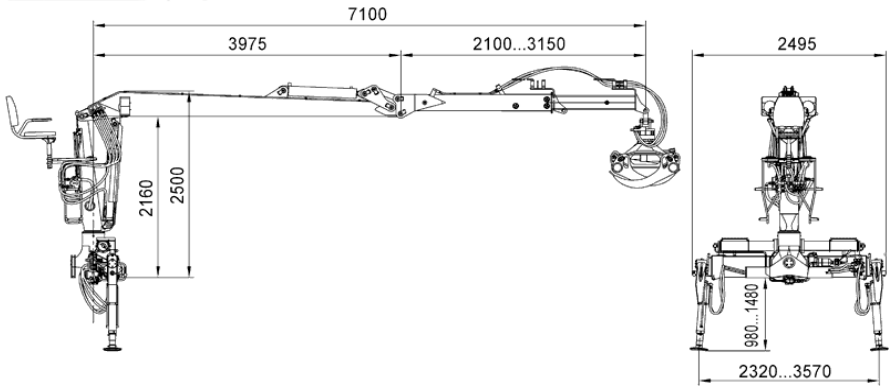
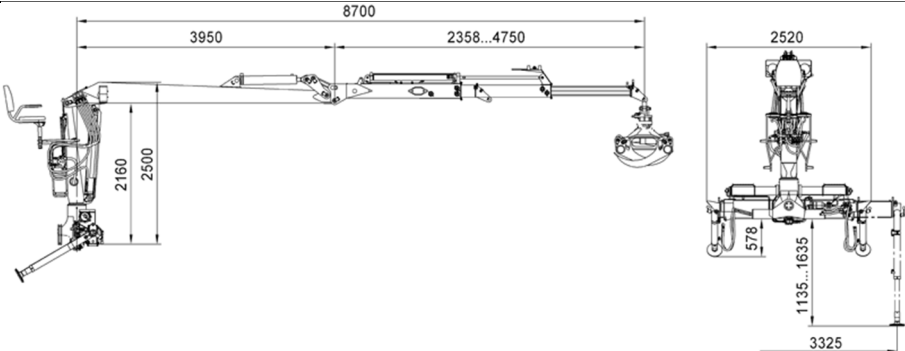
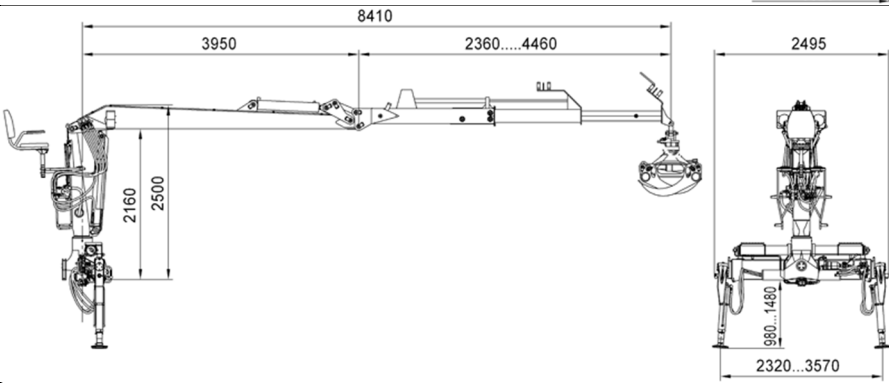
Таблица П4.2

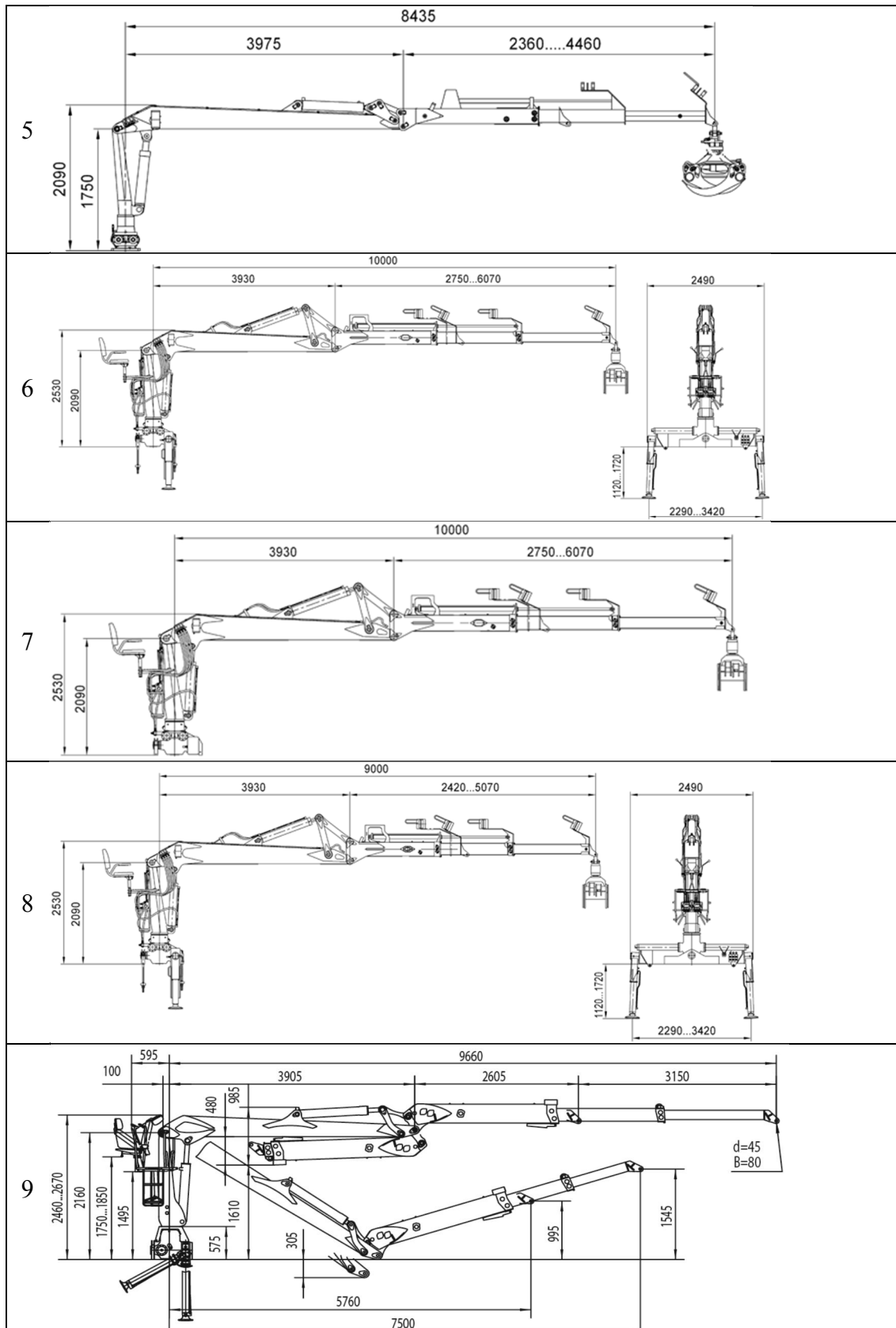
Прицепы и полуприцепы

Прицеп-ропуск	
---------------	--

Прицеп двухосный	
Прицеп трехосный	
Полуприцеп одноосный	
Полуприцеп двухосный	
Полуприцеп трехосный	

Манипуляторы для сортиментовозов

№ п.п.	Геометрические параметры манипуляторов
1	 Side view dimensions: 9000 (total length), 3930 (first segment), 2420...5070 (second segment), 2530 (height to joint), 2090 (height to base).
2	 Side view dimensions: 7100 (total length), 3975 (first segment), 2100...3150 (second segment), 2495 (height to joint), 2160 (height to base), 2500 (height to joint). Top view dimensions: 2495 (width), 980...1480 (width of base), 2320...3570 (width of base).
3	 Side view dimensions: 8700 (total length), 3950 (first segment), 2358...4750 (second segment), 2520 (height to joint), 2160 (height to base), 2500 (height to joint). Top view dimensions: 2520 (width), 578 (width of base), 1135...1635 (width of base), 3325 (width of base).
4	 Side view dimensions: 8410 (total length), 3950 (first segment), 2360...4460 (second segment), 2495 (height to joint), 2160 (height to base), 2500 (height to joint). Top view dimensions: 2495 (width), 980...1480 (width of base), 2320...3570 (width of base).



Литература

1. Жуков, А.В. Мелиоративные, строительные и лесные тракторы: Учеб. пособие / А.В. Жуков [и др.]; под ред. А.В. Жукова. – Минск.: Ураджай, 1989. – 335 с.
2. Жуков, А.В. Теория лесных машин. Учебное пособие для студентов ВУЗов. / А.В. Жуков. – Мн.: БГТУ, 2001. – 640 с.
3. Пищов, С.Н. Использование комбинированного типа движителя для погрузочно-транспортных машин в условиях Республики Беларусь. / С.Н. Пищов, А.Р. Гороновский, С.А. Голякевич // Механика – машиностроению: сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф. «Инновации в машиностроении» и VI Международного симпозиума по трибофатике МСТФ 2010 ОИМ НАН Беларуси, Минск, 26–29 окт. 2010 г. / ОИМ НАН Беларуси; редкол.: М.С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2010. – С. 212–214.
4. Зарубин, В.С. Математическое моделирование в технике: Учеб. для вузов / В.С. Зарубин: под ред. В.С. Зарубина, А.П. Крищенко. – 2-е изд., стереотип. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 496 с.
5. Алексеев, А.П. Исследование энергетических показателей стационарных сучкорезных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / А.П. Алексеев. – Моск. лесотехн. ин-т. – М., 1968 – 28 с.
6. Drive and Control Systems for Forestry Machines. From the Gear Pump to Electronic Harvester Management [Electronic resource]. Boschrexroth. – Mode of access: **Ошибка! Недопустимый объект гиперссылки.** sub_websites/brus_brh_m/en/Documentation_and_Resources/9_brochures_and_catalogs/a_downloads/re98057.pdf. –Date of access :14.05.2012.
7. Федоренчик, А.С. Харвестеры: Учеб. пособие / А.С. Федоренчик, И.В. Турлай. – Мн.: БГТУ, 2002. – 172 с.
8. Бутенин, Н.В. Курс теоретической механики. Том 2 Динамика / Бутенин Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М.: Наука – 1971. – 464 с.
9. Мирошников, В.С. Справочник таксатора / В.С. Мирошников [и др.]; под общ. ред. В.С. Мирошникова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск: Ураджай, 1980. – 360 с.
10. Альгин, В.Б. Технологические и эксплуатационные методы обеспечения качества машин / В. Б. Альгин [и др.]; под общ. ред. П. А. Витязя. – Минск. Беларус. навука, 2010. – 109 с.
11. ГОСТ 25.504-82 Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости.

12. Шмелёв, А.В. Совершенствование методов схематизации случайных процессов нагружения и расчета усталостной долговечности несущих конструкций грузовых автомобилей: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / БНТУ. – Минск, 2010 – 22 с.

13. Трощенко, В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Том 1 / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский // Киев: Наукова думка, 1987

14. Трощенко, В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов Том 2/ В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский // Киев: Наукова думка, 1987

15. Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций Нац. акад. наук Беларуси, Ин-т механики машин, Изд. при финанс. поддержки Белорус. республ. фонда фундам. исслед. - Минск: УП Арти-Фекс, 2002. – 186 с.

16. Солодов А.П. MathCAD. Дифференциальные модели/ Солодов А.П., В.Ф. Очков // М.: Издательство МЭИ, 2002. – 239 с

17. Инженерный анализ в Ansys Workbench: Учебное пособие / В.А. Буряка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова, Н.А. Глазунова, И.Е. Адеянов. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.

18. Клоков, Д.В. Обоснование параметров и оценка динамических показателей лесной колесной погрузочно-транспортной машины: дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Д.В. Клоков – Минск, 2001. – 166 л.

19. Алексеев, А.П. Исследование энергетических показателей стационарных сучкорезных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / А.П. Алексеев. – Моск. лесотехн. ин-т. – М., 1968 – 28 с.

Учебное издание

Голякевич Сергей Александрович
Гороновский Андрей Романович

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕСНЫХ МАШИН И
СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО
ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Учебно-методическое пособие

Редактор

Подписано в печать .2015. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. .
Тираж 75 экз. Заказ .

Издательство и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготови-
теля, распространителя печатных изданий
№ 1/227 от 20.03.2014
ЛП № 02330/12 от 30.12.2013.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, Минск.