

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**С. А. Голякевич, В. Н. Лой,
А. Р. Гороновский**

ЛЕСОТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

Рекомендовано
учебно-методическим объединением по образованию
в области природопользования и лесного хозяйства в качестве
учебно-методического пособия для студентов
учреждений высшего образования по специальностям
1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса»,
1-46 01 01 «Лесная инженерия и логистическая
инфраструктура лесного комплекса»

Минск 2021

УДК 630*37:004(075.8)
ББК 43.904я73
Г63

Рецензенты:
кафедра «Механика материалов и деталей машин»
УО «Белорусский государственный аграрный
технический университет» (заведующий кафедрой кандидат
технических наук, доцент *В. Н. Основин*);
заместитель директора по научной работе
ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»
кандидат технических наук *А. В. Шмелев*

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.
Г63 Лесотранспортные машины : учеб.-метод. пособие для студентов специальностей 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса», 1-46 01 01 «Лесная инженерия и логистическая инфраструктура лесного комплекса» / С. А. Голякевич, В. Н. Лой, А. Р. Гороновский. – Минск : БГТУ, 2021. – 112 с.
ISBN 978-985-530-928-5.

В пособии рассмотрены вопросы обоснования выбора мощности и типа двигателя, параметров технологического оборудования лесотранспортных машин. Проанализированы кинематические схемы ведущих агрегатов трансмиссии лесотранспортных машин, методики тягово-скоростных расчетов и анализа тяговых свойств.

Предназначено для студентов специальностей 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса», 1-46 01 01 «Лесная инженерия и логистическая инфраструктура лесного комплекса». Издание будет полезно также магистрантам, аспирантам, сотрудникам научно-исследовательских институтов и инженерно-техническим работникам предприятий лесного машиностроения.

УДК 630*37:004(075.8)
ББК 43.904я73

ISBN 978-985-530-928-5

© «УО Белорусский государственный технологический университет», 2021
© Голякевич С. А., Лой В. Н.,
Гороновский А. Р., 2021

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	5
МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ	7
1. ОЦЕНКА УСЛОВИЙ ДВИЖЕНИЯ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН	9
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ.....	13
3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ	20
3.1. Скоростные характеристики двигателей внутреннего сгорания без электронных систем управления	21
3.2. Особенности построения внешней скоростной характеристики двигателя с электронным управлением подсистемой подачи топлива	25
3.3. Построение механической характеристики электродвигателя	27
4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИИ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ	31
4.1. Общие сведения о трансмиссиях лесотранспортных машин.....	31
4.2. Гидромеханические трансмиссии с гидродинамическими передачами	33
4.3. Гидромеханические трансмиссии с гидрообъемными передачами	38
4.4. Выбор параметров механических силовых передач.....	42
4.4.1. Определение общих передаточных чисел трансмиссий	42
4.4.2. Расчет параметров сцепления	45
4.4.3. Коробки передач	47
4.4.4. Раздаточные коробки	51
4.4.5. Карданные передачи	52
4.5. Главные передачи	56
4.6. Полуоси, колесные и бортовые редукторы	56

5. ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИК ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ	60
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	65
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	74
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	83
ПРИЛОЖЕНИЕ 4	86
ПРИЛОЖЕНИЕ 5	87
ПРИЛОЖЕНИЕ 6	90
ПРИЛОЖЕНИЕ 7	91
ПРИЛОЖЕНИЕ 8	96
ПРИЛОЖЕНИЕ 9	97
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	111

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов лесного профиля специальностей 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса», 1-46 01 01 «Лесная инженерия и логистическая инфраструктура лесного комплекса» и соответствует требованиям многоуровневой подготовки специалистов с высшим техническим образованием.

Цель изучения дисциплины «Лесотранспортные машины» – получение знаний о конструкциях узлов, агрегатов и систем лесотранспортных машин, освоение методов расчета и навыков обоснованного выбора их параметров.

Пособие посвящено выбору и обоснованию ведущих параметров двигателей и трансмиссий лесотранспортных машин. Студентам предлагаются задания для расчета лесотранспортных машин различного назначения: на операциях первичной транспортировки древесины на лесосеках – это трелевочные трактора, оснащенные канатно-чокерным технологическим оборудованием, пачковыми клещевыми захватами или гидрозажимными кониками, предназначенные для трелевки хлыстов или деревьев, либо форвардеры, транспортирующие сортименты; на этапе вывозки заготовленной древесины потребителю – хлыстовозы, сортиментовозы или щеповозы, в том числе в составе автопоездов.

Производство указанных машин в полной мере реализовано отечественными предприятиями лесного машиностроения: ОАО «Минский автомобильный завод», ЗАО «МАЗ-МАН», ОАО «Амкодор», ОАО «Минский тракторный завод», рядом их дочерних предприятий, а также производителями частных форм собственности.

Конструкции лесотранспортных машин отличаются высокой и повышенной проходимостью, обладают хорошими маневренными и тяговыми свойствами, обеспечивают достойные показатели устойчивости и безопасности движения.

При подготовке учебно-методического пособия учтены многолетний опыт кафедры «Лесных машин, дорог и технологий лесопромышленного производства» в области обоснования параметров и проектирования лесотранспортных машин и передовые тенденции мирового лесного машиностроения в области гибридных силовых

приводов, использования электродвигателей в приводах мобильных машин, создания механических трансмиссий с широким диапазоном изменения тяги и скорости движения без разрыва потока мощности на базе предселективных коробок передач. Особое внимание уделено методикам расчета гидромеханических трансмиссий на основе гидростатических и гидродинамических звеньев.

С учетом того, что лесотранспортные машины эксплуатируются в широком диапазоне природно-климатических условий, в пособии изложены основы оценки условий движения таких машин и приведены характеристики сцепления и сопротивления качению колесных и гусеничных движителей.

В приложениях учебно-методического пособия содержится значительный объем данных о технических характеристиках существующих лесотранспортных машин, их прицепного состава и технологического оборудования, дизельных и электрических двигателей, гидротрансформаторов, гидронасосов и гидромоторов, других элементов трансмиссий и движителей. Дополнительно приведены наиболее распространенные кинематические схемы агрегатов трансмиссий и характеристики гидравлических масел, используемых в лесотранспортных машинах. Отмеченные данные не являются исчерпывающими, в связи с чем при подготовке курсовых и дипломных проектов студенты могут использовать иные характеристики агрегатов лесотранспортных машин с обязательной ссылкой на источники данных.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

В курсовом проекте необходимо в зависимости от исходных данных на проектирование выполнить следующее.

1. Изложить назначение проектируемой машины и условия ее работы, выбрать и обосновать предварительную компоновочную схему проектируемой машины и ее технологического оборудования.

2. Определить максимальную мощность и основные размеры двигателя, выбрать тип двигателя и построить графическую характеристику его выходных параметров.

3. Обосновать и выбрать основные узлы трансмиссии и произвести расчет передаточных чисел силовой передачи машины.

4. Выполнить расчет тяговой и динамической характеристики проектируемой машины и провести анализ тяговых свойств.

5. Составить кинематическую схему силовой передачи.

6. Студентам специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» необходимо выполнить компоновочный расчет проектируемой машины, а также разработать в соответствии с заданием на проектирование узла машины и выполнить необходимые расчеты;

7. Студентам специальности 1-46 01 01 «Лесная инженерия и логистическая инфраструктура лесного комплекса» необходимо рассчитать производительность лесотранспортной машины.

Все разделы курсового проекта выполняются в соответствии с рекомендациями, приведенными в данном учебном пособии, методическими указаниями по расчету узлов и агрегатов лесотранспортных машин и указаний по оформлению пояснительных записок и графического материала в дипломном и курсовом проектировании.

Пояснительная записка объемом 35–45 страниц печатного текста излагается в ясной форме на листах формата А4. Она должна включать введение, содержание, реферат, заключение и список литературных источников.

В заключении приводятся основные выводы по каждому разделу пояснительной записки с указанием конкретных данных, полученных при расчетах.

Графический материал оформляется на листах формата А1.

На первом листе выполняются: кинематическая схема трансмиссии проектируемой машины с указанием классификационных признаков агрегатов трансмиссии; скоростная характеристика двигателя или, при наличии трансмиссий с гидравлическими звеньями, выходная характеристика «двигатель + гидравлический агрегат»; тяговая и динамическая характеристика проектируемой машины.

На втором листе графического материала приводится компоновочный чертеж проектируемого узла в нескольких проекциях с указанием габаритных размеров и спецификации.

На третьем листе выполняется детализация проектируемого узла с указанием всех необходимых размеров, допусков, посадок и шероховатостей. Студенты специальности 1-46 01 01 «Лесная инженерия и логистическая инфраструктура лесного комплекса» выполняют только первый лист графического материала.

1. ОЦЕНКА УСЛОВИЙ ДВИЖЕНИЯ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Для первичной оценки физико-механических свойств почвогрунтов как фактора, определяющего условия движения лесных машин, можно использовать их деление на 4 категории (табл. 1.1) в соответствии с несущей способностью согласно *СТБ 1342-2002 (Устойчивое лесопользование и лесопользование. Машины для рубок леса. Общие технические требования)*.

Таблица 1.1

**Характеристики сцепления
и сопротивления качению в условиях лесосек**

Категория	Экологическая группа	Характеристика состояния почвогрунта	Коэффициент сопротивления качению для шин (f)	Коэффициент сцепления для шин (φ)	
				шины высокого давления	шины низкого давления
I	Леса на песчаных и супесчаных почвогрунтах недостаточного и нормального увлажнения	Сухой	0,025–0,035	0,20–0,30	0,22–0,40
		Влажный	0,05–0,15	0,35–0,40	0,4–0,5
II	Леса на песчаных и супесчаных почвогрунтах повышенного увлажнения	Сухой	0,10–0,30	0,20–0,30	0,22–0,40
		Влажный		0,35–0,40	0,40–0,50
III	Леса на суглинистых и глинистых почвогрунтах	Сухой	0,04–0,06	0,40–0,50	0,45–0,55
		Увлажненный до пластического состояния	0,10–0,25	0,20–0,40	0,25–0,40
		Увлажненный до текучего состояния			

Категория	Экологическая группа	Характеристика состояния почвогрунта	Коэффициент сопротивления качению для шин (f)	Коэффициент сцепления для шин (φ)	
				шины высокого давления	шины низкого давления
IV.I	Леса на минеральных глеевых и оторфованных почвогрунтах с мощностью торфа до 50 см	Колесные лесные машины не применяются без дополнительного оснащения. Для гусеничных машин $f = 0,35-0,50$ при $\varphi = 0,60-0,70$			
IV.II	Леса на минеральных болотных почвогрунтах с мощностью торфа > 50 см				

Категории I и II – наиболее благоприятные почвы по условию проходимости лесных машин. Как правило, к ним относятся каменистые хрящеватые, щебенистые и песчаные грунты. Категории III и IV – 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 увлажненности грунта может оказывать существенное влияние на показатели сцепных свойств движителя. Кроме того, следует принимать во внимание, что важной особенностью почвогрунтов в лесу является наличие большого количества сучьев, вершин, тонкомера и подроста, которые выполняют армирующую функцию и повышают его несущую способность. Более подробную информацию о характеристиках почвогрунтов можно получить в источниках [1, 2]. Ориентировочное распределение лесозаготовительных площадей по категориям почвогрунтов в Республике Беларусь следующее: грунты I категории – 7–9%, II категории – 35–37%, III – 33–35%, IV – 22–25%.

Для повышения сцепных свойств колесного движителя на грунтах третьего типа применяется дополнительная оснастка в виде съемных металлических гусениц и цепей. В этом случае коэффициент сцепления повышается до 0,8–1,0, однако коэффициенты сопротивления также возрастают $f = 0,35-0,40$.

В случае движения колесных лесотранспортных машин по лесохозяйственным дорогам и дорогам общего пользования в летний период характеристики сцепления и сопротивления качению движителя устанавливаются с использованием экспериментальных данных, кратко изложенных в табл. 1.2.

При анализе способов транспортировки древесины, в которых пачка полностью либо частично волочится по опорной поверхности, необходимо дополнительно учитывать силы сопротивления ее перемещению. В этом случае коэффициенты сопротивления волочению пачки хлыстов для сухого летнего периода находятся в пределах 0,4–0,6, для зимнего периода – 0,3–0,5; при движении по увлажненной поверхности летом – 0,6–0,8, а при рыхлом снеге зимой – 0,5–0,7.

Отдельного внимания заслуживает движение машин в зимний период, когда существенные изменения в характеристики условий движения вносят отрицательные температуры и наличие снежного покрова (табл. 1.3).

Таблица 1.2

Характеристики сцепления и сопротивления качению колесного движителя в условиях движения по лесохозяйственным дорогам и дорогам общего пользования

Поверхность движения	Состояние опорной поверхности	Коэффициент сопротивления качению шин (f)	Коэффициент сцепления шин (φ)
Асфальт	Сухой	0,012–0,018	0,70–0,80
	Мокрый		0,40–0,50
	Мокрый с грязью		0,20–0,30
Гравийная дорога	Сухая	0,020–0,025	0,40–0,50
	Мокрая		0,30–0,40
Грунтовая дорога	Сухая укатанная	0,025–0,035	0,50–0,60
	После дождя	0,05–0,15	0,20–0,40
	При распутице	0,15–0,30	0,15–0,30

Таблица 1.3

Характеристики сцепления и сопротивления качению колесного движителя в зимний период

Поверхность движения	Коэффициент сопротивления качению (f)	Коэффициент сцепления (φ)
Сухая снежная укатанная дорога	0,030–0,035	0,20–0,30

Поверхность движения	Коэффициент сопротивления качению (f)	Коэффициент сцепления (φ)
Мокрая снежная укатанная дорога	0,025–0,030	0,10–0,15
Снежная целина	0,200–0,350	0,15–0,20
Оледенелая дорога	0,020–0,025	0,10–0,15

Наряду с физико-механическими свойствами почвогрунтов на сопротивление движению лесных машин существенное влияние оказывают макро- и микронеровности поверхности. Известно, что величины руководящих подъемов на лесных дорогах, проложенных в равнинной и холмистой местности, достигают 70 и 90% соответственно [2]. Крутизна склонов на лесосеках Республики Беларусь в 92% случаев находится в пределах 0–10° [2, с. 156]. 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 – 2,5–6,0 см, для пасечных волоков – 5,0–8,2 см.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Рассмотренные условия эксплуатации существенно влияют на саму возможность движения лесотранспортной машины, которая определяется как способностью движителя машины развить требуемую касательную силу тяги P_k на данной поверхности.

Математическая запись этого условия имеет следующий вид:

$$\sum P_{\text{сопр}} \leq P_k \leq P_{\phi}, \quad (2.1)$$

где $\sum P_{\text{сопр}}$ – сумма сил сопротивления движению, действующих на лесотранспортную машину, Н; P_k – касательная сила тяги, которая может быть получена на движителе машины с учетом режимов работы двигателя и трансмиссии, Н; P_{ϕ} – сила сцепления движителя с опорной поверхностью, Н.

Суммарная сила сопротивления движению лесотранспортной машины определяется из уравнения тягового баланса:

$$\sum P_{\text{сопр}} = P_f \pm P_i \pm P_j + P_w + P_{\text{кр}}, \quad (2.2)$$

где P_f, P_i, P_j, P_w – силы сопротивления качения, уклона, инерции, воздушной среды (становится значимой при скорости движения более 25 км/ч), Н; $P_{\text{кр}}$ – силы, приложенные к лесотранспортной машине через ее сцепные устройства, Н.

Анализ зависимостей (2.1) и (2.2) показывает, что движение транспортной системы возможно при следующих условиях:

1. Сумма сил сопротивления $\sum P_{\text{сопр}}$ не превосходит по своей величине значения свободной силы тяги $P_a = P_k - P_w$, которую машина способна развить.

2. Сила тяги P_a , подводимая к ведущим органам, не превышает силы P_{ϕ} , ограничиваемой по сцеплению.

3. При $P_a > \sum P_{\text{сопр}}$ и отсутствии ограничений по сцеплению ($P_{\phi} > P_a$) обеспечивается ускоренное движение.

4. Для движения с равномерной скоростью при переменной величине $\sum P_{\text{сопр}}$ необходимо изменять форсировку двигателя изменением подачи топлива автоматически (с помощью регулятора, электронного

блока управления впрыском и др.) или вручную (дроссельной заслонкой) в соответствии с изменением $\sum P_{\text{сопр}}$ так, чтобы $P_a = \sum P_{\text{сопр}}$.

Для наиболее характерных способов транспортировки древесины расчетные формулы для нахождения касательной силы тяги P_k будут иметь следующий вид:

– при транспортировке тягачом с полуприцепом (прицепом-ропуском)

$$\sum P_{\text{сопр}} = (G + Q_1)(f_1 + i) + (G_{\text{пр}} + Q_2)(f_2 + i) + \frac{k_b FV^2}{13}; \quad (2.3)$$

– при транспортировке в полупогруженном состоянии

$$\sum P_{\text{сопр}} = (G + Q_1)(f_1 + i) + Q_2(f_2 + i); \quad (2.4)$$

– при транспортировке автопоездами (тягач + прицеп) или форвардерами

$$\sum P_{\text{сопр}} = G_a(f_1 + i) + \frac{k_b FV^2}{13}, \quad (2.5)$$

где G – вес тягача, Н; Q_1 – вес части пакета, размещенной на тягаче, Н; Q_2 – вес части пакета, размещенной на прицепе или волочащейся по земле, Н; $G_{\text{пр}}$ – вес прицепа (полуприцепа), Н; f_1 – коэффициент сопротивления качению тягача; f_2 – коэффициент сопротивления качению прицепа или скольжению волочащейся части пачки; i – коэффициент уклона дороги или волока (при малых углах подъема $i = \text{tg}\alpha \approx \sin\alpha$); k_b – коэффициент обтекаемости ($k_b = 0,6-0,7$); F – площадь лобовой проекции лесотранспортной машины, м² ($F = 7,5-8,5$ м²); V – скорость движения транспортной системы, км/ч; G_a – общий вес транспортной системы, Н, определяемый по формуле

$$G_a = G + G_{\text{пр}} + Q, \quad (2.6)$$

где Q – полный вес транспортируемой пачки древесины, Н, определяемый по выражению

$$Q = \rho_c g \xi_{\text{п}} V_{\text{п}}, \quad (2.7)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; ρ_c – средняя плотность стволовой древесины, кг/м³; $V_{\text{п}}$ – объем транспортируемой пачки древесины, пл. м³.

Плотность свежесрубленной древесины зависит от породы дерева и его диаметра. При расчетах пользуются средневзвешенным значением

плотности стволовой древесины: ели – 770 кг/м³, сосны – 820 кг/м³, березы – 920 кг/м³, осины – 780 кг/м³; щепы – 150–200 кг/нас.м³.

В формуле (2.7) величина $V_{\text{п}}$ подставляется в плотных кубических метрах. Это означает, что объем $V_{\text{п}}$ полностью заполнен древесиной с плотностью $\rho_{\text{с}}$. На практике при обмере воя или штабеля объем древесины устанавливают в складочных метрах, т. е. с учетом пустот между отдельными сортиментами или хлыстами. Поэтому для расчета по формуле (2.7) складочные кубические метры предварительно переводятся в плотные (без коры и пустот) путем умножения их на соответствующий коэффициент полнодревесности $\xi_{\text{п}}$:

- лесоматериалы круглые диаметром от 3 до 6 см – 0,5;
- лесоматериалы круглые диаметром от 6 до 14 см – 0,7;
- лесоматериалы круглые диаметром от 14 см и более – 0,8;
- хворост неочищенный длиной от 4 до 6 м – 0,2;
- хворост неочищенный длиной от 2 до 4 м – 0,12;
- хмыз (сучья, ветки) и хворост длиной до 2 м и диаметром до 2 см – 0,1;
- валежник – 0,7.

В зависимости от способа транспортировки вес пачки древесины Q может быть по-разному распределен по лесотранспортной машине. Так, при транспортировке колесными тракторами или тягачами с прицепами-ропусками хлыстов (дереьев) в полупогруженном (полуподвешенном) состоянии:

- комлевой частью вперед

$$Q_1 = \frac{2}{3} Q, \quad Q_2 = \frac{1}{3} Q; \quad (2.8)$$

- комлевой частью назад

$$Q_1 = \frac{1}{3} Q, \quad Q_2 = \frac{2}{3} Q; \quad (2.9)$$

- в разнокомелицу

$$Q_1 = Q_2 = \frac{1}{2} Q. \quad (2.10)$$

При транспортировке гусеничными тракторами хлыстов в полупогруженном состоянии вне зависимости от положения комлевой части:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{1}{2} Q. \quad (2.11)$$

Коэффициенты сопротивления движению f_1 и f_2 в зависимости от типа дороги, способа транспортировки, типа тягача и подвижного состава выбираются из табл. 1.1–1.3.

При вывозке древесины автопоездом коэффициенты сопротивления качению тягового и прицепного звеньев условно равны $f_1 \cong f_2$. Коэффициент f_2 сопротивления перемещению волочащейся части пачки деревьев (хлыстов) при трелевке в полупогруженном положении в зимний период года составляет 0,30–0,45, в летний – 0,4–0,8.

Вес прицепа, полуприцепа (прицепа-ропуски) выбирается из прил. 1 по величине потребной грузоподъемности полуприцепа Q_2 .

Реализуемая движителем касательная сила тяги ограничена предельной величиной силы его сцепления с опорной поверхностью P_ϕ , которая определяется по выражению

$$P_\phi = G_{\text{сц}} \phi, \quad (2.12)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес машины, Н; ϕ – коэффициент сцепления движителя с опорной поверхностью (выбирается из табл. 1.1–1.3).

Сцепной вес лесотранспортной машины $G_{\text{сц}}$ – это вес, приходящийся на ее ведущие колеса (гусеницы). Для полноприводных лесотранспортных машин и гусеничных тракторов сцепной вес численно равен сумме веса тягача и части пачки древесины, приходящейся на него. Для неполноприводных лесотранспортных машин $G_{\text{сц}}$ равен сумме опорных реакций только под ведущими (приводными) колесами.

Для определения опорных реакций следует составить расчетную схему, соответствующую типу выбранной машины и ее колесной формуле.

Рассмотрим общий случай нахождения величины сцепного веса груженого неполноприводного форвардера (рис. 2.1), имеющего привод колес только к задней тандемной тележке, движущегося равномерно с малой скоростью. В таких условиях величина его сцепного веса численно равна величине опорной реакции R_B и определяется выражением

$$G_{\text{сц}} = R_B = [(G_{\text{шс}} l_1 + Q l_2) \cos \alpha + (G_{\text{шс}} h_1 + Q h_2) \sin \alpha] / l_3, \quad (2.13)$$

где $G_{\text{шс}}$, Q – вес шасси и груза соответственно, Н; l_1 – l_3 – удаление центров тяжести шасси, перевозимого груза и опорной реакции R_B относительно передней оси согласно рис. 2.1, м; h_1 – h_2 – удаление центров тяжести шасси и перевозимого груза от плоскости опорной поверхности согласно рис. 2.1, м; α – угол подъема поверхности движения относительно горизонтальной плоскости, град.

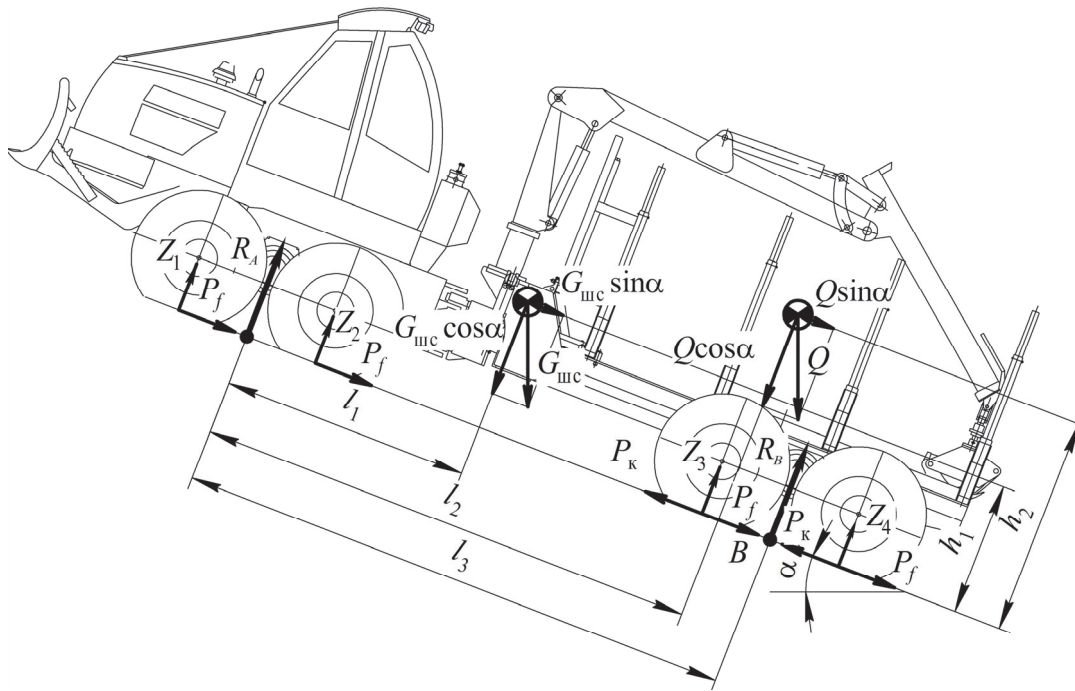


Рис. 2.1. Расчетная схема
для определения сцепного веса форвардера

Аналогичная расчетная схема действует для любых лесотранспортных машин, которые перевозят древесину в полностью погруженном состоянии и не имеют прицепных звеньев (сортиментовозы, щеповозы).

Для трелевочных тракторов, транспортирующих пачку лесоматериалов в полупогруженном (полуподвешеном) состоянии, а также для автопоездов в составе тягача с прицепом, полуприцепом или прицепом-ропуском используются расчетные схемы (рис. 2.2 и 2.3).

Сцепной вес таких транспортных систем определяется из рассмотрения левой относительно точки D части схемы, изображенной на рис. 2.2, по выражению

$$G_{\text{сц}} = R_B = \left[G_{\text{шс}} \cos \alpha l_1 + G_{\text{шс}} \sin \alpha h_1 + P_{\text{кр}} \sin \beta l_2 + \right. \\ \left. + P_{\text{кр}} \cos \beta h_{\text{кр}} \right] / l_3, \quad (2.14)$$

где $P_{\text{кр}}$ – крюковая сила, действующая на трелевочный трактор со стороны волочащейся пачки (полуприцепа), Н; β – угол между направлением вектора силы $P_{\text{кр}}$ и опорной поверхностью, град; l_2 – удаленность крюка (сцепки) от передней оси, м; $h_{\text{кр}}$ – высота положения крюка (сцепки).

Величина крюковой силы $P_{кр}$ определяется из рассмотрения правой относительно точки D части схемы, изображенной на рис. 2.2, по выражению

$$P_{кр} = \sqrt{((Q + G_{пр}) \cos \alpha - R_C)^2 + ((Q + G_{пр}) \sin \alpha + R_C f_2)^2}, \quad (2.15)$$

где $G_{пр}$ – вес полуприцепа при его наличии, Н; R_C – опорная реакция волочащейся части пачки (полуприцепа), определяемая по выражению

$$R_C = (Q + G_{пр}) \frac{\xi l_4 \cos \alpha - h_{кр} \sin \alpha + h_2 \sin \alpha}{l_4 + f_2 h_{кр}}, \quad (2.16)$$

где ξ – коэффициент, определяемый отношением положения центра тяжести транспортируемой пачки относительно всей длины прицепной части лесотранспортной системы; l_4 – длина волочащейся пачки лесоматериалов (полуприцепа) в проекции на плоскость опорной поверхности, м.

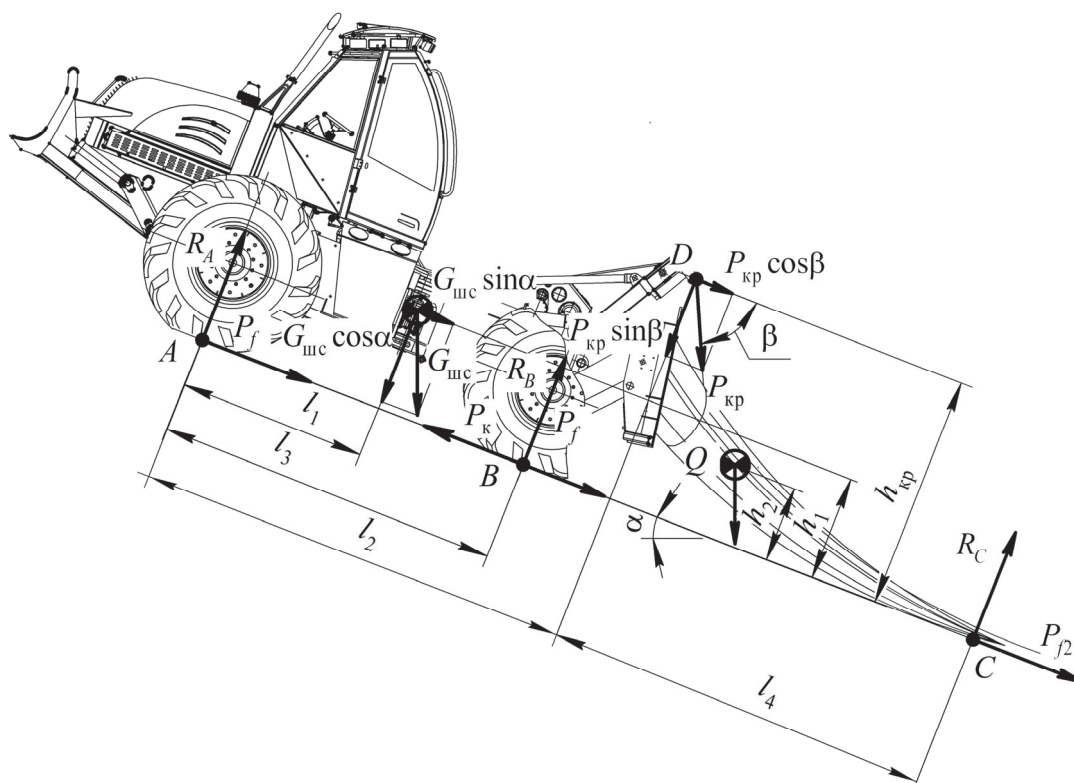


Рис. 2.2. Расчетная схема для определения сцепного веса лесотранспортных машин, транспортирующих лесоматериалы в полупогруженном или полуподвешенном состояниях

При транспортировке древесины лесотранспортной системой в составе тягача и прицепа (рис. 2.3) принимается допущение, что угол $\beta = 0$, тогда формула (2.14) принимает вид

$$G_{\text{сц}} = R_B = [G_{\text{шс}} \cos \alpha l_1 + Q_1 \cos \alpha l_2 + G_{\text{шс}} \sin \alpha h_1 + Q_1 \sin \alpha h_2 + P_{\text{кр}} h_{\text{кр}}] / l_3, \quad (2.17)$$

а крюковое усилие $P_{\text{кр}}$, входящее в нее, рассчитывается по зависимости

$$P_{\text{кр}} = \sqrt{((Q_2 + G_{\text{пр}}) f \cos \alpha)^2 + ((Q_2 + G_{\text{пр}}) \sin \alpha)^2}. \quad (2.18)$$

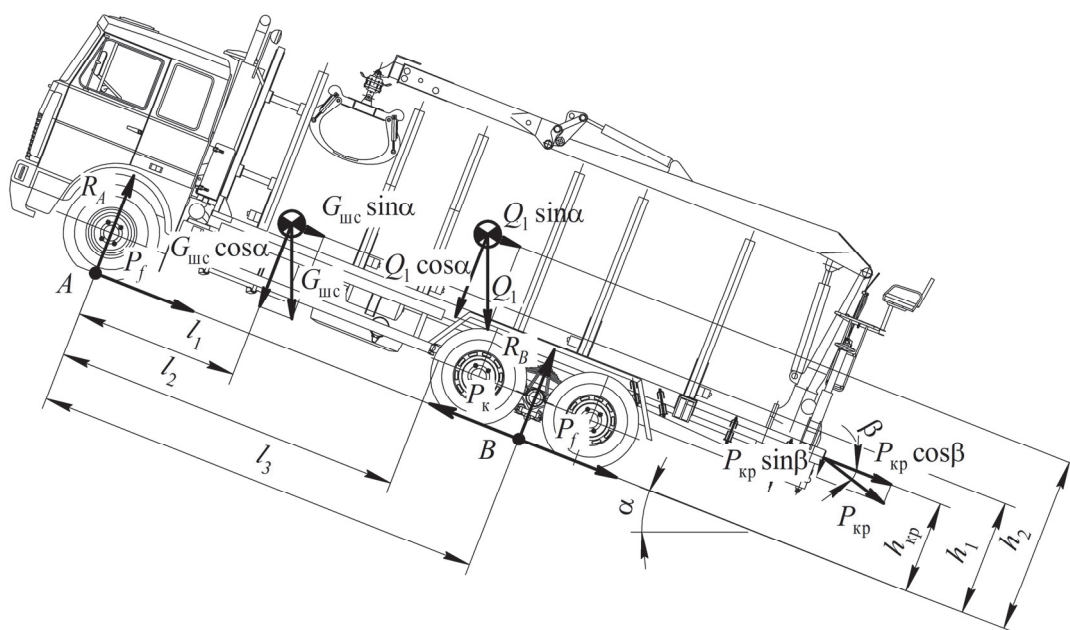


Рис. 2.3. Расчетная схема для определения сцепного веса лесотранспортных машин в составе тягача и прицепа

Следует также отметить, что приведенные расчетные методики справедливы для случаев малых уклонов (до 10–13°).

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Для определения потребной мощности двигателя N_e (кВт) лесотранспортной машины воспользуемся выражением

$$N_e = \frac{P_k v}{3600 \eta_{тр} \eta_{г}}, \quad (3.1)$$

где P_k – касательная сила тяги на ведущих органах тягача, необходимая для преодоления сил сопротивления движению $\sum P_{сопр}$ лесотранспортной системы ($P_k = \sum P_{сопр}$), Н; v – скорость движения машины, км/ч; $\eta_{г}$ – коэффициент, учитывающий потери на ведущем участке гусеницы (0,95–0,96); $\eta_{тр}$ – механический КПД трансмиссии.

Эксплуатация лесотранспортных машин происходит в сложных условиях, в которых значения P_k и v изменяются в широких пределах из-за частого и резкого колебания коэффициентов сопротивления движению, состава, размера и веса транспортируемых пачек. Поэтому мощность двигателя определяется для трех расчетных случаев в соответствии с табл. 3.1, а для последующих расчетов принимается наибольшая. Скорости движения v_a для лесотранспортной машины указываются в задании на курсовой проект и находятся в следующих пределах (табл. 3.2).

Значения коэффициента полезного действия механической части трансмиссии $\eta_{трм}$ предварительно принимается по табл. 3.3.

Таблица 3.1

**Расчетные случаи
для определения мощности двигателя**

Расчетный случай	f_1 и f_2	Уклон i	Скорость движения v , км/ч
1	f_{1max} и f_{2max}	i	v_{min}
2	$\frac{f_{1min} + f_{1max}}{2}$ и $\frac{f_{2min} + f_{2max}}{2}$	$0,2i$	$v_{раб}$
3	f_{1min} и f_{2min}	0	v_{max}

Таблица 3.2

Скорости движения лесотранспортных машин, км/ч

Тип машины	С грузом		Без груза
	минимальная	рабочая	максимальная
Гусеничный трелевочный трактор	1,5–2,0	3,5–7,0	9–13
Колесный трелевочный трактор	1,5–2,0	9–12	20–30
Лесовозный автомобиль	2,0–6,0	20–50	60–75

Таблица 3.3

Ориентировочные коэффициенты полезного действия механических трансмиссий $\eta_{трм}$

Тип машины	КПД
Гусеничные трелевочные тракторы	0,80–0,85
Колесные трелевочные тракторы	0,80–0,85
Автомобили 4×2 и 6×2	0,85–0,90
Автомобили 4×4, 6×4 и 6×6	0,80–0,85

КПД гидромеханической трансмиссии определяется по формуле (3.2):

$$\eta_{тр} = \eta_{гд} \eta_{трм}, \quad (3.2)$$

где $\eta_{гд}$ – КПД гидравлической части трансмиссии (0,85–0,90).

По результатам расчета из прил. 2 выбирается наиболее близкий серийно выпускаемый двигатель, имеющий мощность $0,95N_e-1,1N_e$.

3.1. Скоростные характеристики двигателей внутреннего сгорания без электронных систем управления

Зависимость эффективной мощности N_e (кВт), крутящего момента M_e (кН·м), часового G_t (кг/ч) и удельного эффективного g_e (г/кВт·ч) расходов топлива от частоты вращения коленчатого вала n (об/мин) называется скоростной характеристикой двигателя. На рис. 3.1 приведена скоростная характеристика дизельного двигателя без наддува.

Скоростная характеристика, полученная при полной нагрузке на маховике, называется внешней. Она показывает, какие наибольшие эффективные мощности и крутящие моменты можно получить от данного двигателя при различных частотах вращения коленчатого вала и минимальных удельных расходах топлива.

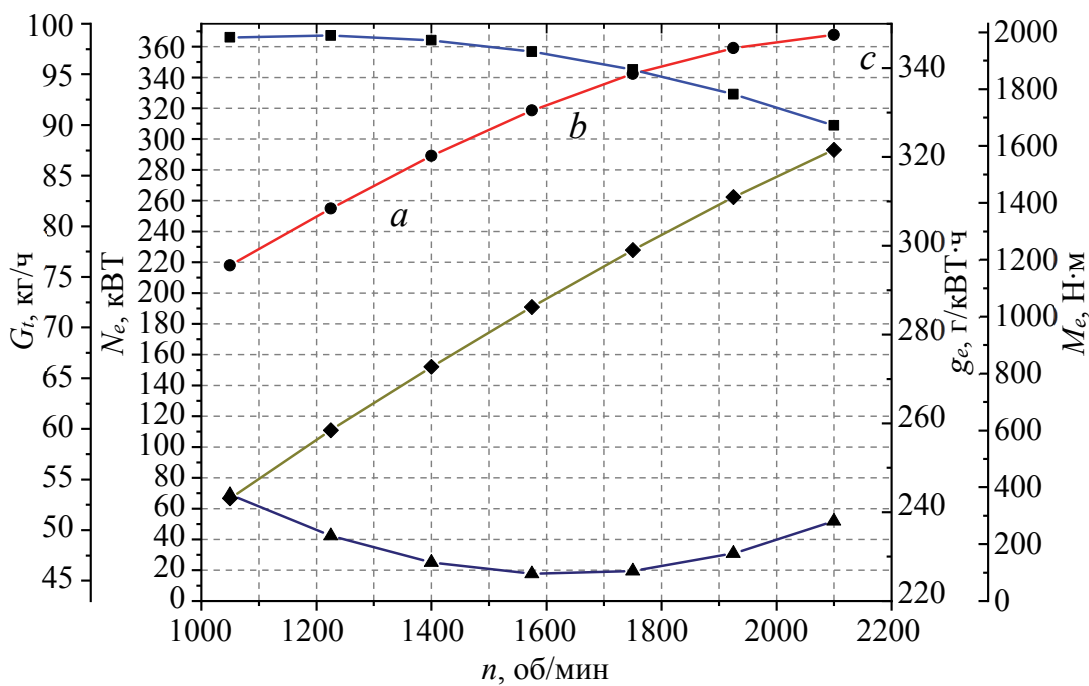


Рис. 3.1. Пример скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания, не имеющего электронных систем управления

Внешняя скоростная характеристика двигателя, не имеющего систем электронного управления впрыском, с некоторым приближением может быть построена по эмпирическим формулам.

Мощность двигателя определяется по формуле С. Р. Лейдермана:

$$N_e = N_{en} \left(a \frac{n}{n_{en}} + b \frac{n^2}{n_{en}^2} + c \frac{n^3}{n_{en}^3} \right), \quad (3.3)$$

где N_{en} — максимальная мощность двигателя, Вт; n — текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; n_{en} — частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая номинальной мощности, об/мин; a, b, c — постоянные коэффициенты С. Р. Лейдермана [3, 4], зависящие от коэффициентов

приспособляемости двигателя по крутящему моменту k_M и частоте вращения k_ω :

$$a = \frac{k_M k_\omega (2 - k_\omega) - 1}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}; b = -\frac{2k_\omega (k_M - 1)}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}; c = \frac{k_\omega^2 (k_M - 1)}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}; \quad (3.4)$$

$$k_M = \frac{M_e^{\max}}{M_{en}}; k_\omega = \frac{n_e^{\max}}{n_e^M}, \quad (3.5)$$

где M_e^{\max} – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м; M_{en} – крутящий момент при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей номинальной мощности двигателя, Н·м.

Сумма коэффициентов a , b , c внешней скоростной характеристики двигателя всегда должна быть равна 1.

Удельный эффективный расход топлива таких двигателей определяется по формуле

$$g_e = g_{en} \left(c_T - d_T \frac{n}{n_{en}} + e_T \frac{n^2}{n_{en}^2} \right), \quad (3.6)$$

где g_{en} – удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности, г/кВт·ч; $c_T = d_T = 1,55$, $e_T = 1,0$ – постоянные коэффициенты скоростной характеристики.

Часовой расход топлива G_T и крутящий момент двигателя M_e определяются по следующим формулам:

$$G_T = \frac{g_e N_e}{1000}; \quad (3.7)$$

$$M_e = 9,55 \frac{N_e}{n}. \quad (3.8)$$

Скоростные характеристики, полученные при частичной нагрузке δ (80, 60, 50% и т. д.), называются частичными (рис. 3.2). Эти характеристики используются для установления влияния на работу двигателя таких факторов, как состав смеси, частота вращения коленчатого вала и другие, что позволяет находить пути улучшения его технических и экономических показателей.

Скоростная характеристика двигателя строится не менее чем для 7 различных значений частоты вращения коленчатого вала двигателя n в диапазоне от частоты вращения холостого хода n_{xx} (760–1000 об/мин) до номинальной частоты вращения n_{en} .

Двигатели внутреннего сгорания могут работать в очень широких диапазонах частот вращения коленчатого вала. Однако на скоростных режимах выше номинального резко снижаются эффективная мощность и крутящий момент, которые обращаются в нуль при частоте вращения, называемой разносной $n_{\text{разн}}$.

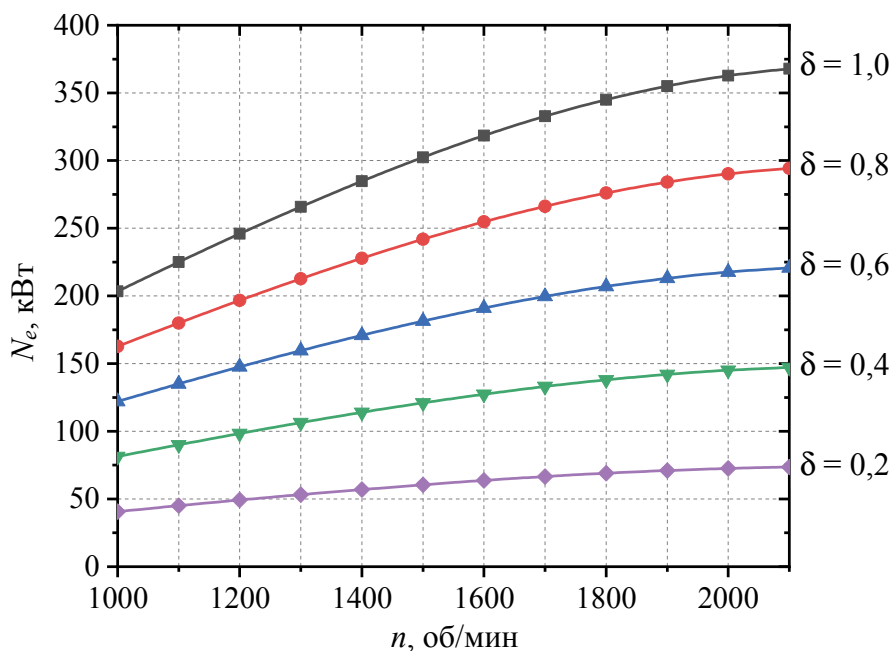


Рис. 3.2. Пример частичной скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания

На кривых скоростной характеристики можно отметить ряд характерных точек (рис. 3.1). На малых частотах вращения среднее эффективное давление невелико вследствие медленного протекания процесса сгорания топлива и большой теплоотдачи в окружающую среду. Поэтому и мощность двигателя на малых частотах также невелика. По мере увеличения частоты вращения (до точки a) среднее эффективное давление возрастает, так как улучшаются условия сгорания топлива и кривая мощности более круто поднимается вверх.

Точка a на кривой мощности соответствует максимальному крутящему моменту и минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала под нагрузкой. В дальнейшем, по мере увеличения частоты вращения, рост мощности несколько замедляется. Это происходит за счет уменьшения среднего эффективного давления, ухудшения наполнения цилиндров и увеличения механических потерь.

При некоторой частоте вращения (точка c), называемой номинальной, мощность достигает максимума, а затем может наблюдаться даже ее падение. Это происходит потому, что уменьшение среднего эффективного давления оказывает большее влияние на падение мощности, чем увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Двигатель наиболее экономичен по расходу топлива при частоте вращения, соответствующей точке b . Удельный расход топлива на малых частотах вращения вала увеличивается вследствие замедленного протекания процесса сгорания и больших тепловых потерь через стенки цилиндров. При больших частотах вращения удельный расход топлива возрастает ввиду резкого увеличения механических и насосных потерь.

3.2. Особенности построения внешней скоростной характеристики двигателя с электронным управлением подсистемой подачи топлива

Общий вид внешней скоростной характеристики дизельного двигателя, имеющего подсистему подачи топлива с электронным управлением, зависит от параметров смесеобразования, заложенных в топливных картах ЭБУ двигателя. Примерами таких подсистем могут служить аккумуляторная система Bosch Common Rail или подсистема впрыска топлива с использованием насосов-форсунок Bosch Unit Injection. В зависимости от выбранного типа стабилизации работы двигателя в таких системах могут быть получены разнообразные внешние скоростные характеристики.

Наиболее часто для лесотранспортных машин применяют режимы стабилизации мощности, стабилизации частоты вращения либо минимизации расхода топлива.

Для таких двигателей использование формул С. Р. Лейдермана (3.3)–(3.8) не позволяет получить приемлемую точность скоростных характеристик, поэтому на практике применяются регрессионные полиномиальные модели m -ного порядка, полученные путем обработки экспериментально снятых характеристик. Обобщенный вид такой формы представления скоростной характеристики для величин мощности и крутящего момента приведен в зависимостях (3.9) и (3.10):

$$N_e = N_{en} \sum_{m=0}^{m_{\max}} a_m \left(\frac{n}{n_{en}} \right)^m$$

или для 6-го порядка

$$N_e = N_{en} \left(a_0 + a_1 \frac{n}{n_{en}} + a_2 \frac{n^2}{n_{en}^2} + a_3 \frac{n^3}{n_{en}^3} + a_4 \frac{n^4}{n_{en}^4} + a_5 \frac{n^5}{n_{en}^5} + a_6 \frac{n^6}{n_{en}^6} \right); \quad (3.9)$$

$$M_e = 9,55 \frac{N_{en}}{n_{en}} \sum_{m=0}^{m_{\max}} a_m \left(\frac{n}{n_{en}} \right)^m, \quad (3.10)$$

где $a_1 - a_6$ – коэффициенты полиномиальной модели.

Аналогичными полиномами описываются характеристики часового G_t и удельного g_e расхода топлива, т. е. при построении внешней скоростной характеристики таких двигателей решается обратная задача – по известным экспериментальным значениям характеристики выводятся полиномиальные эмпирические формулы.

В качестве примера решения данной задачи получим эмпирическую формулу кривой крутящего момента двигателя в программном пакете Origin Pro (рис. 3.3). Для этого в таблицу запишем значения величин крутящих моментов M_e для характерных значений частот вращения коленчатого вала n .

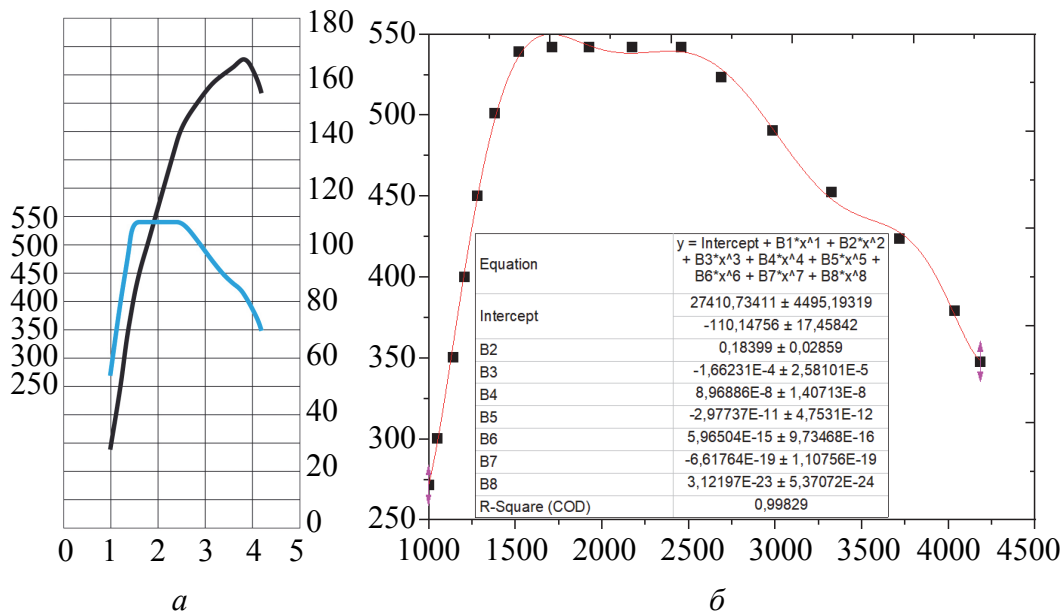


Рис. 3.3. Исходный график скоростной характеристики, полученный экспериментально (а), и регрессионная функция кривой крутящего момента (б)

Построим регрессионную кривую. Для этого проследуем в пункте меню *Analysis* → *Fitting* → *Polynomial Fit* → *Open Dialog*. В открывшемся диалоговом окне необходимо указать область данных (табл. 3.4) и выбрать интересующий порядок полинома.

Таблица 3.4

Исходные данные для примера построения скоростной характеристики двигателя с электронным управлением впрыском топлива

$n, \text{мин}^{-1}$	$M_e, \text{кН}\cdot\text{м}$	$n, \text{мин}^{-1}$	$M_e, \text{кН}\cdot\text{м}$
997	271	2170	542
1048	300	2456	542
1135	350	2687	523
1204	400	2980	490
1278	450	3323	452
1378	501	3715	424
1515	539	4033	379
1708	542	4180	347
1920	542	—	—

В результате будет получена регрессионная кривая m -ного порядка и выведена регрессионная функция (*Equation*) с указанием свободного члена регрессии (*Intercept*), констант перед слагаемым каждого порядка ($B_2, B_3\text{--}B_n$) и величина коэффициента детерминации R^2 , по которой можно судить о точности полученной регрессионной функции.

3.3. Построение механической характеристики электродвигателя

Существенный потенциал развития конструкций приводов лесотранспортных машин заключен в использовании электрических и гибридных силовых установок. Применение электрических двигателей как источников механической энергии имеет ряд значительных преимуществ в сравнении с двигателями внутреннего сгорания: высокий КПД двигателя (0,85–0,95), равномерный и доступный при малой частоте вращения ротора высокий крутящий момент, устойчивость к высоким кратковременным перегрузкам, относительная простота регулирования и прогнозирования выходных характеристик и многое др.

Аналогично двигателю внутреннего сгорания электрическому двигателю присуща внешняя характеристика, именуемая механической характеристикой электродвигателя. Наибольшее распространение в энергонасыщенных мобильных машинах получили трехфазные асинхронные двигатели переменного тока, а в машинах малой мощности – синхронные вентильные двигатели постоянного тока. В зависимости от типа электродвигателя, используемых принципов и средств регулирования общий вид их механических характеристик может быть различен.

В случае асинхронного электродвигателя переменного тока исходными данными для построения его механической характеристики являются: эффективная мощность N_{en} (Вт), коэффициент перегрузочной способности двигателя $\lambda = M_{кр} / M_{en}$, номинальная (синхронная) частота вращения ротора n_0 (об/мин) и частота вращения $n_{кр}$ (об/мин), при которой достигается критический крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м), а также величины коэффициента мощности $\cos\varphi$ и механического КПД двигателя η_m . Наряду с рабочим фазным напряжением U (В) и силой тока I (А) приведенные параметры указываются в паспорте электродвигателя.

Номинальная эффективная мощность двигателя определяется выражением

$$N_{en} = 3UI\eta_m \cos\varphi. \quad (3.11)$$

При этом величина критического крутящего момента зависит от перегрузочной способности электродвигателя λ и определяется по зависимости

$$M_{кр} = 9,55 \frac{N_{en}}{n_{кр}} \lambda. \quad (3.12)$$

Величина эффективного крутящего момента, реализуемая на роторе асинхронного электродвигателя, описывается упрощенной формулой Клосса и представляет собой функциональную зависимость $M_{вых} = f(s)$:

$$M_{вых} = \frac{2M_{кр}}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s}}, \quad (3.13)$$

где s – текущее значение скольжения асинхронного двигателя; $s_{кр}$ – критическая величина скольжения.

Скольжение асинхронного двигателя – это относительная разность скоростей вращения ротора и изменения переменного магнитного

потока, создаваемого обмотками статора электродвигателя переменного тока.

Критическая величина скольжения обусловлена величиной номинального скольжения s_n и коэффициентом перегрузочной способности λ :

$$s_n = \frac{n_0 - n_{кр}}{n_0}, \quad s_{кр} = s_n (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}). \quad (3.14)$$

Текущая частота вращения ротора электродвигателя также является функцией скольжения $n_{вых} = f(s)$:

$$n_{вых} = n_0(1-s). \quad (3.15)$$

На основе полученных функциональных зависимостей $M_{вых} = f(s)$ и $n_{вых} = f(s)$ для диапазона значений скольжения $s \in (0...s_{кр}]$ строится механическая характеристика асинхронного электродвигателя переменного тока (рис. 3.4).

Описанная механическая характеристика в ее исходном виде редко используется в реальных конструкциях современных мобильных машин. Для обеспечения плавности работы, стабильности выходных параметров, защиты от перегрузок и продления срока службы электродвигателя применяют различные виды регулирования и ограничения механической характеристики.

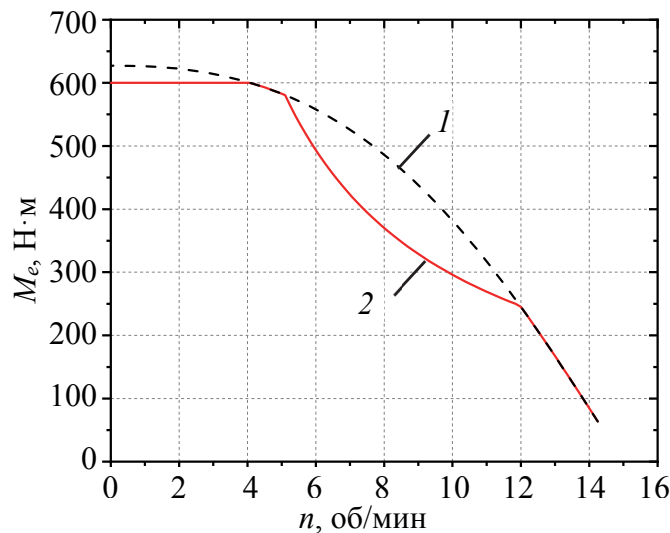


Рис. 3.4. Механическая характеристика асинхронного электродвигателя переменного тока:

1 – построенная по формуле (3.13); 2 – построенная с учетом ограничения крутящего момента и стабилизации мощности (3.17)

Как правило, в основу управления электродвигателями мобильных машин положены принципы стабилизации мощности или крутящего момента. В таком случае выходная мощность на роторе электродвигателя определяется по формуле

$$N_{\text{ВЫХ}} = \frac{M_{\text{ВЫХ}}^r n_{\text{ВЫХ}}}{9,55}, \quad (3.16)$$

а реальная механическая характеристика $M_{\text{ВЫХ}}^r = f(s)$ электродвигателя переменного тока может быть описана системой уравнений с учетом вводимых ограничений:

$$M_{\text{ВЫХ}}^r = \begin{cases} M_e, & \text{если } \frac{M_{\text{ВЫХ}} n_{\text{ВЫХ}}}{9,55} \leq N_{en} \text{ и } M_{\text{ВЫХ}} \leq M_{\text{доп}}, \\ M_{\text{доп}}, & \text{если } \frac{M_{\text{ВЫХ}} n_{\text{ВЫХ}}}{9,55} \leq N_{en} \text{ и } M_{\text{ВЫХ}} > M_{\text{доп}}, \\ \frac{9,55 N_{en}}{n}, & \text{если } \frac{M_{\text{ВЫХ}} n_{\text{ВЫХ}}}{9,55} > N_{en}, \end{cases} \quad (3.17)$$

где $M_{\text{доп}}$ – предельно допустимый крутящий момент электродвигателя, Н·м.

После подбора электродвигателя и построения его механической характеристики переходят к проектному расчету трансмиссии. Порядок его аналогичен порядку расчета трансмиссии лесотранспортной машины, оборудованной двигателем внутреннего сгорания.

.....

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИИ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

.....

4.1. Общие сведения о трансмиссиях лесотранспортных машин

Трансмиссией машины называется совокупность силовых передач, предназначенных для преобразования и передачи энергии, вырабатываемой двигателем, к движителю.

Силовая передача – устройство, предназначенное для передачи механических движений от одного объекта к другому с изменением значения или направления скорости движения (частоты вращения) и силы (крутящего момента).

Трансмиссии лесных машин могут состоять из механических, гидравлических, электрических и пневматических передач.

Трансмиссии, состоящие из силовых передач одного типа, называются *монотрансмиссиями*. Монотрансмиссии именуют в соответствии с типом входящих в них передач: механическая, гидравлическая, электрическая.

Трансмиссии, имеющие в своей структуре силовые передачи различных типов, называются *комбинированными*. Комбинированные трансмиссии также уместно именовать с учетом входящих в них типов передач: гидромеханическая, электромеханическая, электрогидравлическая и т. д.

Значительное распространение в конструкциях лесных машин получили гидромеханические трансмиссии. В гидравлических передачах таких трансмиссий энергия может быть преобразована и передана за счет изменения скорости потока жидкости (гидродинамические передачи) или изменения давления жидкости (гидростатические передачи).

Гидростатические передачи также часто называют гидрообъемными ввиду того, что энергия в них передается в том числе за счет объемного перемещения жидкости. В целом термины гидростатическая передача и гидрообъемная передача следует считать тождественными.

В качестве гидродинамических передач в конструкциях лесных машин используются гидромуфты и гидротрансформаторы.

Гидростатические передачи лесных машин образуются путем соединения гидронасоса с гидромотором. В случае их объединения получается *гидростат*.

В основе выбора типа и конструкции трансмиссии лежит необходимость обеспечения надежной работы машины при достижении наибольшей ее эффективности по критериям производительности, экономичности, экологичности и безопасности.

Выбор типа трансмиссии лесной машины во многом зависит от предполагаемых условий эксплуатации. Так, современные лесотранспортные машины, которые осуществляют транспортировку древесины по лесохозяйственным дорогам и дорогам общего пользования, имеют преимущественно механические трансмиссии. В то же время на машинах, эксплуатируемых в условиях лесосек, все чаще применяются комбинированные гидромеханические трансмиссии, основанные в равной степени как на гидродинамических, так и на гидростатических передачах.

Компоновочные схемы трансмиссий существенно различаются по составу входящих в них силовых передач. Широко применяемые компоновочные схемы механических трансмиссий и гидромеханических трансмиссий, имеющих в конструкции гидродинамические силовые передачи, представлены на рис. 4.1, а компоновочные схемы гидромеханических трансмиссий с гидростатическими силовыми передачами – на рис. 4.2.

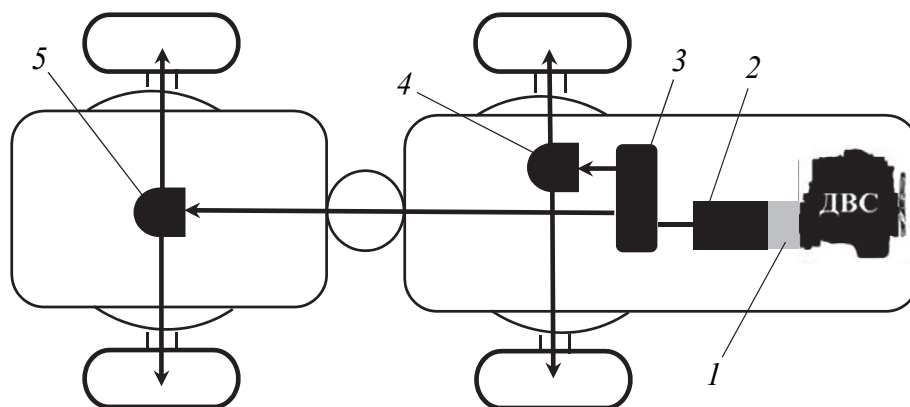


Рис. 4.1. Обобщенная кинематическая схема механических трансмиссий и гидромеханических трансмиссий с гидротрансформатором:
1 – муфта сцепления (либо гидротрансформатор); 2 – коробка передач;
3 – раздаточная коробка; 4 – передний мост; 5 – задний мост

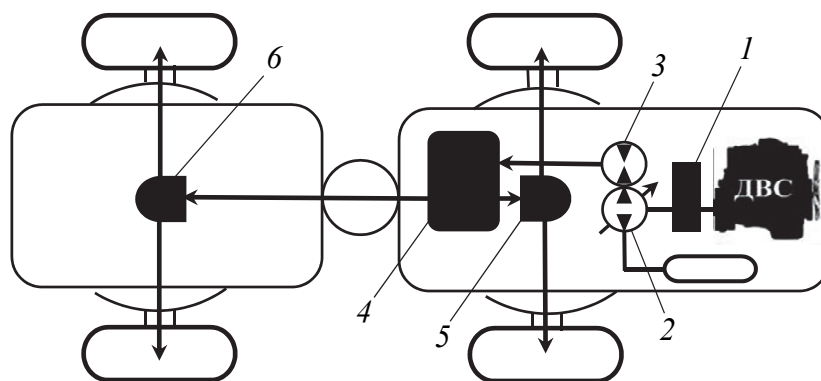


Рис. 4.2. Обобщенная кинематическая схема гидромеханических трансмиссий с гидростатом:
 1 – мультипликатор; 2 – управляемый гидронасос; 3 – гидромотор;
 4 – раздаточная коробка; 5 – передний мост; 6 – задний мост

Лесные машины с механическими трансмиссиями могут эффективно использоваться лишь в относительно легких условиях движения: на дорогах общего пользования, лесовозных усах, лесосеках, расположенных на грунтах I и II типов, и т. д. Ухудшение условий движения требует применения иных типов трансмиссий, в которых высокий КПД механических передач сочетается с преимуществами гидравлических или электрических: возможностями плавного наращивания крутящего момента от минимальных значений и автоматизацией процесса изменения передаточного числа трансмиссии.

4.2. Гидромеханические трансмиссии с гидродинамическими передачами

В практике конструирования лесных машин широкое распространение получили комбинированные гидромеханические трансмиссии с гидродинамическими передачами. Различают два основных типа гидродинамических передач: гидротрансформаторы (способные преобразовывать крутящий момент) и гидромуфты (не способны его преобразовывать).

Гидродинамические передачи могут быть одно- и двухпоточными. Однопоточные гидродинамические передачи передают всю мощность посредством жидкости, а двухпоточные – посредством жидкости только часть мощности, другую же часть механическим путем, минуя гидравлические колеса.

В настоящее время широко используются трехколесные комплексные трансформаторы, сочетающие в себе возможности первого и второго типов передач. Все они являются лопаточными гидравлическими машинами с двойным преобразованием энергии.

Гидродинамические передачи способны ограничивать величину передаваемого момента и сглаживать его пульсации при внезапном изменении сопротивления движению машины. Этим они защищают двигатель и механическую часть трансмиссии от перегрузок и ударных нагрузок, увеличивая их долговечность.

Они также устраняют перегрузку двигателей во время пуска, при разгоне машин, обладающих большой инерцией. При этом отпадает необходимость завышения установленной мощности двигателей.

Механическая энергия вращения вала двигателя, подведенная к насосному колесу, преобразуется в кинетическую энергию потока жидкости, а затем в турбине энергия потока вновь преобразуется в механическую энергию вращения ведомого вала. После этого жидкость поступает в насос.

В отличие от гидромолоты, гидротрансформатор имеет между насосным и турбинным колесом неподвижное лопаточное колесо – реактор. Он изменяет направление движения рабочей жидкости и, являясь внешней опорой, обеспечивает изменение крутящего момента, передаваемого турбиной при постоянном крутящем моменте насоса.

Использование таких передач снижает динамические нагрузки в трансмиссиях на переходных режимах работы, позволяет осуществлять длительную работу с пробуксовкой гидрозвеньев, упрощает управление машиной и улучшает ее тяговые свойства. Технические характеристики гидротрансформаторов регламентируются ГОСТ 20228-74 «Гидротрансформаторы грузовых автомобилей, автобусов и тракторов» (действует по состоянию на 22.04.2021).

Общий принцип проектного расчета таких трансмиссий аналогичен расчету механической трансмиссии. Однако в качестве базовой характеристики источника мощности принимается не внешняя скоростная характеристика двигателя, а внешняя характеристика «двигатель + гидродинамическое звено».

Ее построение проходит по следующим этапам:

– после построения внешней скоростной характеристики двигателя по известным значениям коэффициента приспособляемости двигателя по крутящему моменту k_m и частоте вращения k_{ω} (см. формулу (3.5))

рассчитывается требуемое значение прозрачности гидротрансформатора Π :

$$\Pi = k_M k_\omega^2; \quad (4.1)$$

– по найденному значению прозрачности, максимальному входному крутящему моменту M и передаваемой мощности N подбирается гидротрансформатор (прил. 3);

– для выбранного гидротрансформатора строятся зависимости коэффициента трансформации $K_{тф}$ и КПД гидротрансформатора $\eta_{гд}$ от передаточного отношения гидродинамической передачи по следующим формулам:

$$K_{тф} = K_{гд}^{\max} (i_{гд}^2 - i_{гд}); \quad (4.2)$$

$$\eta_{гд} = K_{гд} i_{гд}, \quad (4.3)$$

где $i_{гд}$ – передаточное отношение гидротрансформатора (чаще всего находится в диапазоне от 0 до 0,97);

– для ряда значений частоты вращения выходного вала двигателя n рассчитывается крутящий момент на насосном колесе гидротрансформатора $M_{нас}$ (Н·м) по зависимости

$$M_{нас} = \lambda_n \rho_{ж} \left(\frac{\pi n}{30 i_{ср}} \right)^2 D_a^5, \quad (4.4)$$

где λ_n – безразмерный коэффициент момента насоса (согласно данным прил. 3); $\rho_{ж}$ – плотность гидравлической жидкости насоса (выбирается из прил. 4 и в среднем составляет 840 кг/м³); $i_{ср}$ – передаточное число согласующего редуктора при его наличии; D_a – активный диаметр гидротрансформатора, м.

Зависимость крутящего момента двигателя M_e (Н·м) и крутящего момента на насосном колесе $M_{нас}$ (Н·м) от частоты вращения коленчатого вала n (об/мин) называется *входной характеристикой гидротрансформатора*.

У гидротрансформатора с непрозрачной характеристикой ($\Pi = 1$) значение безразмерного коэффициента входного момента насоса постоянно ($\lambda_n = \text{const}$) при любом отношении частот вращения турбинного и насосного колес $i_{гд} = n_t / n_n$. Поэтому различной частоте вращения коленчатого вала двигателя n и, соответственно, насосного колеса n_n соответствует лишь одна квадратичная парабола $M_{нас}$ (рис. 4.3, а).

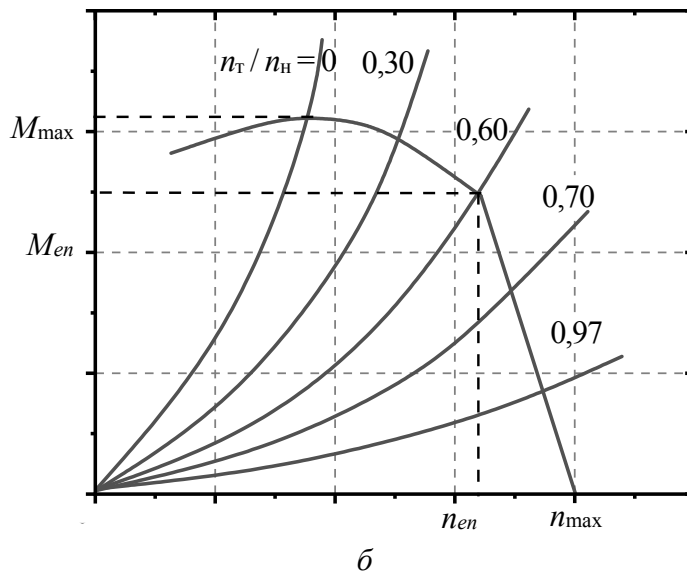
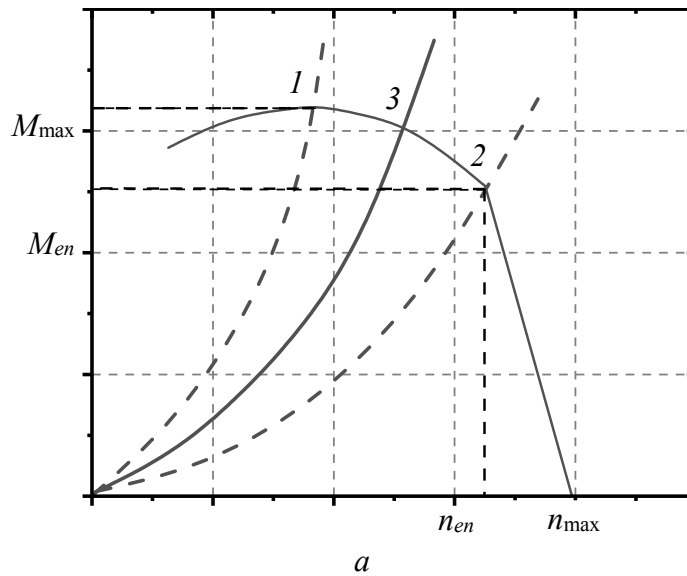


Рис. 4.3. Зависимости изменения величины крутящего момента передаваемого насосным колесом гидротрансформатора с непрозрачной (а) и прозрачной (б) характеристиками

У прозрачного гидротрансформатора ($\Pi > 1$) каждому значению отношения $i_{ГД} = n_T / n_H$ соответствует свое значение безразмерного коэффициента входного момента насоса $\lambda_H = \text{var}$. Поэтому нагрузочная характеристика прозрачного гидротрансформатора представляется в виде «веера» квадратичных парабол $M_{\text{нас}}$ (рис. 4.3, б).

В курсовом проекте не следует проводить построение всего веера кривых $M_{\text{нас}}$. Достаточно построить кривые граничных режимов: стопового, при $i_{ГД}$ близком к 0 ($\lambda_H = \lambda^{\text{max}}$) и $i_{ГД} = 0,90-0,97$ ($\lambda_H = \lambda^{\text{min}}$).

При $\Pi = 1$ для получения наибольших тяговых усилий необходимо, чтобы парабола $M_{\text{нас}}$ нагрузочной характеристики гидротрансформатора пересекала кривую крутящего момента двигателя M_e в точке 1 максимального крутящего момента двигателя M_e^{max} (рис. 4.3, а), а для обеспечения работы двигателя на режиме, при котором достигается минимальный удельный расход топлива, в точке 2 номинального крутящего момента M_{en} .

Для случая $\Pi > 1$ рационально размещение «веера» кривых $M_{\text{нас}}$ таким образом, чтобы при номинальном передаточном отношении гидротрансформатора $i_{\text{гд}}$ кривые $M_{\text{нас}}$ и M_e пересекались в точке, близкой к M_{en} , а при $i_{\text{гд}} = 0$ в точке, соответствующей M_e^{max} . Если подобранный ранее гидротрансформатор мал, то кривые $M_{\text{нас}}$ располагаются ниже кривой M_e . Если же выбранный гидротрансформатор велик, то кривые $M_{\text{нас}}$ пересекают M_e при малых частотах вращения n и соответственно n_n . Чем больше прозрачность Π гидротрансформатора, тем шире область возможного нагружения двигателя.

Смещение характеристики $M_{\text{нас}}$ может быть достигнуто двумя способами: изменением активного диаметра трансформатора D_a (т. е. заменой трансформатора на другой), применением между коленчатым валом двигателя и гидротрансформатором согласующего редуктора с передаточным числом $i_{\text{ср}}$.

С увеличением передаточного числа редуктора $i_{\text{ср}}$ парабола нагрузочной характеристики гидротрансформатора $M_{\text{нас}}$ смещается вправо, а при уменьшении – влево.

Для частоты вращения n_n , соответствующей пересечению кривых $M_{\text{нас}}$ (Н·м) и M_e (Н·м) на согласующей характеристике двигателя и гидротрансформатора, строятся зависимости крутящего момента на турбинном колесе гидротрансформатора $M_{\text{турб}}$ (Н·м) и мощности на нем $N_{\text{турб}}$ (Вт) от передаточного отношения $i_{\text{гд}}$:

$$M_{\text{вых}} = M_{\text{турб}} = K_{\text{гд}} M_{\text{нас}}; \quad (4.5)$$

$$n_{\text{вых}} = n_{\text{турб}} = n_{\text{нас}} i_{\text{гд}} = n_e i_{\text{ср}} i_{\text{гд}}; \quad (4.6)$$

$$N_{\text{вых}} = N_{\text{турб}} = \frac{\pi n_{\text{турб}}}{30} M_{\text{турб}}. \quad (4.7)$$

Зависимости мощности $N_{\text{турб}}$, крутящего момента $M_{\text{турб}}$, коэффициента трансформации $K_{\text{гд}}$ и КПД $\eta_{\text{гд}}$ от передаточного отношения

гидротрансформатора $i_{гд}$ определяют внешнюю характеристику «двигатель + гидротрансформатор».

Методика дальнейшего построения тяговой характеристики лесной машины, имеющей трансмиссию с гидротрансформатором, аналогична приведенной для механической трансмиссии.

4.3. Гидромеханические трансмиссии с гидрообъемными передачами

В конструкциях гидромеханических трансмиссий лесных машин наряду с гидродинамическими передачами широкое распространение получили гидростатические (гидрообъемные передачи). Их конструкция и принцип работы достаточно просты. Гидростатическая передача состоит из гидравлического насоса и гидравлического мотора, соединенных между собой рукавами высокого давления.

Наиболее распространена схема такой передачи, которая имеет управляемый гидронасос и неуправляемый гидромотор. Она обеспечивает подачу гидравлической жидкости в объеме, необходимом для реализации заданной скорости движения, тем самым сокращая избыточное ее дросселирование и повышая КПД передачи. Кроме того, появляется возможность регулирования скорости движения без изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя (рис. 4.4).

При необходимости более точного регулирования скорости движения либо реализации очень малых скоростей движения в дополнение к управляемому гидронасосу используется управляемый гидромотор.

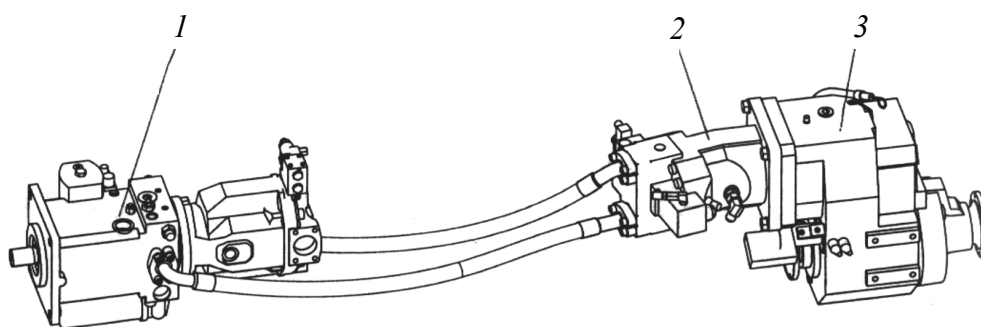


Рис. 4.4. Гидростатическая передача гидромеханической трансмиссии:
1 – гидронасос; 2 – гидромотор; 3 – раздаточная коробка

Как и в случае с гидродинамическими звеньями, для построения тяговой характеристики лесной машины необходимо предварительно построить внешнюю характеристику «двигатель + гидростатическое звено». Порядок построения такой характеристики следующий:

– по выбранным параметрам двигателя подбирается гидравлический насос мощностью, равной соответствующей мощности двигателя, способный обеспечить работу при заданной входной частоте вращения и входном крутящем моменте. В случае необходимости применяют согласующий редуктор / мультипликатор с передаточным числом i_{cp} . Обратите внимание, что возможное наличие такого редуктора уже учтено в формулах (4.8) и (4.10). В случае его отсутствия $i_{cp} = 1$.

– по паспортным характеристикам насоса (прил. 5) устанавливаются:

1) номинальное $p_{ном}$ и максимальное p_{max} давление насоса. Как правило, они составляют от 24 до 42 МПа;

2) минимальный q_{min} и максимальный q_{max} рабочие объемы насоса, m^3 . Для трансмиссий лесных машин наиболее подходящими в настоящее время являются аксиально-поршневые либо роторно-поршневые насосы;

3) коэффициент полезного действия гидронасоса при $q_n = q_{max}$ по графику (рис. 4.5);

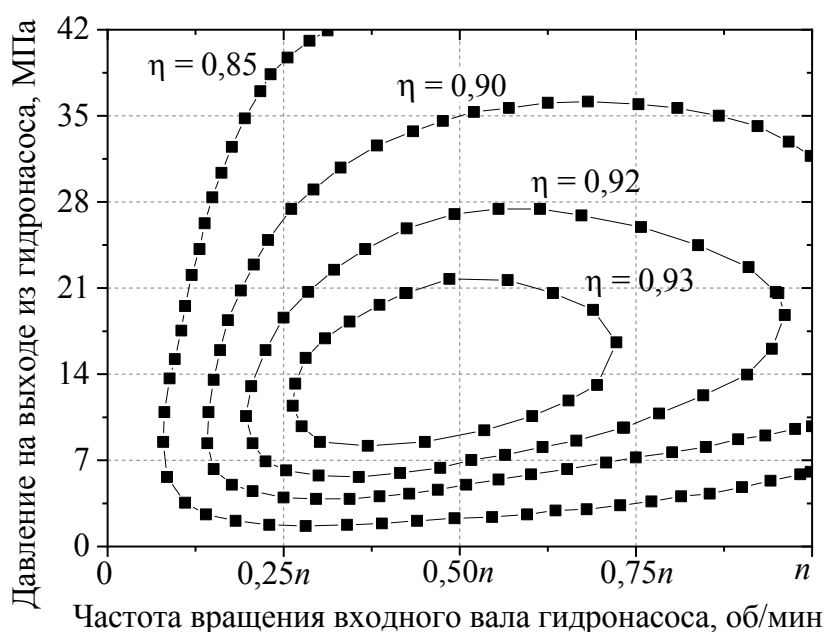


Рис. 4.5. Пример зависимости полного КПД гидронасоса $\eta_{гн}$ и гидромотора $\eta_{гм}$ при их полном рабочем объеме от давления в системе p и частоты вращения входного / выходного вала n

– строится рабочая характеристика «двигатель + гидронасос» – зависимость давления в гидросистеме от рабочего объема гидронасоса $p(q_H)$ для $q_H \in [q_{\min} \dots q_{\max}]$ при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя (рис. 4.6, а):

$$p(q_H) = \begin{cases} \frac{M_{en} i_{cp} \eta_{ГН}}{q_H}, & \text{если } 0 \leq p(q_H) \leq p_{\max}, \\ p_{НОМ}, & \text{если } p_{\max} < p(q_H); \end{cases} \quad (4.8)$$

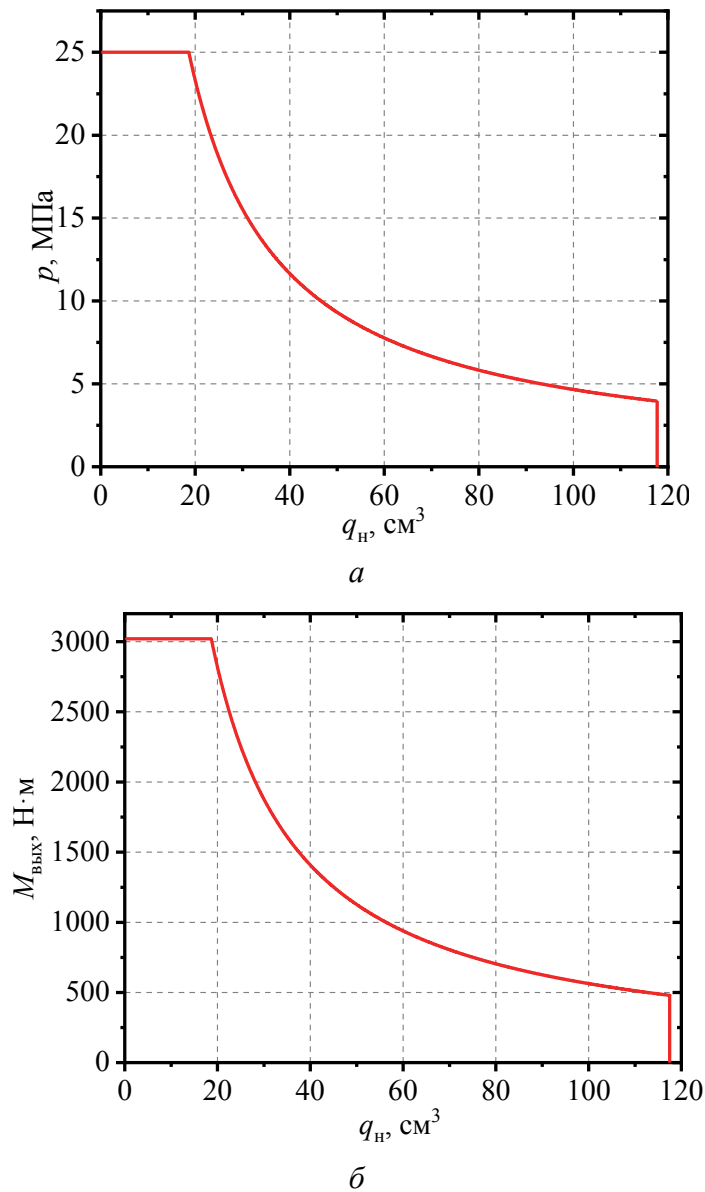


Рис. 4.6. Пример графиков выходных характеристик гидронасоса (а) и гидромотора (б)

– выбирается гидромотор с рабочим объемом $q_{\text{ГМ}}$ и давлением p , соответствующим выбранному гидронасосу (прил. 6);

– рассчитываются выходные характеристики системы «двигатель + гидростатическое звено»: крутящий момент на выходном валу гидромотора $M_{\text{ГМ}}(q)$ (рис. 4.6, б), частота его вращения $n_{\text{ГМ}}(q)$ и выходная мощность $N_{\text{ГМ}}(q)$ в зависимости от объемной подачи насоса $q_{\text{Н}}$:

$$M_{\text{ВЫХ}} = M_{\text{ГМ}}(q_{\text{Н}}) = p(q_{\text{Н}})q_{\text{ГМ}}\eta_{\text{мех. ГМ}}; \quad (4.9)$$

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_{\text{ГМ}}(q_{\text{Н}}) = \frac{q_{\text{Н}}n_{\text{ен}}\eta_{\text{об.}}}{q_{\text{ГМ}}i_{\text{ср}}}; \quad (4.10)$$

$$N_{\text{ВЫХ}} = N_{\text{ГМ}}(q_{\text{Н}}) = \frac{\pi n_{\text{ГМ}}(q_{\text{Н}})}{30} M_{\text{ГМ}}(q_{\text{Н}}). \quad (4.11)$$

В лесотранспортных машинах с гидромеханическими трансмиссиями, основанными на гидростатических звеньях, недостаточно применение механической части с постоянным передаточным числом. Для одновременного обеспечения высоких тяговых свойств и скорости движения в них используют двухдиапазонные раздаточные коробки (РК).

При этом большее передаточное число раздаточной коробки k_1 обеспечивает реализацию потребных тяговых свойств, а меньшее k_2 – реализацию максимальной проектной скорости движения:

$$k_1 = 0,377 \frac{n_{\text{ВЫХ}}^{\text{max}} R}{v^{\text{max}}}; \quad k_2 = \frac{P_{\text{к}}^{\text{max}} R}{M_{\text{ВЫХ}}^{\text{max}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{Г}}}, \quad (4.12)$$

где R – радиус ведущей звездочки (гусеничная машина) или динамический радиус колеса (колесная машина); $P_{\text{к}}^{\text{max}}$ – максимальная касательная сила тяги, принимается по данным расчета, проведенного в разделе 2; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД механической части трансмиссии; $\eta_{\text{Г}}$ – коэффициент, учитывающий потери на ведущем участке гусеницы (только для гусеничных машин, для колесных машин $\eta_{\text{Г}} = 1$); $M_{\text{ВЫХ}}^{\text{max}}$ – максимальный выходной крутящий момент двигателя или системы «двигатель + гидродинамическая передача», «двигатель + гидростатическая передача», Н·м

Дальнейшее построение тяговой характеристики рассмотренной трансмиссии проводится согласно методике п. 4.1 и 4.3.

4.4. Выбор параметров механических силовых передач

4.4.1. Определение общих передаточных чисел трансмиссий. Для определения передаточных чисел механической части трансмиссии необходимо предварительно рассчитать значения максимальной потребной касательной силы тяги на первой передаче P_k^{\max} и наибольшей скорости движения машины v^{\max} (известно по заданию).

Общее передаточное число трансмиссии на первой передаче k_1^d должно обеспечить движение машины в самых трудных условиях ($f_{1,2}^{\max}$, i^{\max}) с грузом. Значение k_1^d определяется из условия преодоления груженой машиной максимальных дорожных сопротивлений:

$$k_1^d \geq \frac{P_k^{\max} R}{M_{\text{вых}}^{\max} \eta_{\text{тр}} \eta_{\Gamma}}, \quad (4.13)$$

где P_k^{\max} – максимальная касательная сила тяги, принимается по данным расчета, проведенного в разделе 2; R – радиус ведущей звездочки (гусеничная машина) или динамический радиус колеса (колесная машина); $M_{\text{вых}}^{\max}$ – максимальный выходной крутящий момент двигателя или системы «двигатель + гидродинамическая передача», «двигатель + гидростатическая передача», Н·м; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД механической части трансмиссии; η_{Γ} – коэффициент, учитывающий потери на ведущем участке гусеницы (только для гусеничных машин, для колесных машин $\eta_{\Gamma} = 1$).

Определить рабочий радиус ведущей звездочки можно, зная число ее зубьев z и шаг гусеницы l (прил. 7):

$$R = \frac{l_{\Gamma}}{2 \sin \frac{180}{z}}. \quad (4.14)$$

Для нахождения динамического радиуса колеса необходимо предварительно определить максимальную нагрузку на одно колесо. Для этого значение опорных реакций под каждой из осей, полученное из расчетных схем рис. 2.1–2.3 и формул (2.13), (2.14), (2.17), нужно разделить на общее количество колес на этой оси. Окончательно принимается наибольшее из значений.

По определенной нагрузке на одно колесо из прил. 7 подбирается шина с соответствующими характеристиками и вычисляется динамический радиус колеса R (м) по формуле

$$R = \left(\frac{2H + 0,0254d}{2} \right) \Delta, \quad (4.15)$$

где H – высота профиля шины, м; d – диаметр обода колеса, дюйм (1 дюйм = 25,4 мм); Δ – коэффициент деформации шины, равный 0,93–0,97.

Основные размеры и маркировка автомобильных и тракторных шин приведены на рис. 4.7. В метрической системе, принятой в Европе, размер указывается в формате (245/55R20): 245 – ширина шины в миллиметрах; 55 – отношение высоты профиля шины к ее ширине; 20 – посадочный диаметр шины в дюймах (измеряется внутреннее кольцо); R – условное обозначение радиальной шины. Если отношение высоты профиля шины к ширине больше 80–82%, то оно может не указываться, к примеру 245R20. Система измерения может быть и американской (в дюймах). К примеру, 31×10,5R16 или 30,5L32. Для широкопрофильных шин принято обозначение в миллиметрах (1300×530×533) – наружный диаметр D × ширина профиля B × посадочный диаметр d .

Краткие технические характеристики автомобильных и тракторных шин приведены в прил. 7. Более подробные данные о шинах представлены в ГОСТ 25304-97 «Шины пневматические диагональные индустриальные. Основные параметры и размеры», ГОСТ 25641-84 «Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин. Основные параметры и размеры». Порядок определения основных размеров шин регламентируется ГОСТ 26000-83 «Шины пневматические. Методы определения основных параметров».

Вычисленное по формуле (4.13) передаточное число механической части трансмиссии необходимо проверить из условия ограничения по сцеплению колес или гусениц с опорной поверхностью:

$$k_1^c = \frac{G_{\text{сц}} \varphi R \cos \alpha}{M_{\text{вых}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{г}}}, \quad (4.16)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес, Н; φ – коэффициент сцепления колес или гусениц с опорной поверхностью (см. табл. 1.1–1.3); α – угол уклона волока; $M_{\text{вых}}$ – величина выходного крутящего момента двигателя (гидротрансформатора, гидромотора).

Окончательный выбор передаточного числа трансмиссии на первой передаче производится при соблюдении следующего условия:

$$k_1^d \leq k_1 \leq k_1^c. \quad (4.17)$$

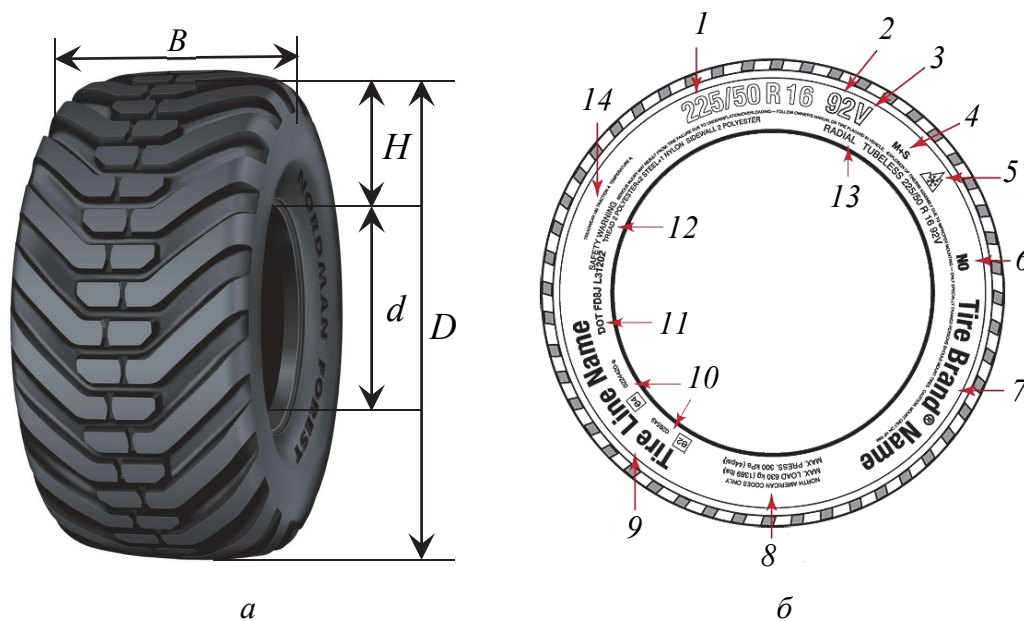


Рис. 4.7. Основные размеры (а) и маркировка (б) шин лесотранспортных машин:
B – ширина профиля; *H* – высота профиля;
d – посадочный диаметр; *D* – наружный диаметр;
1 – размер шины; *2* – 92 – индекс нагрузки; *3* – *V* – индекс скорости;
4 – тип всесезонной шины; *5* – климатическое исполнение шины (лето, зима, дождь); *6* – *N0* (или *N1*, *N2*, *M0*, *M3* и т. п.) – шины рекомендованы для установки на автомобили конкретных производителей;
7 – фирма-изготовитель; *8* – североамериканские показатели максимальной нагрузки и давления; *9* – название шины; *10* – международный сертификационный код (по классификации ЕСЕ). Показывает страну, в которой проводились испытания, и дату изготовления; *11* – *DOT* – американский стандарт безопасности. Код изготовления (фабрика-изготовитель, номер модели, типоразмер, дата в формате неделя + год); *12* – материалы, использованные при производстве шины;
13 – радиальные бескамерные шины; *14* – *UTOG* (*Uniform The Quality Grading*) – рейтинг по качеству

Обычно для лесотранспортных машин величина k_1 принимается ближе к расчетному значению по условиям сцепления.

Передаточное число трансмиссии на высшей передаче определяется из условия обеспечения движения машины с максимальной скоростью:

$$k_{\text{выс}} = 0,377 \frac{Rn^{\text{max}}}{v_{\text{max}}}, \quad (4.18)$$

где n^{max} – максимальная частота вращения выходного вала двигателя (гидротрансформатора, гидромотора).

4.4.2. Расчет параметров сцепления. Наибольшее распространение получили одно- и двухдисковые сцепления (рис. 4.8) постоянно замкнутого типа с несколькими нажимными пружинами.

При обосновании выбора конструкций сцепления следует руководствоваться величиной передаваемого им крутящего момента и условиями работы машины. Число поверхностей трения $i_{пов}$ сцепления зависит от мощности двигателя и для современных лесных машин и тракторов $i_{пов} = 4$ (2 ведомых диска) при $N_e \geq 132,5$ кВт и $i_{пов} = 2$ (1 ведомый диск) при $N_e \leq 132,5$ кВт.

Проектный расчет муфты сцепления сводится к определению параметров фрикционных накладок ведомого диска и суммарного усилия их прижатия пружинами к ведущим поверхностям.

Прижимное усилие определяется по зависимости

$$F_{пр} = \frac{\beta M_e^{max}}{\mu i_{пов} R_{ср}}, \quad (4.19)$$

где β – коэффициент запаса; M_e^{max} – максимальный крутящий момент двигателя, определяемый по формуле (3.7), Н·м; μ – коэффициент трения фрикционных накладок ведомых дисков о ведущий.

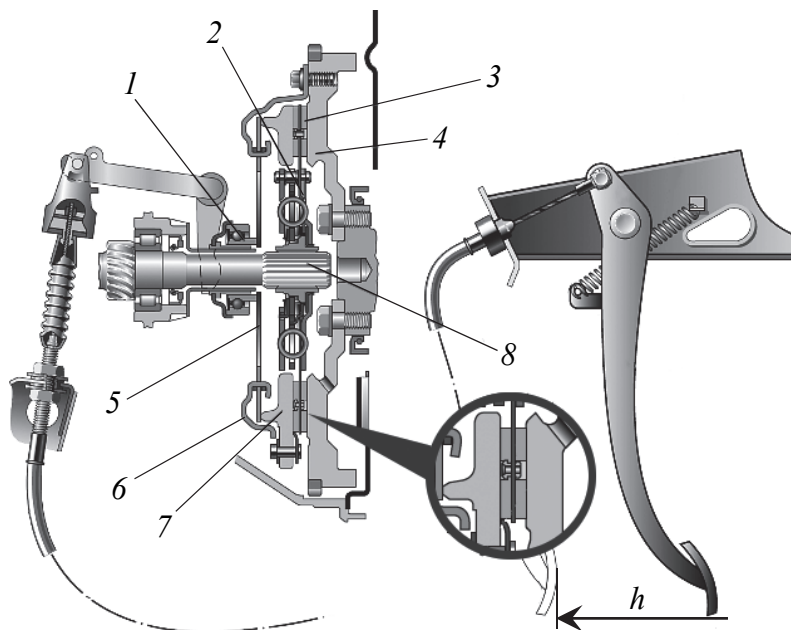


Рис. 4.8. Сцепление:

- 1 – выжимной подшипник; 2 – ведомый диск; 3 – фрикционные накладки ведомого диска; 4 – маховик; 5 – нажимной диск (нажимная пружина диафрагменного типа); 6 – опорный диск («корзина»); 7 – ведущий диск; 8 – шлицевой вал

Принимаемый коэффициент запаса муфты сцепления зависит от типа и назначения лесотранспортной машины. Для автомобилей повышенной проходимости $\beta = 1,2-1,5$; для одно- и двух-дисковых сцеплений сортиментовозов малой грузоподъемности $\beta = 1,5-2,2$, для лесотранспортных машин высокой проходимости $\beta = 2-3$, а также для сцеплений с $i_{пов} > 4$ коэффициент запаса $\beta = 1,1-2,5$.

Коэффициент трения фрикционных накладок ведомых дисков зависит от трущихся материалов. Для этих целей чаще всего используют: органические материалы (формованные и плетеные) с коэффициентом трения μ по стали $0,30-0,35$ и температурной стойкостью t до $250-320^\circ\text{C}$, кевларовые ($\mu = 0,35-0,37$, $t = 540^\circ\text{C}$), керамические материалы на основе смеси меди, железа, оловянистой бронзы, диоксида кремния и (или) графита ($\mu = 0,4-0,6$, $t = 540^\circ\text{C}$), металлокерамические композиты ($\mu = 0,50-0,55$, $t = 600^\circ\text{C}$). Для повышения ресурса в высоконагруженных трансмиссиях его механизм часто погружают в масляную ванну («мокрое сцепление»). В среде масла коэффициент трения μ по стали большинства спеченных фрикционных материалов (керамика, металлокерамика, формованные органические материалы) снижается и составляет $0,07-0,15$.

Средний радиус поверхностей трения фрикционных накладок определяется по зависимости

$$R_{\text{ср}} = \frac{(D_{\text{н}}^3 - D_{\text{вн}}^3)}{3(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вн}}^2)}, \quad (4.20)$$

где $D_{\text{н}}$, $D_{\text{вн}}$ – наружный и внутренний диаметры ведомых дисков, м.

Размеры фрикционных накладок уточняются путем проведения расчетов рабочего давления их прижатия $p_{\text{наж}}$, которое во многом определяет их нагревание и изнашивание:

$$[p] \geq p_{\text{наж}} = \frac{4F_{\text{пр}}}{\pi(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вн}}^2)}. \quad (4.21)$$

Допускаемое давление $[p]$ на фрикционную накладку ограничивается ее физико-механическими свойствами. Для керамических и металлокерамических накладок оно составляет $1,5-2,0$ МПа. В случае, если расчетное значение давления превышает допускаемое, необходимо использовать диски с большей площадью контактирующих поверхностей.

4.4.3. Коробки передач. Широкое распространение на колесных лесотранспортных машинах получили следующие механические коробки:

- классические трехвальные, соосные, с косозубыми шестернями постоянного зацепления и включением передач с помощью синхронизаторов и ручным переключением;
- автоматизированные коробки передач с планетарными группами;
- переселективные роботизированные коробки передач с двойным сцеплением и автоматической системой переключения.

Коробки передач для гусеничных тракторов, имеющие значительно меньшие передаточные числа по сравнению с автомобильными, выполняются двухвальными с прямозубыми шестернями и каретками. Для уменьшения торцевого износа зубьев шестерен тракторные коробки передач всегда снабжаются блокировочным устройством и тормозком для остановки ведущего вала.

Иногда в сочетании с коробкой устанавливают двухступенчатый реверс-редуктор, который удваивает число ступеней переднего хода, что позволяет водителю более эффективно использовать машину в зависимости от эксплуатационных условий.

Конструкция и порядок работы двух- и трехвальных коробок передач детально изложены в источниках [5–8]. В рамках представленного пособия рассмотрим общие принципы, заложенные в работу роботизированных механических коробок передач, имеющих двойное сцепление и автоматизированный сервопривод переключения передач (коммерческие названия данных коробок передач: Powershift, Ishift, Direct Shift Gearbox и др.).

Такие коробки передач имеют двойное сцепление, каждое из которых отвечает за собственный входной вал коробки передач (рис. 4.9). Данные валы расположены друг в друге, т. е. один из них имеет трубчатое сечение (полый). На первом (внутреннем) валу расположены шестерни с нечетными номерами передач (1, 3, 5 и т. д.). На втором (наружном) валу, соответственно, четные (2, 4 и т. д.).

Включение соответствующих передач происходит посредством гидрофицированного привода, воздействующего на синхронизаторы передач (поз. 13 рис. 4.9) при разомкнутом сцеплении соответствующего вала. После включения передачи сцепление замыкается.

Использование таких коробок передач позволяет обеспечить передачу крутящего момента без разрыва потока мощности и при этом

сохранить высокий КПД трансмиссии в сравнении с «классическими» автоматическими трансмиссиями, основанными на работе гидротрансформаторов.

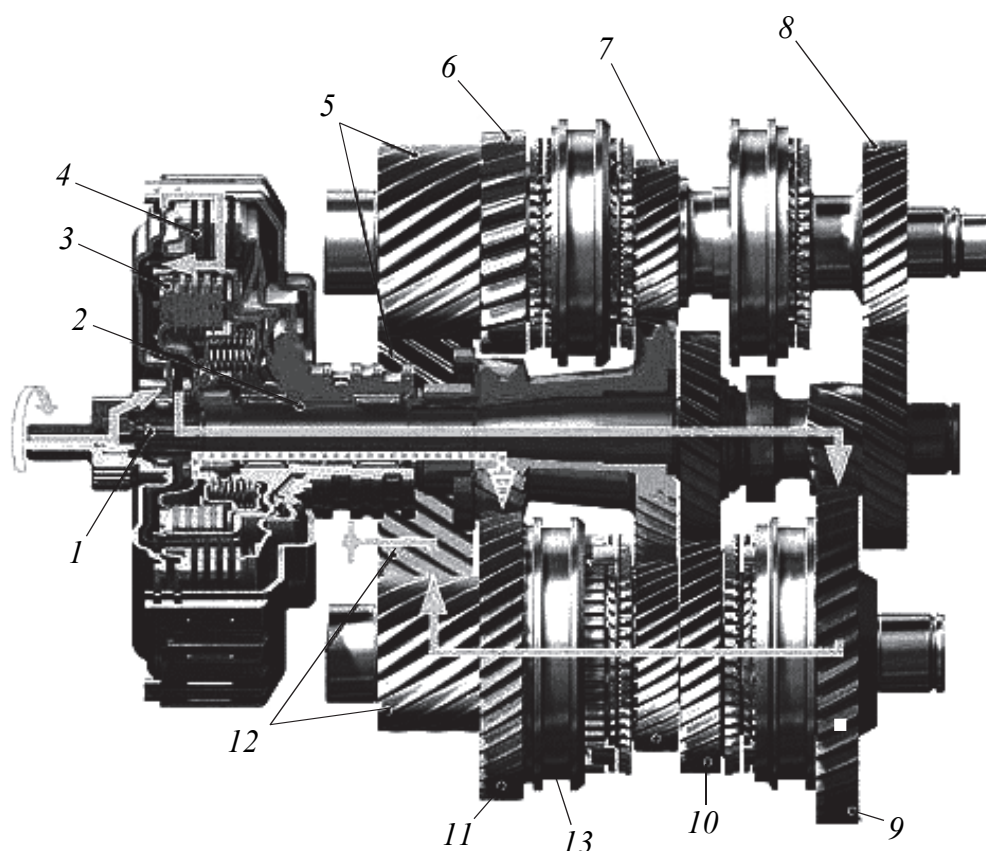


Рис. 4.9. Общий вид переселективной роботизированной коробки передач с двойным сцеплением:
 1 – первичный вал № 1; 2 – первичный вал № 2;
 3 – сцепление № 2 (разомкнуто); 4 – сцепление № 1 (замкнуто);
 5 – выходная пара шестерен первого вала; 6 – шестерня задней передачи; 7 – шестерня 4-й передачи; 8 – шестерня 1-й передачи;
 9 – шестерня 5-й передачи; 10 – шестерня 3-й передачи;
 11 – шестерня 2-й передачи; 12 – выходная пара шестерен второго вала; 13 – синхронизаторы передач

Вне зависимости от типа применяемой коробки передач в практике проектных расчетов механических частей трансмиссий используется единый подход к обоснованию количества ступеней передач и величины их передаточных чисел.

Минимальное число ступеней в коробке передач, обеспечивающее перекрытие кривых силы тяги, определяют по следующим формулам:

$$m = \frac{\lg\left(\frac{k_1}{k_{\text{ВЫС}}}\right)}{\lg\left(\frac{n_{en}}{n_M}\right)} + 1 \quad \text{и} \quad m = \frac{\lg\left(\frac{v^{\max}}{v^{\min}}\right)}{\lg\left(\frac{n_{en}}{n_M}\right)} + 1, \quad (4.22)$$

где v^{\max} и v^{\min} – максимальная и минимальная скорости движения машины, км/ч; n_{en} – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; n_M – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту (принимается по скоростной характеристике двигателя).

Число ступеней, вычисленное по формулам (4.22), округляется до большего целого значения. Окончательный выбор числа передач следует сделать, сравнив данные расчета с существующими моделями аналогичных машин. Целесообразно принимать большее число ступеней, так как это позволяет лучше использовать мощность двигателя.

Значения передаточных чисел трансмиссии на промежуточных передачах распределяются по закону геометрической прогрессии, что обеспечивает постоянство скорости движения машины в момент перехода на смежную передачу и дает одинаковую степень изменения нагрузки двигателя.

При распределении передаточных чисел по геометрической прогрессии справедлива следующая зависимость:

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{k_1}{k_{\text{ВЫС}}}}. \quad (4.23)$$

Зная передаточные числа трансмиссии на 1-й и высшей передачах, а также знаменатель прогрессии, переходят к определению передаточных чисел других агрегатов.

Общее передаточное число механической части трансмиссии определяется произведением передаточных чисел отдельных механических передач, поэтому передаточное число коробки передач i_m на 1-й передаче i_1 можно вычислить по принятому значению общего передаточного числа k_1 :

– для гусеничных машин с учетом передаточных чисел главной передачи $i_{\text{ГП}}$, планетарного механизма $i_{\text{ПМ}}$, конечной (бортовой) передачи i_6 , т. е.

$$i_1 = \frac{k_1}{i_{\text{ПМ}} i_{\text{ГП}} i_6}. \quad (4.24)$$

Их значения обычно принимаются по аналогии с существующими моделями.

Для того чтобы значения передаточного числа 1-й передачи коробки передач получались в допустимых пределах ($i_1 < 3,0$), следует $i_{гп}$, $i_{пм}$, $i_б$ выбирать в соответствии со следующими данными: главная передача – $i_{гп} = 2,5–5,5$; планетарный редуктор (ПМП) – $i_{пм} = 1,35–1,45$ (сдвоенный), $i_{п.м} \geq 3$ – (раздельный); бортовая передача – $i_б = 3,5–5,8$ (одинарная), $i_б \geq 7,5$ (двойная).

Подбирая значения $i_{гп}$, $i_{пм}$, $i_б$, следует большие значения передаточных чисел принимать в планетарном редукторе $i_{пм}$ и бортовой передаче $i_б$, чтобы разгрузить от больших крутящих моментов коробку передач и механизмы поворота;

– для колесных машин с учетом передаточных чисел передаточного числа раздаточной коробки i_p , главной передачи $i_{гп}$, бортовой передачи $i_б$, т. е.

$$i_1 = \frac{k_1}{i_p i_{гп} i_б}. \quad (4.25)$$

Передаточное число раздаточной коробки принимают в пределах 1,0–1,4.

Значения передаточных чисел главной передачи у колесных машин находятся в пределах: для одинарных передач – $i_{гп} = 3,7–6,7$; для двойных центральных передач – $i_{гп} = 5,6–10,3$; для двойных разнесенных передач – $i_{гп} = 5,0–12,0$. В тех случаях, когда величина $i_{гп}$ выходит за указанные пределы, необходимо вместо бортовой цилиндрической передачи $i_б$ вводить в трансмиссию колесной машины колесные планетарные редукторы $i_{пр}$, имеющие высокие передаточные числа $i_{пр} = 12–40$.

В случае применения трехвальной коробки передач значение передаточного числа на 1-й передаче i_1 должно обеспечиваться в пределах 6,1–7,8.

После вычисления передаточного числа 1-й передачи определяются передаточные числа остальных передач

– на 2-й передаче

$$i_2 = \frac{i_1}{q}; \quad (4.26)$$

– на m -ной передаче

$$i_m = \frac{i_1}{q^{m-1}}. \quad (4.27)$$

Расчетное значение передаточного числа коробки передач на высшей передаче у гусеничной машины обязательно корректируется с соблюдением условия $i_{\text{выс}} = 0,4$. У лесотранспортных машин, имеющих синхронизированные коробки передач для получения высокого КПД трансмиссии и облегчения компоновки передаточное число коробки передач на высшей передаче, обычно принимают $i_{\text{выс}} = 0,8-1,0$.

Полученные значения передаточных чисел коробки передач сравниваются с существующими серийными аналогами, имеющими подобное назначение и передаваемые мощностные характеристики.

4.4.4. Раздаточные коробки. Раздаточные коробки устанавливаются на полноприводных автомобилях, что дает возможность распределить крутящий момент между мостами. Для повышения силы тяги и увеличения общего числа передач раздаточные коробки могут выполняться двухступенчатыми. В целях предохранения трансмиссии от перегрузок при включении низшей передачи иногда автоматически включается передний мост.

При движении на высшей передаче раздаточной коробки передний мост должен включаться только для повышения сцепных качеств машины.

На автомобилях с большой нагрузкой на ось и постоянно включенными двумя ведущими мостами (для того чтобы исключить появление в трансмиссии циркулирующей мощности) в раздаточных коробках устанавливаются межосевые дифференциалы, обеспечивающие дифференциальный (нежесткий) привод ведущих мостов.

При неодинаковой нагрузке на оси межосевые дифференциалы выполняются несимметричными, т. е. распределяющими крутящий момент по мостам пропорционально нагрузке. Такая конструкция значительно повышает тягово-сцепные качества груженого автомобиля.

Дифференциальный привод ведущих мостов с балансирной подвеской осуществляется через симметричные межосевые дифференциалы, которые могут размещаться в раздаточной коробке (при индивидуальном приводе мостов) либо совместно с редуктором среднего ведущего моста (при проходной конструкции ведущих мостов).

Однако наличие в трансмиссии межосевого дифференциала резко повышает склонность автомобиля к буксованию. Для устранения

этого недостатка межосевые дифференциалы всегда снабжаются блокировочным устройством.

При наличии в силовой передаче автомобиля раздаточной коробки передаточное число последней на высшей передаче i_p принималось в п. 4.4.3. Передаточное число понижающей передачи $i_{p. \text{ пон}}$ целесообразно выбрать таким, чтобы кривые $P_a = f(v_a)$ располагались на середине между соседними передачами.

Это условие будет обеспечено, если

$$i_{p. \text{ пон}} = \frac{i_p(1+q)}{2}, \quad (4.28)$$

где q – знаменатель прогрессии коробки передач.

В некоторых случаях понижающая передача раздаточной коробки используется для преодоления особенно тяжелых участков пути или как ходоуменьшитель. В этом случае значение $i_{p. \text{ пон}}$ может быть выбрано из условия движения с минимальной скоростью ($v^{\text{мин}}$) по технологическим причинам:

$$i_{p. \text{ пон}} = 0,377 \frac{R_d n_{en}}{i_0 i_1 v^{\text{мин}}} \quad (4.29)$$

или из условия реализации максимальной силы тяги по сцеплению (4.16):

$$i_{p. \text{ пон}} = \frac{k_1^c}{i_1 i_{\text{гп}} i_6}. \quad (4.30)$$

У существующих колесных машин передаточные числа раздаточной коробки на понижающей передаче лежат в пределах $i_{p. \text{ пон}} = 1,57-2,50$.

4.4.5. Карданные передачи. На автомобилях и колесных тягачах применяются карданные передачи (рис. 4.10) с двумя и более шарнирами на игольчатых подшипниках. Для возможности изменения расстояния между агрегатами и сборки карданные передачи всегда имеют шлицевое сочленение. На гусеничных тракторах при малых углах ($3-5^\circ$) несоосности валов агрегатов применяются шарниры с резиновыми втулками.

Используются также телескопические карданные передачи. Такая передача состоит из резиновых втулок, установленных в двух

штампованных головках между крестообразными вилками. Одна вилка расположена на шлицах головной муфты, а вторая – на шлицах усилителя крутящего момента. Таким образом, крутящий момент передается от ведущей вилки через наружные шлицы на ведомую, которая соединена с ней внутренними шлицами.

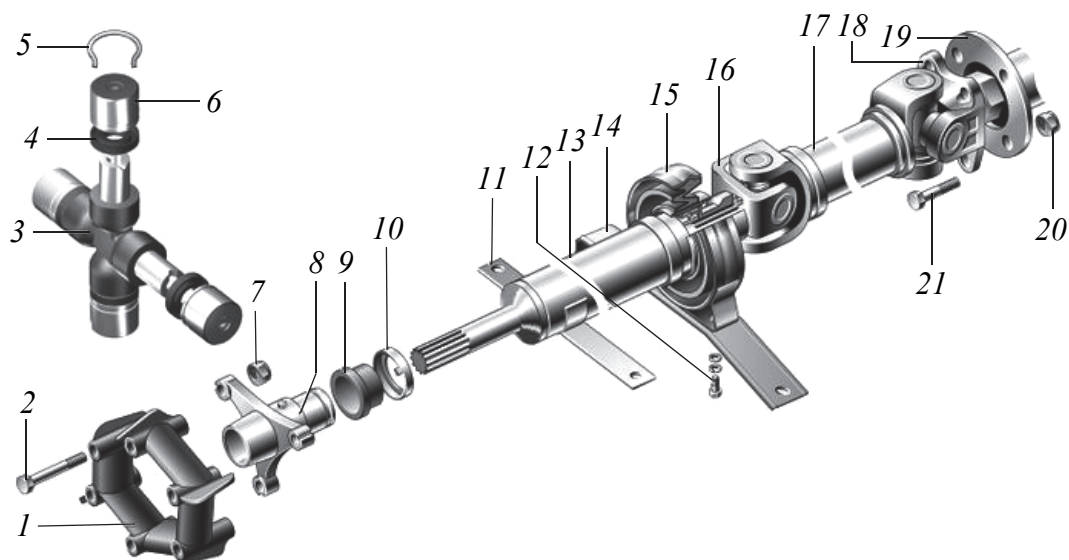


Рис. 4.10. Карданная передача:

- 1 – эластичная муфта; 2 – болт крепления эластичной муфты к фланцу;
 3 – крестовина; 4 – сальник; 5 – стопорное кольцо; 6 – подшипник крестовины; 7 – гайка; 8 – фланец эластичной муфты; 9 – сальник;
 10 – обойма сальника; 11 – кронштейн безопасности; 12 – болт крепления кронштейна к промежуточной опоре; 13 – передний карданный вал;
 14 – кронштейн промежуточной опоры; 15 – промежуточная опора;
 16 – вилка переднего карданного вала; 17 – задний карданный вал; 18 – вилка заднего карданного вала; 19 – фланец ведущей шестерни главной передачи;
 20 – гайка; 21 – болт крепления вилки

При больших расстояниях между коробкой передач (раздаточной коробкой) и ведущими мостами карданная передача состоит из карданов, двух валов и промежуточной опоры. Жесткие карданы допускают передачу крутящего момента под углом $20\text{--}30^\circ$.

Для устранения неравномерности вращения применяются двойные карданы, т. е. карданы устанавливаются на обоих концах карданного вала с расположением вилок в одной плоскости.

Для передачи момента на передние ведущие управляемые колеса вместо простого двойного кардана используют специальные шарниры равных угловых скоростей (ШРУСы): для машин малой и

средней грузоподъемности – шариковые, для большегрузных – кулачковые или типа «двойной кардан».

Проектный расчет карданной передачи сводится к определению потребного сечения трубы карданного вала, его крестовин и вилки шарнира (рис. 4.11).

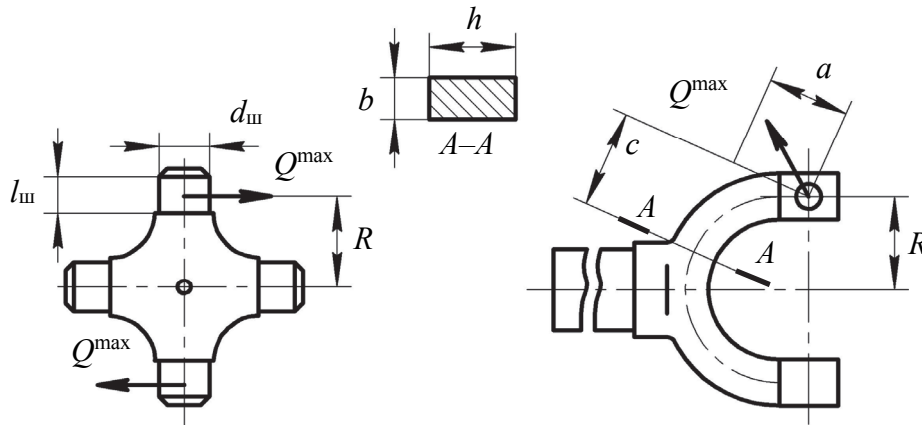


Рис. 4.11. Расчетная схема крестовины и вилки карданной передачи

Сечение трубы карданного вала определяют исходя из ограниченности напряжений кручения в ней:

$$[\tau_T] \geq \tau_T = 16M^{\max} D_H / \pi(D_H^4 - D_{ВН}^4), \quad (4.30)$$

где $[\tau_T]$ – допускаемые касательные напряжения в материале карданного вала, Па (160 МПа); τ_T – касательные напряжения, действующие в трубе карданного вала, Па; M^{\max} – максимальный крутящий момент, передаваемый карданным валом, Н·м; $D_H, D_{ВН}$ – наружный и внутренний диаметры трубы карданной передачи, м.

Максимальный передаваемый карданной передачей крутящий момент, который определяется по выражению

$$M^{\max} = M_{\text{ВЫХ}}^{\max} i_{\text{перед}}, \quad (4.31)$$

где $i_{\text{перед}}$ – произведение передаточных чисел агрегатов, предшествующих карданной передаче.

Крестовина карданного шарнира рассчитывается на изгиб и срез соответственно

$$[\sigma_K] \geq \sigma_K = \frac{32Q^{\max} l_{\text{ш}}}{\pi d_{\text{ш}}^3}; \quad (4.32)$$

$$[\tau_k] \geq \tau_k = \frac{4Q^{\max}}{\pi d_{\text{ш}}^2}, \quad (4.33)$$

где $l_{\text{ш}}$ – длина опорной части крестовины, м; $d_{\text{ш}}$ – диаметр опорной части крестовины, м; Q^{\max} – усилие, передаваемое опорной площадкой, которое рассчитывается по формуле, Н

$$Q^{\max} = 0,5M^{\max} R, \quad (4.34)$$

где R – расстояние между осью вращения крестовины и серединой опорной площадки ее подшипника, м.

Обратите внимание, что крестовина карданного шарнира имеет 4 опорные поверхности, однако при определении усилия, передаваемого опорной площадкой Q^{\max} , делается допущение, что крутящий момент M^{\max} передается только через 2 из них (принято $0,5 M^{\max}$ вместо $0,25M^{\max}$ в формуле (4.34)).

Такой подход подразумевает расчет наиболее тяжело нагруженного случая, при котором не все опорные поверхности одинаково нагружены ввиду неточностей изготовления элементов карданной передачи.

В существующих конструкциях крестовин $[\sigma_k] = 300\text{--}400$ МПа, а $[\tau_k] = 100\text{--}150$ МПа.

Под действием силы Q^{\max} вилка карданной передачи испытывает сложнапряженное состояние – изгиб с кручением. В наиболее нагруженном сечении вилки возникают нормальные и касательные напряжения, определяемые по зависимости

$$[\sigma_{\text{изг}}] \geq \sigma_{\text{изг}} = \frac{6Q^{\max} c}{bh^2}; \quad (4.35)$$

$$[\tau_{\text{кр}}] \geq \tau_{\text{кр}} = \frac{Q^{\max} a}{Kbh^2}, \quad (4.36)$$

где c, a, b, h – геометрические параметры вилки согласно рис. 4.11, м; K – коэффициент, зависящий от отношения h/b и имеющий вид

$$K = 0,21 + 0,03(h/b - 1). \quad (4.37)$$

Для существующих конструкций вилок карданных передач $[\sigma_{\text{изг}}] = 50\text{--}80$ МПа, а $[\tau_{\text{кр}}] = 80\text{--}160$ МПа.

По рассчитанным характеристикам карданного вала подбирается наиболее близкий из серийно производимых (прил. 8).

4.5. Главные передачи

У сортиментовозов при передаточном числе ведущего моста меньшем 6,0–6,5 применяют одинарные главные передачи, а при большем передаточном числе – двойные. Главные передачи лесотранспортных машин всегда снабжаются межколесными дифференциалами: симметричными, коническими или (для повышения проходимости) кулачковыми повышенного трения.

В последние годы на трехосных автомобилях применяют средние мосты с проходным валом ведущей шестерни главной передачи. Такая конструкция упрощает схему компоновки силовой передачи и обеспечивает почти полную унификацию деталей ведущих мостов.

К ведомой шестерне главной передачи прикреплен корпус дифференциала. Дифференциал – специальный механизм, обеспечивающий вращение ведущих колес с различными скоростями движения на поворотах, а также при движении по неровной поверхности и передающий при этом крутящий момент.

Получил распространение осевой симметричный дифференциал с коническими шестернями, устанавливаемый между ведущими колесами (межколесный).

Проектный расчет главной передачи сводится к расчету закрытых конической и, при наличии, цилиндрической передач, их валов и опорных подшипников. Порядок таких расчетов излагается в предшествующих дисциплинах, а методика расчетов детально приведена в источнике [9]. Подводимый к главной передаче максимальный момент M^{\max} , необходимый для проведения такого расчета, находится по аналогии с зависимостью (4.31).

4.6. Полуоси, колесные и бортовые редукторы

Полуоси служат для передачи крутящего момента от дифференциала к ведущим колесам. По степени нагружения радиальными и осевыми силами и соответствующими им изгибающими моментами полуоси делятся:

- на полуразгруженные (рис. 4.12, а);
- на $\frac{3}{4}$ разгруженные (рис. 4.12, б);
- полностью разгруженные (рис. 4.12, в).

У полуразгруженной полуоси (рис. 4.12, *a*) внешняя опора расположена внутри балки моста. Со стороны колеса на такую полуось в вертикальной плоскости действуют:

- 1) нормальная реакция R_Z , Н;
- 2) изгибающий момент в вертикальной плоскости M_Z , Н·м;
- 3) крутящий момент M_k или тормозной момент M_T , Н·м.

В горизонтальной плоскости:

- 1) касательная сила тяги $R_Y = P_k$ или тормозная сила $R_Y = P_T$, Н;
- 2) изгибающий момент в горизонтальной плоскости M_Y , Н·м.

У полуоси, разгруженной на $\frac{3}{4}$, внешняя находится между ступицей колеса и балкой моста. В этом случае изгибающие моменты от реакций R_Z и R_Y действуют одновременно на полуось и балку моста. Доля нагрузки, приходящейся на полуось, зависит от конструкции подшипника и его жесткости. Боковая нагрузка действует вдоль полуосей на корпус дифференциала через полуосевые шестерни.

У полностью разгруженной полуоси (рис. 4.12, *в*) внешняя опора, расположенная между ступицей колеса и балкой моста, представлена в виде разнесенных на большое расстояние двух роликовых или шариковых радиально-упорных подшипников. Такая конструкция нагружается только тяговым или тормозным моментом и применяется на большинстве лесотранспортных машин.

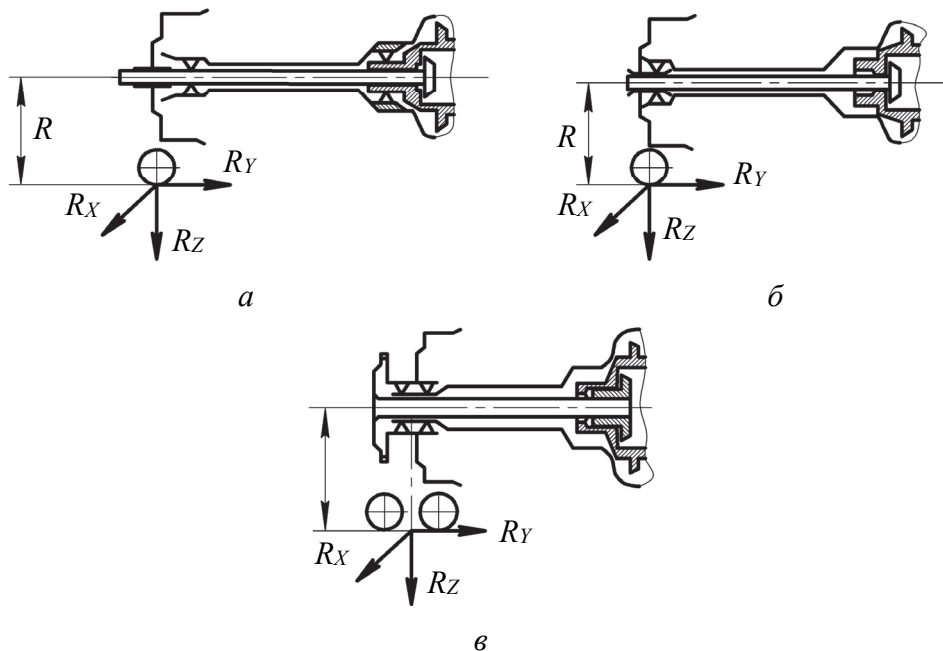


Рис. 4.12. Силы, действующие на полуоси неразрезных мостов: *a* – полуразгруженных; *б* – на $\frac{3}{4}$ разгруженных; *в* – полностью разгруженных

Полуоси машин высокой проходимости рассчитывают на прочность по максимальному динамическому моменту для случаев интенсивного трогания с места, торможения и при переезде через препятствие.

Действующая на полуось нормальная динамическая реакция R_z , Н, определяется по выражению

$$R_z = R_i m_i, \quad (4.38)$$

где R_i – опорная реакция под i -тым колесом, Н; m_i – динамический коэффициент перераспределения нормальных реакций (1,7–2,0).

Продольная динамическая реакция P_k , действующая на колесо, будет

$$P_k = R_y = M_k / R, \quad (4.39)$$

где M_k – максимальный крутящий момент на колесе при разгоне или торможении; R – радиус колеса, рассчитанный ранее по формуле (4.15) и принятый с изложенными рекомендациями, м.

На режимах трогания и торможения суммарное напряжение изгиба и кручения, действующее в полуоси составит

$$\sigma = \sqrt{R_z^2 b^2 + R_k^2 b^2 + M_k^2 / 0,1d^2}, \quad (4.40)$$

где b – консольный свес полуоси относительно подшипника, м; d – диаметр полуоси в расчетном сечении, м.

При переезде единичной неровности

$$\sigma = R_z b / 0,1d^3. \quad (4.41)$$

У автомобилей при большом передаточном числе ведущих мостов применяются колесные редукторы. Цилиндрические колесные редукторы в приводе переднего моста позволяют увеличить клиренс машины и рационально разместить двигатель. Получившие признание планетарные колесные редукторы, помещаемые в ступицах задних колес, резко снизили нагруженность полуосей и повысили их долговечность.

Бортовые передачи гусеничных тракторов, выполненные в виде цилиндрических редукторов, позволяют реализовать большое передаточное число. Размещение бортовых передач после механизма поворота снижает величину крутящих моментов в них, что облегчает управление трактором и дает возможность увеличить силу тяги на ведущих звездочках.

Планетарные механизмы поворота, применяемые на многих гусеничных тракторах, одновременно выполняют роль понижающих редукторов.

На основе определенных элементов трансмиссии и их передаточных чисел строится полная кинематическая схема трансмиссии с указанием составляющих ее агрегатов, передаточных чисел.

Информация по расчету элементов трансмиссии находится в источниках [10–13]. Сведения об общей компоновке лесотранспортных машин, производимых в Республике Беларусь, используемых при этом серийных узлах и агрегатах, можно получить в источниках [14–16].

5. ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИК ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

После выбора параметров всех силовых передач трансмиссии и разработки ее кинематической схемы необходимо определить фактический КПД полученной трансмиссии. Для этого следует использовать приведенные в табл. 5.1 данные и формулу (5.1).

Таблица 5.1

КПД механизмов силовых передач

Агрегат	КПД
Гидромуфта (гидротрансформатор)	0,85–0,90
Коробка передач:	
с прямозубыми шестернями	0,94–0,97
с косозубыми	0,95–0,97
Карданная передача с углом между валами:	
до 7°	0,99
от 7 до 20°	0,98
Главная передача:	
спирально-коническая	0,94
двойная (цилиндрическая и коническая)	0,92
Передача зубчатая:	
цилиндрическая	0,97–0,98
коническая	0,95–0,97
червячная	0,85–0,92
Однорядная планетарная передача	0,95–0,97

С учетом полученных фактических значений КПД трансмиссии строится ее тяговая характеристика. Она представляет собой графическую зависимость $P_a = f(v)$ на различных передачах и является основным документом, характеризующим тяговые качества машины.

Вначале удобно внести в табл. 5.2 значения крутящего момента M_e и частоты вращения коленчатого вала двигателя n , определенные при построении внешней скоростной характеристики двигателя.

Таблица 5.2

Параметры тяговой характеристики

n , об/мин	$M_{\text{вых}}$, Н·м	Низшая передача раздаточной коробки $i_p \text{ пон} = \dots$									
		Общее передаточное число трансмиссии на соответствующей передаче									
		$k_1 = \dots$					$k_m = \dots$				
		v , км/ч	$P_{\kappa, H}$	$P_{\text{в}, H}$	P_a, H	v , км/ч	$P_{\kappa, H}$	$P_{\text{в}, H}$	P_w, H	P, H	
n , об/мин	$M_{\text{вых}}$, Н·м	Высшая передача раздаточной коробки $i_p = \dots$									
		Общее передаточное число трансмиссии на соответствующей передаче									
		$k_1 = \dots$					$k_m = \dots$				
		v , км/ч	$P_{\kappa, H}$	$P_{\text{в}, H}$	P_a, H	v , км/ч	$P_{\kappa, H}$	$P_{\text{в}, H}$	P_w, H	P, H	

Для построения кривых тяговой характеристики следует определить на каждой передаче скорость движения и свободную силу тяги при соответствующей частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Скорость движения v , км/ч, машины определяется по формуле

$$v = 0,377 \frac{R n_{\text{ВЫХ}}}{k_m}, \quad (5.1)$$

где R – радиус ведущей звездочки гусеничной машины или динамический радиус колеса, м; k_m – общее передаточное число трансмиссии на соответствующей передаче.

Общее передаточное число трансмиссии определяется как произведение передаточных чисел агрегатов, входящих в трансмиссию, и передаточного числа коробки передач на соответствующей передаче.

Свободная сила тяги, равная разности касательной силы тяги и силы сопротивления воздушной среды P_a , Н, определяется по формуле

$$P_a = P_k - P_w, \quad (5.2)$$

где P_k – касательная сила тяги, Н, определяемая по зависимости

$$P_k = \frac{M_{\text{ВЫХ}} k_m \eta_{\text{тр}}}{R}. \quad (5.3)$$

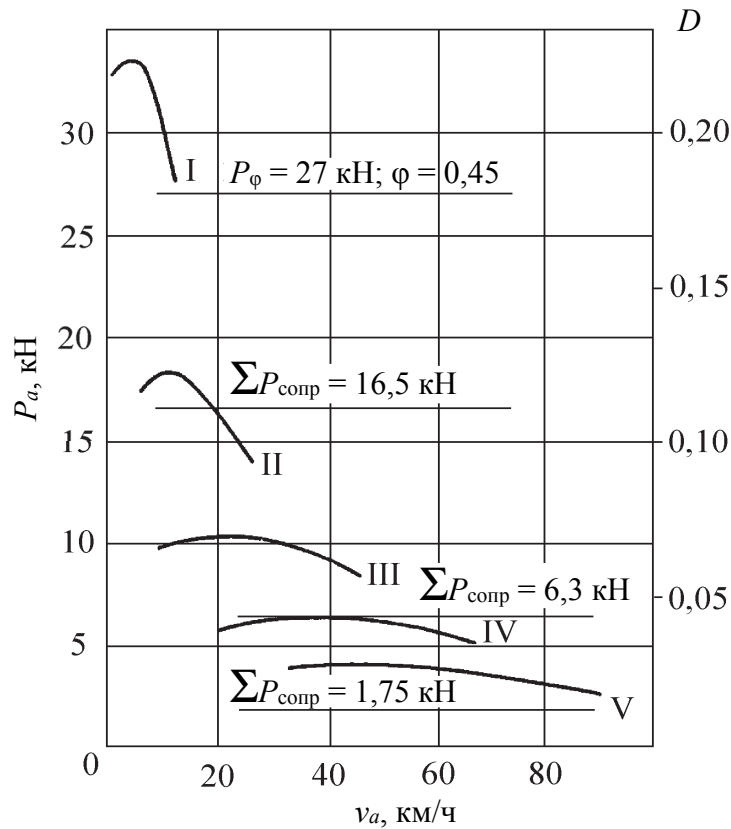
На практике сопротивление воздушной среды P_w , Н, учитывается при скоростях движения свыше 25 км/ч и может быть определено по формуле

$$P_w = \frac{k_b F v^2}{13}. \quad (5.4)$$

Найденные значения вносятся в табл. 5.2 и на ее основе строится тяговая характеристика (рисунок).

В соответствии с полученными данными тяговая характеристика трансмиссии отображается на листе кинематической схемы трансмиссии.

При анализе тяговых свойств автопоезда удобнее пользоваться динамической характеристикой, представляющей собой тяговую характеристику, у которой по оси ординат в соответствующем масштабе отложен динамический фактор, а по оси абсцисс – скорость движения, т. е. $D = f(v)$.



Тяговая и динамическая характеристики лесовозного автопоезда

Динамический фактор характеризует удельную свободную силу тяги, которую может развить машина на различных передачах:

$$D = \frac{P_a}{G_a}. \quad (5.5)$$

Преобразование выражений (2.2) и (5.5) позволяет выразить динамический фактор как сумму удельных сопротивлений движению:

$$D = f \pm i \pm j \frac{\delta}{g}. \quad (5.6)$$

Тяговая и динамическая характеристики широко используются в практике для решения различных тягово-эксплуатационных задач. Определяемыми показателями могут быть:

- вес автопоезда и нагрузка на машину;
- ускорение при трогании с места и разгоне на различных передачах;

- величины допустимых сопротивлений движению;
- предельные значения подъемов на различных типах дорог;
- скорость и время движения с грузом и без.

Избыточная сила тяги расходуется, как правило, на сообщение лесотранспортной системе ускорения и составляет

$$P_j \geq (P_a = P_\varphi) - P_f. \quad (5.7)$$

Если принять, что буксование движителя отсутствует ($\delta = 1$), получим частный случай определения предельной величины ускорения автопоезда в составе тягача и прицепа (полуприцепа, прицепа-ропуска), м/с^2 :

$$j = \frac{P_j g}{G + Q + G_{\text{пр}}}. \quad (5.8)$$

В случае движения лесотранспортных машин без прицепных звеньев общий вес транспортной системы (знаменатель зависимости (5.8)) необходимо скорректировать в соответствии с расчетным случаем.

Приложение 1

Таблица П1.1

Технические характеристики автомобильных прицепов, полуприцепов

Модель	Показатели									
	Количество осей	Грузоподъемность, кг	Собственная масса, кг	База, мм	Колея, мм	Клиренс, мм	Шины	Перевозимый груз		
МАЗ-9008	2	13 500	4 500	–	–	–	12.00R20	Хлысты		
ТМЗ-802К	2	8 000	2 465	1 200	1 790	380	260–20	Хлысты		
ТМЗ-803М	2	15 000	3 360	1 350	1 920	420	320–508	Хлысты		
ТМЗ-803АК	2	15 000	2 875	1 350	1 920	420	320–508	Хлысты		
1-ПП-13	1	13 000	3 255	–	1 900	470	320–508	Хлысты		
2-ПП-18	2	18 000	3 957	–	2 030	490	12,00–20	Хлысты		
МАЗ-83781-20	2	15 000	5 000	–	–	–	11.00R20	Сортименты		
МАЗ-99864	3	30 300	8 000	–	–	–	11.00R20	Сортименты		

Таблица П1.2

Технические характеристики тракторных полуприцепов

Модель	Q, кг	m, кг	Общая длина, м	Общая ширина, м	Площадь сечения ГП, м ²	Длина ГП, м	Дорожный просвет, мм	Число коников	Размер колес
Kesla 82	8 000	1 050 + + манипулятор	5,57	2,08	1,7	3,45	510	2/4	400/60×15.5; 11,5/80×15.3

Окончание табл. П1.2

Модель	Q, кг	m, кг	Общая длина, м	Общая ширина, м	Площадь сечения ГП, м ²	Длина ГП, м	Дорожный просвет, мм	Число коников	Размер колес
Kesla 92	9 000	1 200 + + манипулятор	5,57	2,210– 2,425	1,7	3,45	530–590	3/6	400/60×15.5; 15/70×18
Kesla 102	10 000	1 750 + + манипулятор	6,295	2,46–2,66	2,3	4,0	530–590	3/6	400/60×15.5; 500/55×17
BELARUS ПЛ-9	9 000	4 100	7,21	2,225	–	–	350	–	16,5/70-18
BELARUS ПЛ-9-03	11 000	4 120	7,21	2,225	–	–	350	–	–
Амкодор 2310	10 000	4 820	5,0–5,9	2,46	2,4	–	–	–	20.0/60-22.5 500/55-17

Таблица П1.3

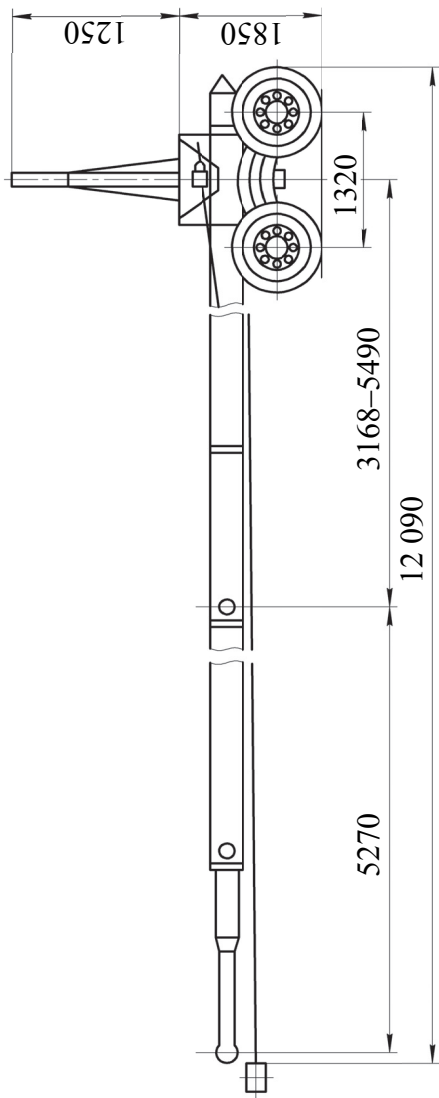
Базовые шасси лесовозных автопоездов

Тип автомобиля	Двухосные тягачи и автомобили	Трехосные тягачи и автомобили
Шасси и сорти-ментовозы		

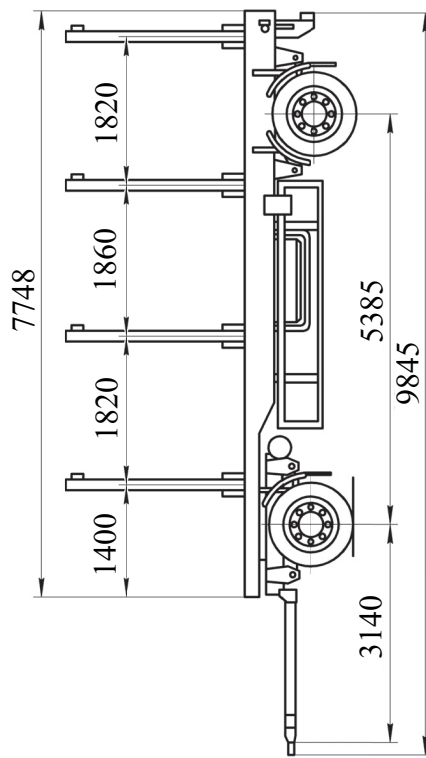
Окончание табл. П1.3

Тип автомобиля	Двухосные тягачи и автомобили	Трехосные тягачи и автомобили
Седельные тягачи		
Лесовозные тягачи		

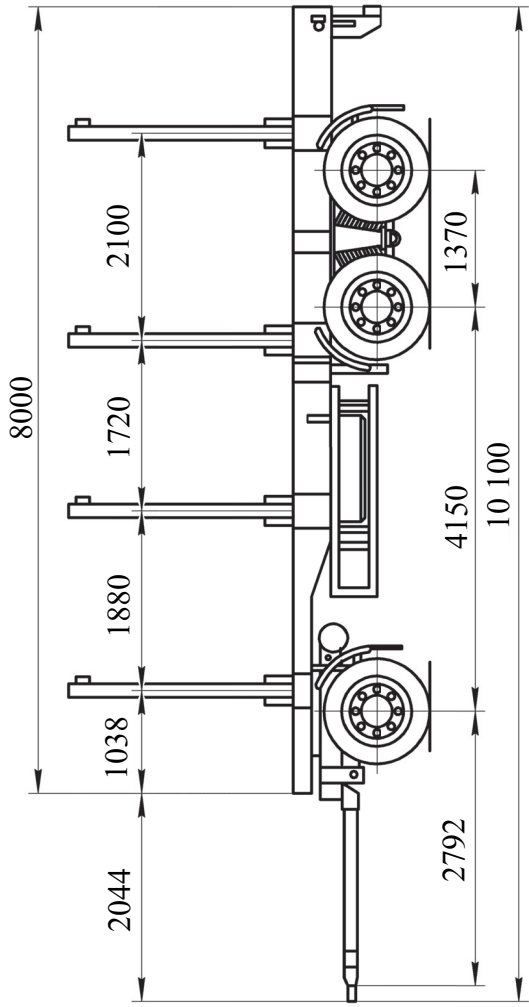
Прицепы и полуприцепы для лесовозных автопоездов



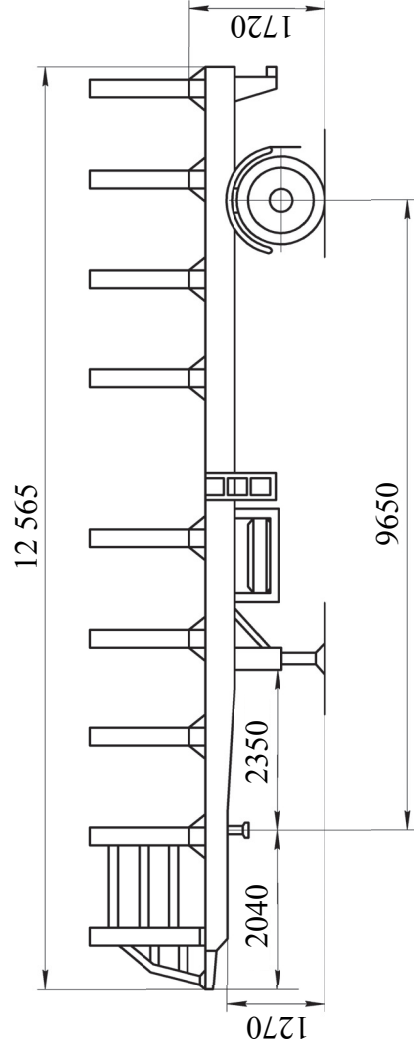
Прицеп-ропуск



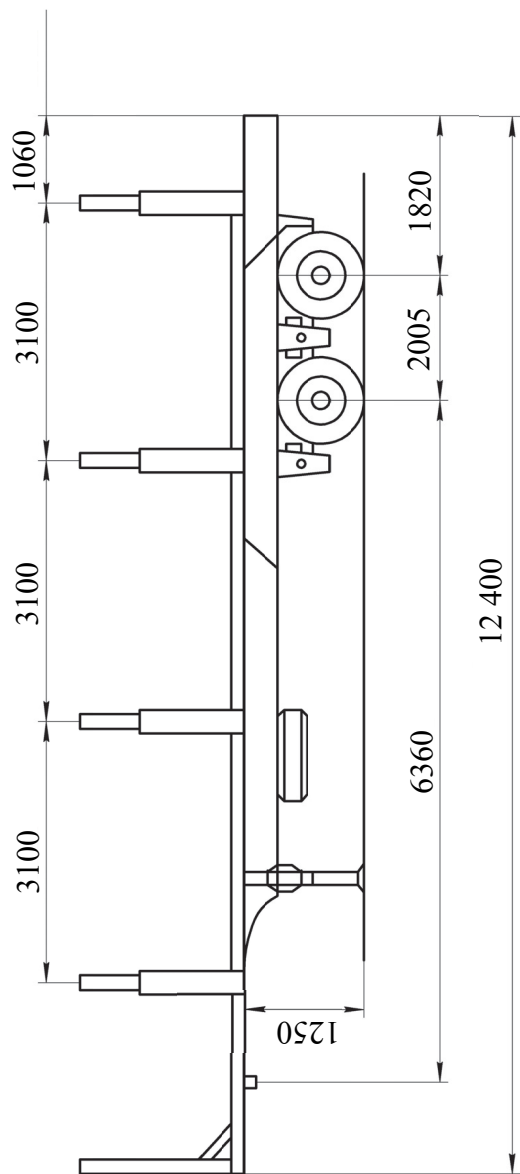
Прицеп двухосный



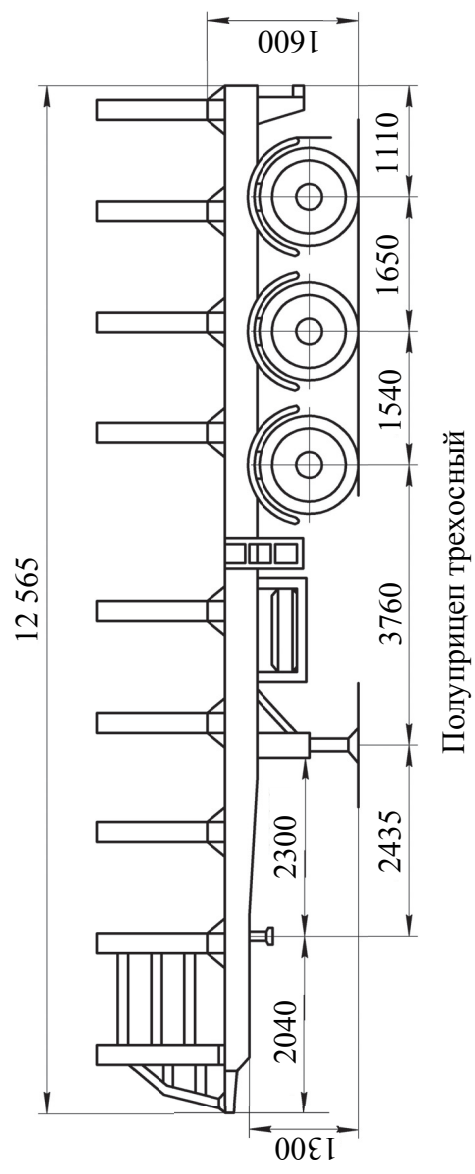
Прицеп трехосный



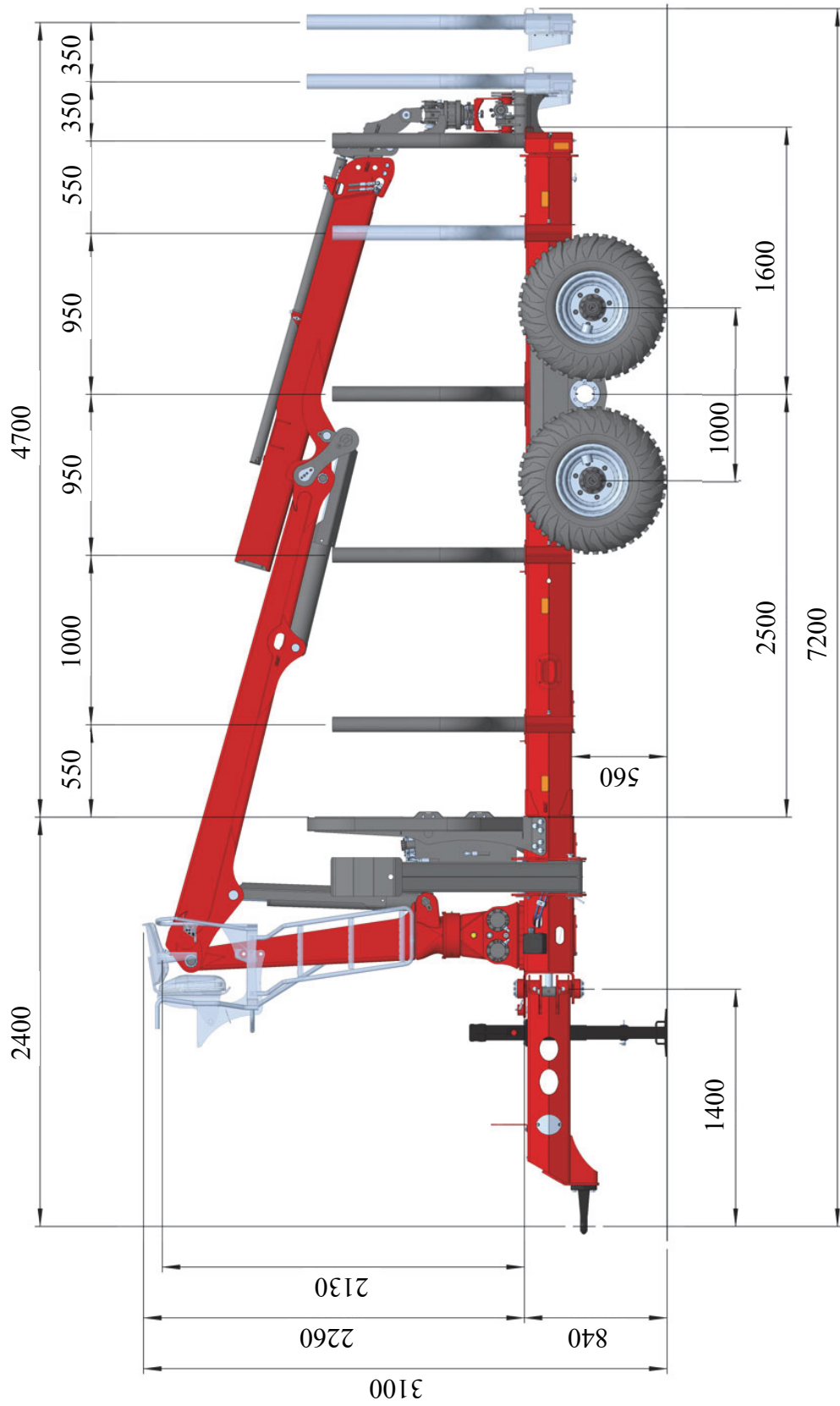
Полуприцеп одноосный



Полуприцеп двухосный

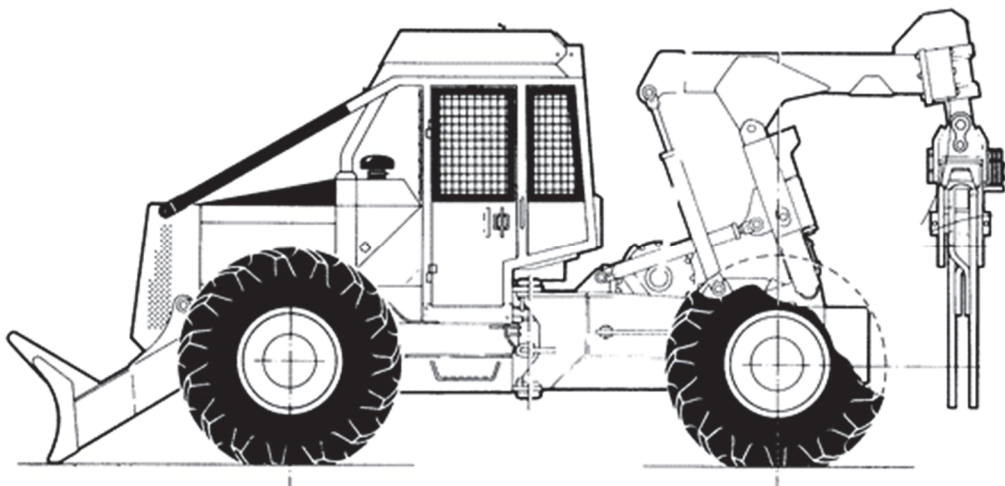
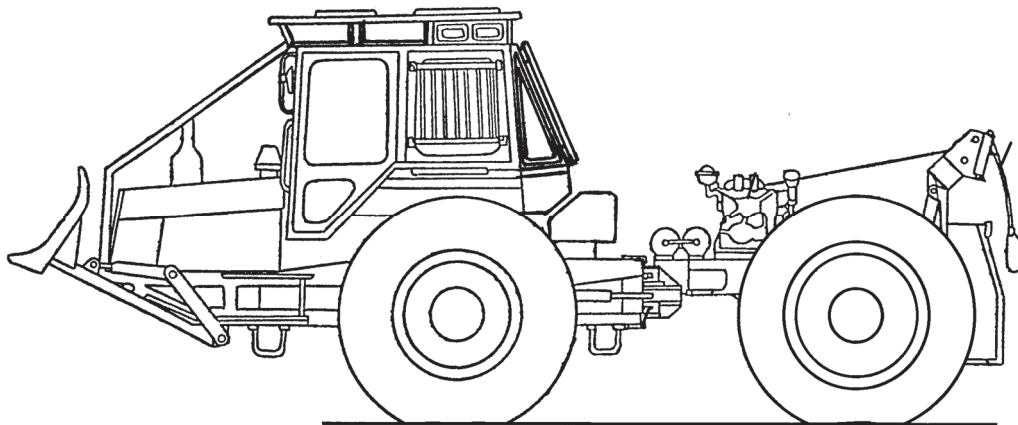
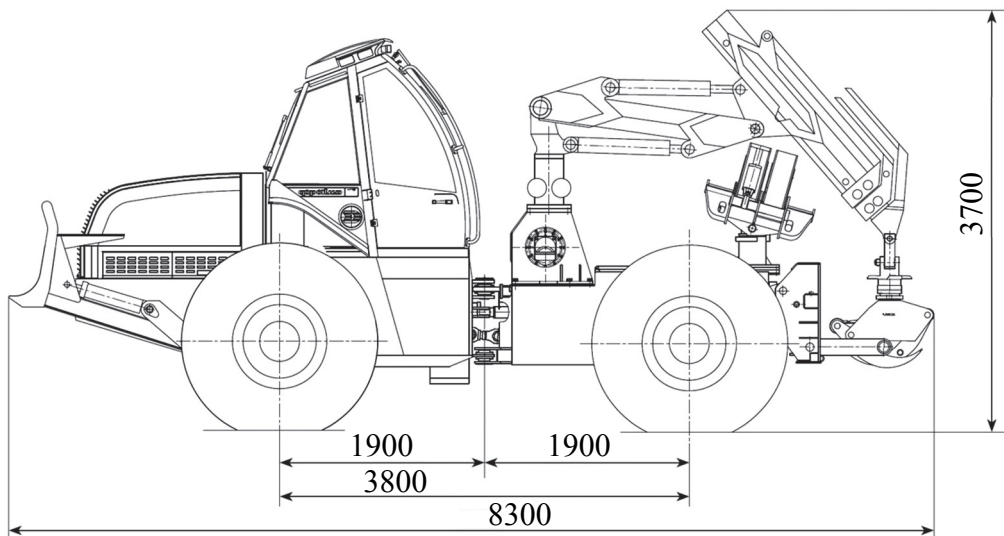


Полуприцеп трехосный

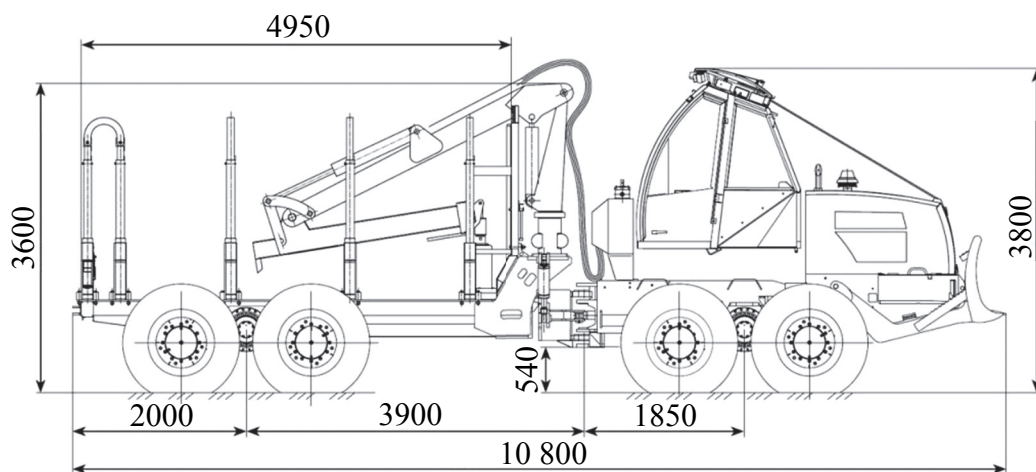
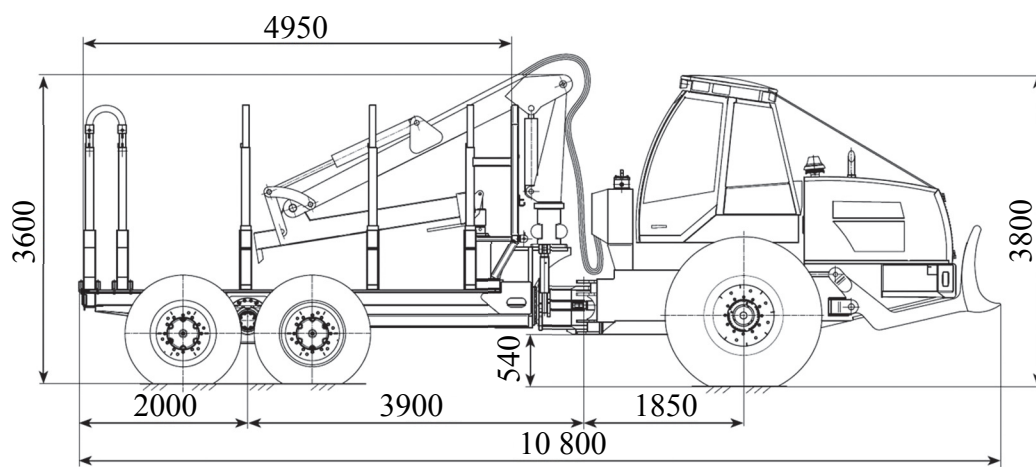
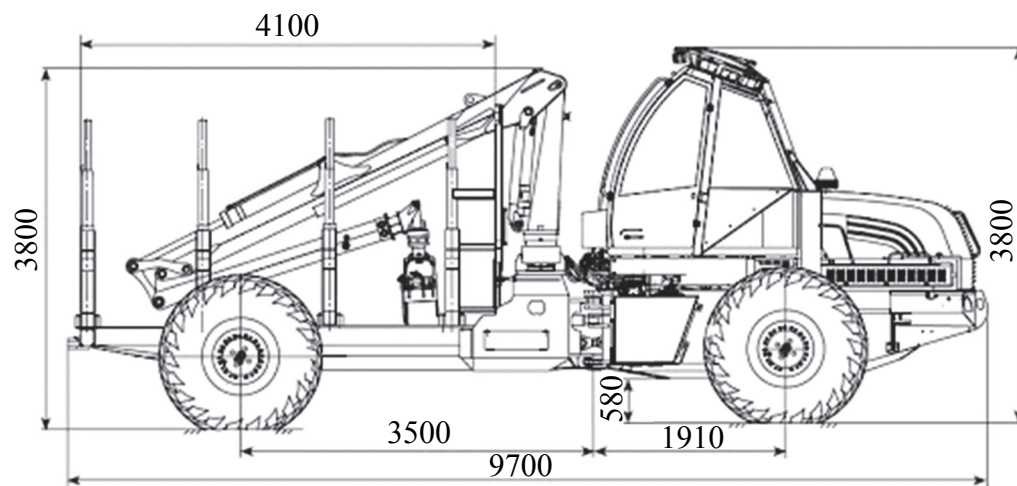


Полуприцеп с балансирной тележкой
и манипулятором

Колесные трелевочные тракторы



Тракторы трелевочные



Форвардеры

Приложение 2

Таблица П2.1

Технические характеристики автомобильных двигателей внутреннего сгорания

Марка двигателя	N_e , кВт	n_{ep} , об/мин	Цилиндр			Рабочий объем V_h , см ³	Степень сжатия, ϵ	Масса G , кг	Удельный расход топлива g_{ep} , г/кВт·ч	Коэффициенты		
			число (i) и расположение цилиндров	диаметр, d , мм	ход S , мм					a	b	c
ЯМЗ-236НЕ2	159,0	2 100	6V	130	140	11 150	16,5	880	227	0,907	1,093	1,289
ЯМЗ-236БЕ2	175,4	2 000	6V	130	140	11 150	16,5	885	227	0,916	1,084	1,297
ЯМЗ-7601.10	215,2	1 900	6V	130	140	11 150	16,5	800	238	0,933	1,067	1,314
ЯМЗ-238ДЕ2	233,0	2 100	8V	130	140	14 860	16,5	1 070	227	0,940	1,060	1,321
ЯМЗ-7511.10	287,0	1 900	8V	130	140	14 860	16,5	820	238	0,958	1,042	1,338
ЯМЗ-240Н	367,8	2 100	12V	130	140	22 300	16,5	1 670	238	0,980	1,020	1,359
КамАЗ 740.11-240	169,0	2 200	8V	120	120	10 850	17,0	1 050	230	0,913	1,087	1,294
КамАЗ 740.51-320	220,0	2 200	8V	120	130	11 760	16,8	1 050	230	0,935	1,065	1,316
КамАЗ 740.50-360	255,0	2 000	8V	120	130	11 760	16,8	1 050	230	0,948	1,052	1,328
Д-245.9	95,7	2 400	4P	110	125	4 750	15,1	490	229	0,863	1,137	1,246
Д-245.30Е2	110,2	2 400	4P	110	125	4 750	17,0	490	229	0,876	1,124	1,258
Д-260.11	130,8	2 100	6P	110	125	7 120	15,0	490	229	0,890	1,11	1,272
Д-260.13	144,0	2 100	6P	110	125	7 120	15,0	490	229	0,899	1,101	1,280
Д-265	154,0	2 100	6V	110	125	4 750	15,0	800	215	0,904	1,096	1,286
Д-260.5С	161,5	2 100	6P	110	125	7 120	15,1	490	229	0,909	1,091	1,290
MAN D2866LF15	272,0	2 000	6P	128	155	11 967	16,0	720	220	0,954	1,046	1,334

Окончание табл. П2.1

Марка двигателя	N_e , кВт	n_{en} , об/мин	Цилиндр			Рабочий объем V_h , см ³	Степень сжатия, ϵ	Масса G , кг	Удельный расход топлива g_{en} , г/кВт·ч	Коэффициенты		
			число (i) и расположение цилиндров	диаметр, d , мм	ход S , мм					a	b	c
MAN D2866LF20	294,0	2 000	6P	128	155	11 967	17	720	220	0,960	1,040	1,340
MAN D2866LF25	301,0	1 900	6P	128	155	11 967	19	720	220	0,962	1,038	1,342
DEUTZ 125 BF4M1013FC	125,0	2 400	4P	108	130	4 764	18,1	520	225	0,886	1,114	1,269
DEUTZ 140 BF4M1013FC	140,0	2 300	4P	108	130	4 764	18,1	520	225	0,896	1,104	1,278
DEUTZ CE180 BF6M1013FC	180,0	2 300	6P	108	130	7 146	18,1	740	228	0,918	1,082	1,299
DEUTZ CE210 BF6M1013FC	210,0	2 300	6P	108	130	7 146	18,1	740	228	0,931	1,069	1,312
ГА3-560 (STEYR M14)	69,8	3 800	4P	–	–	2 134	20,5	–	225	0,836	1,164	1,220

Таблица П2.2

Технические характеристики тракторных двигателей внутреннего сгорания

Марка двигателя	N_e , кВт	n_e , об/мин	Цилиндр			Рабочий объем V_h , см ³	Степень сжатия ϵ	Масса G , кг	Расход топлива g_{en} , г/кВт·ч	Коэффициенты		
			число (i) и расположение цилиндров	диаметр d , мм	ход S , мм					a	b	c
Д-248.1	37,0	1 800	4P	110	125	4 750	15,0	430	220	0,781	1,219	1,166
Д-244	42,0	1 700	4P	110	125	4 750	15,0	430	220	0,792	1,208	1,177

Продолжение табл. П2.2

Марка двигателя	N_e , кВт	n_e , об/мин	Цилиндр			Рабочий объем V_h , см ³	Степень сжатия ϵ	Масса G , кг	Расход топлива g_{en} , г/кВт·ч	Коэффициенты		
			число (i) и расположение цилиндров	диаметр d , мм	ход S , мм					a	b	c
Д-246	43,0	1 500	4P	110	125	4 750	15,0	427	225	0,794	1,206	1,179
Д-248.3	44,0	2 000	4P	110	125	4 750	17,0	430	220	0,796	1,204	1,181
Д-242Л	46,0	1 800	4P	110	125	4 750	15,1	490	220	0,800	1,200	1,185
Д-241Л	53,0	2 100	4P	110	125	4 750	15,1	490	220	0,812	1,188	1,197
Д-245.4	60,0	1 800	4P	110	125	4 750	15,0	430	217	0,823	1,177	1,207
Д-245.5	65,0	1 800	4P	110	125	4 750	15,0	450	217	0,830	1,170	1,214
Д-245Л	77,0	2 200	4P	110	125	4 750	17,0	456	220	0,845	1,155	1,228
Д-245.1	79,0	2 200	4P	110	125	4 750	15,0	456	218	0,847	1,153	1,230
Д-245.12	80,0	2 400	4P	110	125	4 750	15,0	500	218	0,848	1,152	1,231
Д-245.2	88,0	2 200	4P	110	125	4 750	15,0	470	220	0,856	1,144	1,239
Д-245.3	90,0	2 200	4P	110	125	4 750	15,0	456	215	0,858	1,142	1,241
Д-260.4	96,0	2 100	6P	110	125	4 750	15,0	650	226	0,864	1,136	1,246
Д-245.8	100,0	2 400	4P	110	125	4 750	15,0	430	215	0,867	1,133	1,250
Д-260.1	114,0	2 100	6P	110	125	4 750	15,0	650	220	0,879	1,121	1,261
Д-260.2	154,0	2 100	6P	110	125	4 750	15,0	750	218	0,904	1,096	1,286
Д-260.3	184,0	2 100	6P	110	125	4 750	15,0	750	218	0,920	1,080	1,301
СМД-14	55,1	1 700	4P	120	140	6 330	17,0	780	265	0,816	1,184	1,200
СМД-14БН	45,6	1 500	4P	120	140	6 330	17,0	780	165	0,799	1,201	1,184
СМД-17К	75,5	1 900	4P	120	140	6 330	17,0	750	252	0,843	1,157	1,226

Окончание табл. П2.2

Марка двигателя	N_e , кВт	n_e , об/мин	Цилиндр			Рабочий объем V_h , см ³	Степень сжатия ϵ	Масса G , кг	Расход топлива g_{ep} , г/кВт·ч	Коэффициенты		
			число (i) и расположение цилиндров	диаметр d , мм	ход S , мм					a	b	c
СМД-60	121,3	2 000	6V	130	115	9 150	15,0	900	231	0,884	1,116	1,266
СМД-62	132,4	2 100	6V	130	115	9 150	15,0	900	231	0,891	1,109	1,273
СМД-80	183,9	2 200	8V	130	115	12 200	15,0	1200	231	0,920	1,080	1,301
Perkins 104-22	23,5	1 800	4P	84	100	2 216	22,0	245	225	0,742	1,258	1,128
Perkins 903-27	34,0	2 250	3P	95	127	2 700	17,5	356	225	0,774	1,226	1,159
Perkins 903-27	36,0	2 250	3P	95	127	2 700	17,5	231	225	0,779	1,221	1,164
Perkins 104-22	37,0	2 800	4P	84	100	2 216	22,0	245	225	0,781	1,219	1,166
Perkins 404 C-22	38,0	3 000	4P	95	127	2 200	22,4	184	225	0,784	1,216	1,169
Perkins 903-27	40,0	2 300	3P	95	127	2 700	17,5	231	225	0,788	1,212	1,173
Perkins 704-30	43,0	2 300	4P	97	100	3 000	17,5	200	225	0,794	1,206	1,179
Perkins 704-30	47,0	2 300	4P	97	100	3 000	17,5	200	225	0,802	1,198	1,187
Perkins 903-27T	48,0	2 250	3P	95	127	2 700	17,25	256	225	0,804	1,196	1,188
Perkins 1004-4	63,5	2 600	4P	100	127	4 000	16,5	273	225	0,828	1,172	1,212
Perkins 1004-4T	83,0	2 600	4P	100	127	4 000	16,0	279	235	0,851	1,149	1,234
Perkins 1006-6	96,5	2 600	6P	100	127	6 000	16,5	410	235	0,864	1,136	1,247
Perkins 1006-6T	119,0	2 600	6P	100	127	6 000	16,0	419	235	0,882	1,118	1,264
Perkins 1006-6TW	136,0	2 600	6P	100	127	6 000	16,0	410	235	0,894	1,106	1,276

Примечание. P – вертикальное однорядное расположение цилиндров; V – V-образное расположение цилиндров; все двигатели оснащены турбокомпрессорами.

Таблица П2.3

Технические характеристики тяговых электродвигателей

Электродвигатель	$U, В$	$M_{еп}, Н·м$	$N_{еп}, кВт$	$I_{ном}, А$	$n_{еп}, об/мин$	$M_{max}, Н·м$	$N_{max}, кВт$	$I_{max}, А$	$n_{max}, об/мин$
GVM142-050-GPN	36	6,74	3,18	87,1	4500	40	10,4	625,3	4900
GVM142-050-MPN	48	6,33	3,12	64,0	4700	40	10,9	486,4	5200
GVM142-050-YPN	72	6,74	3,18	42,6	4500	40	10,4	305,4	5000
GVM142-050-ZPN	80	6,12	3,08	37,2	4800	40	11,1	291,8	5200
GVM142-050-EQN	96	6,54	3,15	31,2	4600	40	10,6	230,4	4950
GVM142-050-NQN	120	7,87	3,22	26,1	3900	40	9,0	162,1	4400
GVM142-075-DPN	24	14,30	2,84	129	1890	62	6,7	715,4	2200
GVM142-075-DPN	36	9,36	3,43	87,5	3500	62	11,5	715,3	3500
GVM142-075-GPN	48	7,26	3,04	62,6	4000	62	14,3	647,1	4000
GVM142-075-YPN	72	10,80	3,52	44,3	3100	62	10,4	316,1	3100
GVM142-075-YPN	80	9,36	3,43	38,6	3500	62	11,7	316,1	3500
GVM142-075-ZPN	96	8,13	3,24	32,3	3800	62	13,6	302,0	3800
GVM142-075-EQN	120	8,13	3,24	25,5	3800	62	13,1	238,3	3800
GVM142-100-DPN	24	18,10	2,74	121,0	1440	85	6,9	742,6	1750
GVM142-100-DPN	36	14,80	3,57	101,0	2300	85	11,4	742,6	2700
GVM142-100-GPN	48	11,80	3,58	73,6	2900	85	14,2	671,9	3100
GVM142-100-YPN	72	15,50	3,49	46,3	2150	85	10,2	328,1	1350
GVM142-100-YPN	80	14,40	3,61	43,2	2400	85	11,5	328,1	2650
GVM142-100-ZPN	96	12,30	3,62	35,8	2800	85	13,5	313,5	3000
GVM142-100-DQN	120	11,80	3,58	29,2	2900	85	14,1	266,2	3100
GVM210-050-APN	24	22,70	3,91	176,0	1650	82	8,7	711,3	2100

Продолжение табл. П2.3

Электродвигатель	U , В	$M_{еп}$, Н·м	$N_{еп}$, кВт	$I_{ном}$, А	$n_{еп}$, об/мин	M_{max} , Н·м	N_{max} , кВт	I_{max} , А	n_{max} , об/мин
GVM210-050-APN	36	17,00	5,50	134,0	3090	82	14,8	711,3	3300
GVM210-050-APN	48	13,20	5,23	105,0	3800	82	20,5	711,2	4000
GVM210-050-MPN	72	13,20	5,23	69,3	3800	82	20,4	467,4	4000
GVM210-050-SPN	80	14,30	5,39	64,0	3600	82	19,3	399,0	3900
GVM210-050-XPN	96	14,90	5,45	53,4	3500	82	18,7	320,8	3800
GVM210-050-DQN	120	15,10	5,47	43,9	3450	82	18,5	259,7	3800
GVM210-100-YNIN	24	45,00	4,20	184,0	893	173	9,8	815,7	1100
GVM210-100-YNIN	36	39,50	6,13	163,0	1480	173	16,2	815,7	1600
GVM210-100-YNIN	48	33,10	6,93	138,0	2000	173	22,6	815,7	2100
GVM210-100-DPN	72	25,50	6,67	90,3	2500	173	29,3	685,1	2800
GVM210-100-GPN	80	27,10	6,82	82,6	2400	173	28,1	590,6	2700
GVM210-100-MPN	96	26,30	6,75	66,5	2450	173	28,0	489,4	2600
GVM210-100-SPN	120	24,70	6,58	53,3	2550	173	29,3	417,8	2700
GVM210-150-YNIN	36	58,40	5,79	159,0	948	262	15,7	818,4	1050
GVM210-150-YNIN	48	52,00	7,16	142,0	1310	262	22,1	818,3	1450
GVM210-150-APN	72	41,40	7,80	104,0	1800	262	31,6	747,2	2000
GVM210-150-DPN	80	40,10	7,77	93,1	1850	262	32,5	687,4	2000
GVM210-150-JPN	96	41,40	7,80	77,4	1800	262	31,5	554,3	1950
GVM210-150-QPN	120	40,10	7,77	62,9	1850	262	32,4	464,5	2000
GVM142-050-MPW	36	18,20	5,73	177,0	3000	40	7,9	486,7	4500
GVM142-050-MPW	48	18,10	7,94	175,0	4200	40	11,0	486,7	6300
GVM142-050-MPW	72	17,60	12,0	172,0	6500	40	17,0	486,6	9750

Продолжение табл. П2.3

Электродвигатель	U , В	$M_{ен}$, Н·м	$N_{ен}$, кВт	$I_{ном}$, А	$n_{ен}$, об/мин	M_{max} , Н·м	N_{max} , кВт	I_{max} , А	n_{max} , об/мин
GVM142-050-MPW	80	17,40	13,10	171,0	7200	40	18,9	486,6	9500
GVM142-050-YPW	96	17,80	10,10	109,0	5400	40	14,2	305,6	8100
GVM142-050-ZPW	120	17,60	11,80	103,0	6400	40	16,7	292,0	9500
GVM142-075-MPW	36	29,00	5,81	183,0	1910	62	7,8	503,5	2850
GVM142-075-MPW	48	29,00	7,90	183,0	2600	62	10,9	503,5	3900
GVM142-075-MPW	72	28,50	12,30	181,0	4100	62	17,0	503,5	6150
GVM142-075-MPW	80	28,30	13,90	180,0	4700	62	19,1	503,5	7050
GVM142-075-MPW	96	28,00	16,40	178,0	5600	62	23,1	503,5	8400
GVM142-075-MPW	120	27,40	19,80	175,0	6900	62	28,4	503,5	9500
GVM142-100-MPW	24	40,00	3,38	187,0	806	85	3,9	523,0	1200
GVM142-100-MPW	36	40,00	5,88	187,0	1400	85	7,6	523,0	2100
GVM142-100-MPW	48	39,90	8,15	187,0	1950	85	10,7	523,0	2925
GVM142-100-MPW	72	39,40	12,40	185,0	3000	85	16,9	523,0	4500
GVM142-100-MPW	80	39,20	14,00	185,0	3400	85	19,0	523,0	5100
GVM142-100-MPW	96	38,80	17,10	183,0	4200	85	23,2	523,0	6300
GVM142-100-MPW	120	38,20	20,80	180,0	5200	85	28,6	523,0	7800
GVM210-050-DPW	24	38,70	5,66	272,0	1400	82	8,4	654,8	2100
GVM210-050-DPW	36	38,40	9,03	271,0	2250	82	13,6	654,8	3370
GVM210-050-DPW	48	38,10	12,30	269,0	3100	82	18,7	654,8	4650
GVM210-050-DPW	72	37,30	18,30	265,0	4690	82	28,9	654,8	7050
GVM210-050-DPW	80	37,00	20,90	263,0	5390	82	32,3	654,7	8000
GVM210-050-DPW	96	36,40	24,30	260,0	6390	82	39,0	654,7	8000

Продолжение табл. П2.3

Электродвигатель	U, В	M _{еп} , Н·м	N _{еп} , кВт	I _{ном} , А	n _{еп} , об/мин	M _{макс} , Н·м	N _{макс} , кВт	I _{макс} , А	n _{макс} , об/мин
GVM210-050-JPW	120	36,40	24,30	209,0	6390	82	38,5	528,0	8000
GVM210-100-DPW	36	88,20	9,70	300,0	1050	173	13,3	685,8	1570
GVM210-100-DPW	48	87,80	13,30	299,0	1450	173	18,7	685,8	2170
GVM210-100-DPW	72	86,90	20,00	297,0	2200	173	29,3	685,8	3300
GVM210-100-DPW	80	86,50	22,60	296,0	2500	173	32,9	685,8	3750
GVM210-100-DPW	96	85,70	26,90	293,0	3000	173	39,7	685,8	4500
GVM210-100-DPW	120	84,40	33,60	290,0	3800	173	49,1	685,8	5700
GVM210-150-DPW	48	138,00	13,00	310,0	900	262	18,1	688,2	1350
GVM210-150-DPW	72	137,00	20,80	308,0	1450	262	28,9	688,2	2170
GVM210-150-DPW	80	136,00	22,90	307,0	1600	262	32,5	688,2	2400
GVM210-150-DPW	96	136,00	27,70	305,0	1950	262	39,6	688,1	2920
GVM210-150-DPW	120	134,00	34,40	303,0	2450	262	48,9	688,1	3670
GVM210-200-DPW	72	186,00	20,50	312,0	1050	352	28,4	692,3	1575
GVM210-200-DPW	80	186,00	23,30	312,0	1200	352	32,0	692,3	1800
GVM210-200-DPW	96	185,00	28,10	310,0	1450	352	39,2	692,3	2175
GVM210-200-DPW	120	183,00	34,60	308,0	1800	352	48,6	692,3	2700
GVM210-300-DPW	80	283,00	22,50	314,0	760	530	30,8	692,3	1140
GVM210-300-DPW	96	282,00	28,00	314,0	950	530	38,1	692,3	1420
GVM210-300-DPW	120	281,00	33,80	312,0	1150	530	47,5	692,3	1720
GVM210-400-DPW	120	376,00	33,40	312,0	850	710	46,4	695,4	1275
GVM210-050-QQW	320	36,90	21,20	66,4	5490	82	32,9	165,3	8000

Окончание табл. П2.3

Электродвигатель	U , В	$M_{еп}$, Н·м	$N_{еп}$, кВт	$I_{нум}$, А	$n_{еп}$, об/мин	M_{max} , Н·м	N_{max} , кВт	I_{max} , А	n_{max} , об/мин
GVM210-050-VQW	400	36,80	22,10	55,0	5740	82	34,4	137,6	8000
GVM210-050-VQW	480	36,00	26,20	54,1	6940	82	41,4	137,5	8000
GVM210-050-FRW	640	36,00	26,00	40,0	6890	82	40,9	101,7	8000
GVM210-100-SPW	320	78,60	53,50	166,0	6500	173	82,3	418,1	8000
GVM210-100-XPW	400	78,60	53,50	133,0	6500	173	83,2	336,1	8000
GVM210-100-DQW	480	79,10	52,20	108,0	6300	173	81,0	272,1	8000
GVM210-100-MQW	640	78,30	54,10	83,6	6600	173	84,3	211,6	8000
GVM210-150-DPW	320	115,00	84,10	262,0	7000	262	136,5	687,9	8000
GVM210-150-JPW	400	114,00	84,90	210,0	7100	262	138,1	554,7	8000
GVM210-150-SPW	480	118,00	80,00	163,0	6500	262	125,6	419,5	8000
GVM210-200-DPW	320	164,00	89,40	278,0	5200	352	137,1	692,1	7800
GVM210-200-DPW	400	152,00	105,00	259,0	6610	352	172,2	692,0	8000
GVM210-200-JPW	480	154,00	103,00	211,0	6410	352	167,0	558,1	8000
GVM210-200-SPW	640	153,00	104,00	159,0	6510	352	168,8	421,9	8000
GVM210-300-DPW	320	262,00	93,20	293,0	3400	530	136,9	692,2	5100
GVM210-300-DPW	400	251,00	113,00	281,0	4300	530	172,1	692,1	6450
GVM210-300-DPW	480	238,00	132,00	267,0	5300	530	207,6	692,0	7950
GVM210-300-DPW	640	205,00	155,00	232,0	7220	530	277,8	691,9	8000
GVM210-400-DPW	320	358,00	93,60	299,0	2500	710	136,0	695,3	3750
GVM210-400-DPW	400	348,00	116,00	290,0	3190	710	172,0	695,2	4800
GVM210-400-DPW	480	336,00	137,00	281,0	3900	710	207,6	695,1	5850
GVM210-400-DPW	640	306,00	170,00	257,0	5310	710	278,6	695,0	7950

Приложение 3

Таблица ПЗ.1

Обобщенные характеристики гидротрансформаторов

Обозначение гидротрансформатора	Коэффициент момента входного вала, $\text{мин}^2/\text{м}\cdot\text{об}^2$		$K_{гд}$ (при $\eta = 80\%$)		Рекомендуемые параметры двигателя	
	$\lambda^{\max}\times 10^{-3}$	$\lambda^{\min}\times 10^{-3}$	Г3	Г4	$N_{\text{ном}}$, лс.	$M_{\text{ном}}$, Н·м
ГЗ*-340-20	1,70	1,35	–	–	40–200	200–550
ГЗ*-340-25	2,00	1,55	1,70–1,95	1,80–2,00		
ГЗ*-340-30	2,40	1,75	–	–		
ГЗ*-340-36	2,90	2,05	1,65–1,95	–		
ГЗ*-340-37	3,00	1,95	1,65–1,90	1,75–1,95		
ГЗ*-340-32	3,40	2,05	1,60–1,85	1,70–1,85		
ГЗ*-340-55	4,50	2,50	1,45–1,70	1,60–1,75		
ГЗ*-340-67	5,40	2,60	–	1,55–1,70		
ГЗ*-340-80	6,50	2,80	1,40–1,65	1,50–1,65		
ГЗ*-370-40	2,00	1,55	–	–	60–270	400–800
ГЗ*-370-45	2,40	1,75	1,70–1,95	1,80–2,00		
ГЗ*-370-55	3,00	1,95	1,65–1,90	1,75–1,95		
ГЗ*-370-65	3,40	2,05	1,60–1,85	1,70–1,85		
ГЗ*-370-85	4,50	2,60	1,55–1,70	1,60–1,75		
ГЗ*-370-105	5,50	2,70	1,50–1,65	1,55–1,70		
ГЗ*-370-120	6,50	2,80	1,45–1,65	1,50–1,65		
ГЗ*-390-40	1,70	1,35	–	–	60–350	400–1000
ГЗ*-390-50	2,00	1,55	1,70–1,95	1,80–2,00		
ГЗ*-390-60	2,40	1,75	–	–		
ГЗ*-390-70	2,90	2,05	–	–		
ГЗ*-390-75	3,00	1,95	1,65–1,95	1,75–2,00		
ГЗ*-390-85	3,40	2,05	1,60–1,90	1,70–1,90		
ГЗ*-390-110	4,50	2,60	1,55–1,80	1,60–1,80		
ГЗ*-390-135	5,50	2,70	1,50–1,65	1,55–1,70		
ГЗ*-400-55	2,00	1,60	1,70–1,95	1,80–2,00	90–200	400–800
ГЗ*-400-70	2,50	1,90	–	–		
ГЗ*-430-70	1,70	1,35	–	–	120–400	700–1600

Обозначение гидротрансформатора	Коэффициент момента входного вала, мин ² / м·об ²		K _{ГД} (при η = 80%)		Рекомендуемые параметры двигателя	
	λ ^{max} ×10 ⁻³	λ ^{min} ×10 ⁻³	Г3	Г4	N _{ном} , лс.	M _{ном} , Н·м
Г3*-430-80	2,00	1,55	1,70–1,95	1,80–2,00	–	–
Г3*-430-95	2,40	1,75	–	1,80–2,05		
Г3*-430-115	2,90	2,05	–	–		
Г3*-430-120	3,00	1,95	1,65–1,95	1,75–2,00		
Г3*-430-140	3,40	2,05	1,60–1,90	1,70–1,90		
Г3*-430-180	4,50	2,60	1,55–1,80	1,60–1,80		
Г3*-430-220	5,50	2,70	1,50–1,65	1,55–1,70		
Г3*-470-95	1,50	1,25	1,60–1,90	1,65–1,95	160–700	100–250
Г3*-470-105	1,70	1,30	1,70–1,95	–		
Г3*-470-120	1,90	1,40	–	1,80–2,00		
Г3*-470-150	2,40	1,75	1,70–2,00	1,80–2,05		
Г3*-470-180	2,90	2,65	1,65–2,00	1,75–2,00		
Г3*-470-190	3,00	1,95	1,65–1,95	1,75–1,95		
Г3*-470-210	3,40	2,05	1,60–1,90	1,70–1,95		
Г3*-470-280	4,50	2,60	1,55–1,85	1,60–1,80		
Г3*-470-340	5,50	2,70	1,50–1,65	1,55–1,70		
Г3-480-120	1,70	1,35	1,65–2,00	–		
Г3-480-140	2,00	1,55	–	–		
Г3-480-175	2,50	1,75	1,70–2,00	–		
Г3-480-200	2,90	2,05	1,65–2,00	–		
Г3*-530-195	1,70	1,36	–	–	220–1000	170–500
Г3*-530-230	2,00	1,55	1,70–1,95	1,80–2,00		
Г3*-530-275	2,40	1,75	–	1,80–2,05		
Г3*-530-330	2,90	2,05	–	–		
Г3*-530-340	3,00	1,95	1,65–1,95	1,75–2,00		
Г3*-530-390	3,40	2,05	1,60–1,90	1,70–1,95		
Г3*-530-510	4,50	2,60	1,55–1,85	1,60–1,80		
Г3*-530-625	5,50	2,70	1,50–1,65	1,55–1,70		

Примечание. Пример маркировки гидротрансформатора Г3*-340-20: Г – индекс гидротрансформатора; 3* – количество колес гидротрансформатора (3 или 4); 340 – активный диаметр гидротрансформатора в миллиметрах. $D_a = 0,34$ м; 20 – крутящий момент $M_{ном} \cdot 10^{-1}$ Н·м, воспринимаемый при частоте вращения входного вала $n_{вх} = 1800$ об/мин, удельном весе рабочей жидкости 840 кг/м³ и максимальном значении коэффициента λ^{max} .

Таблица П3.2

Технические характеристики гидротрансформаторов, применяемых на существующих машинах

Гидротрансформатор	Марка машины	N_{ep} , кВт	D_a , м	$K_{гд}$	$\lambda_{max} \cdot 10^{-3}$	$\lambda_{min} \cdot 10^{-3}$	П	η^{max}
ГТР-100	Урал-5323	220	0,34	2,150	9,650	2,600	3,712	0,900
	Камаз-6350	265						
ГТК-ЧМ-380	БМП-3	331	0,38	1,930	6,275	2,620	2,395	0,916
ГТ-ГЗ	ДТ-4П (гусен.)	220	0,39	1,800	5,837	1,955	2,985	0,882
ГТК-ХП-430	ГМ-569 (гусен.)	522	0,43	2,500	3,345	1,940	1,724	0,866
ГТ-480	КЗКТ-7428	478	0,48	3,200	3,488	2,786	1,252	0,800
ГТК-ХВ-500	Промышленные тракторы	–	0,50	2,070	6,631	2,762	2,401	0,927
ГТР-5705		–	0,57	2,585	7,125	2,825	2,522	0,909
Амкодор ГТ-350	Амкодор 2682	132	0,35	2,600	3,100	1,550	2,210	0,800

Приложение 4

Масла гидравлические, используемые в лесотранспортных машинах

Наименование масла	Нормативный документ	Кинематическая вязкость, мм ² /с			Температура вспышки, °С	Температура застывания, °С	Плотность при 20°С, кг/м ³
		при 100°С	при 40°С	при 0°С			
SINTEC MГE-46B	ТУ 38.001347	7,00	–	670,00	224	–35	875,10
И-20А	ГОСТ 20799	–	31,88	–	207	–15	872,00
И-40А		–	72,70	–	258	–15	877,90
И-50А		–	98,91	–	241	–16	885,45
ВМГ3 (МГ-15В)	ГОСТ 17479.3	10,92 при 50°С; 2770 при –30°С			191	–40	860,60
SINTEC HLP 32	DIN 51524-2	5,43	32,29	336,40	220	–30	870,00
SINTEC HLP 46		6,78	46,70	599,00	224	–32	878,80
SINTEC HLP 68		336,40	599,00	920,00	243	–31	878,90
МГ-32-В масло марки «А»	ГОСТ 10363-75	6,87	46,77	11 207 (–20°С)	240	–40	876,30
SINTEC Hydraulic HVLP 32	DIN 51524-3	6,34	32,48	274,00	204	–38	872,60
SINTEC Hydraulic HVLP 46		8,12	45,75	461,20	228	–37	874,70

Приложение 5

Технические характеристики аксиально-поршневых управляемых гидронасосов

Наименование гидронасоса		Рабочий объем, см ³ /об.	Давление, МПа		$n_{вх}$ (max) об/мин	$N_{вх}$, кВт при $n_{вх} = 1500$ об/мин	Масса, кг	Технические особенности
			q_{max}	$p_{ном}$				
Parker	PV016	16	35	42	3000	15,5	19	Возможность блокировки для прямой передачи крутящего момента
	PV020	20				19,5		
	PV023	23				22,5		
	PV028	28				27,5		
	PV032	32				31,0		
	PV040	40				39,0		
	PV046	46				45,0		
	PV063	63			2800	61,5	60	
	PV080	80			2500	78,0	60	
	PV092	92			2300	89,5	60	
	PV140	140			2400	136,0	90	
	PV180	180			2200	175,0	90	
	PV270	270			1800	263,0	172	
	PD060	60	28	35	1800	46,5	29	-
	PD075	75				58,5	30	
	PD100	100				77,5	51	
	PD140	140			1500	109,0	66	
	P2060	60	32	37	2800	53,5	37	
	P2075	75			2500	66,5	44	
	P2105	105			2300	93,3	63	
	P2145	145			2200	129,0	78	
	P3105	105			2600	93,3	62	
	P3145	145			2500	129,0	76	
	P1060	60			28	35	2800	
P1075	75	2700	58,5	30				
P1100	100	2500	77,5	51				
P1140	140	2400	109,0	66				

Продолжение таблицы

Наименование гидронасоса		Рабочий объем, см ³ /об.	Давление, МПа		$n_{вх}$ (max) об/мин	$N_{вх}$, кВт при $n_{вх} = 1500$ об/мин	Масса, кг	Технические особенности
			q_{max}	$p_{ном}$				
Kawasaki	K3VL 28	28	32	35	3000	25	–	–
	K3VL 45	45			2700	35	–	
	K3VL 60	60	25	28	2400	55	–	
	K3VL 80	80	32	35	2400	71	–	
	K3VL 112	112			2200	100	–	
	K3VL 140	140			2200	124	–	
Sauer–Danfoss	ERL-147C	147	26	35	2475	106	56	Трансмиссия «Амкодор» А-2551 А-2541
	FRL 074 B	74	31	40	2800	63,5	29,5	Гидросистема «Амкодор» А-2661 А-2662 А-2682 А-2641 А-2243 А-2902 А-2904
	HRL 057B	57,0			3120			
	H1P045	45,0	40	45	3500	–	–	–
	H1P053	53,8	35	40		–	–	
	H1P060	60,4	42	45	4000	–	–	
	H1P068	68,0	38	40		–	–	
	H1P078	78,1	42	45		–	–	
	H1P089	89,2	45	48	3800	–	–	
	H1P100	101,7	42	45		–	–	
	H1P115	115,2	45	48	3400	–	–	
	H1P130	130,0	42	45		–	–	
	H1P147	147,0	45	48	3100	–	–	
H1P165	165,0	42	45	–		–		

Окончание таблицы

Наименование гидронасоса		Рабочий объем, см ³ /об.	Давление, МПа		$n_{вх}$ (max) об/мин	$N_{вх}$, кВт при $n_{вх} = 1500$ об/мин	Масса, кг	Технические особенности
			q_{max}	$p_{ном}$				
Sauer-Danfoss	Ser. 90-030	30	42	48	4600	–	28	–
	Ser. 90-042	42			4600	–	34	
	Ser. 90-055	55			4250	–	40	
	Ser. 90-075	75			3950	–	49	
	Ser. 90-100	100			3650	–	68	
	Ser. 90-130	130			3400	–	88	
	Ser. 90-180	180			2850	–	136	
	Ser. 90-250	250			2500	–	154	
	K38C	38		26	2800	–	–	
	K45D	45		21	2800	–	–	
	J45B	45		31	3360	–	–	
	J51B	51		31	3240	–	–	
	J60B	60		31	3120	–	–	
	J65C	65		26	3000	–	–	

Приложение 6

Технические характеристики аксиально-поршневых гидромоторов

Наименование гидромотора	Рабочий объем $q_{гм}$, см ³ /об.	Давление, МПа		$n_{вых}$, об/мин		$N_{вых}$, кВт		Масса, кг		
		$p_{ном}$	p_{max}	ном	max	ном	max			
Parker	F1-25-M	25,6	25	35	2300	3000	20	26	8,5	
	F1-41-M	40,9			2000	2700	27	37	8,5	
	F1-51-M	51,1			1800	2400	31	41	8,5	
	F1-61-M	59,5			1700	2200	34	44	8,5	
	F1-81-M	81,6			1500	2000	41	54	12,5	
	F1-101-M	102,9			1400	1800	48	62	12,5	
	F1-121-M	118,5			1300	1700	51	67	12,5	
	F12-30	30,0	42	48	6700	7300	–	–	–	
	F12-40	40,0	42	48	6100	6700	–	–	–	
	F12-60	59,8	42	48	5300	5800	–	–	–	
	F12-80	80,4	42	48	4800	5300	–	–	–	
	F12-90	93,0	35	42	4600	5000	–	–	–	
	F12-110	110,1	42	48	4400	4800	–	–	–	
	F12-125	125,0	42	48	4200	4600	–	–	–	
	F12-150	150,0	35	42	3200	3500	–	–	–	
	F12-250	242,0	35	42	2700	3000	–	–	–	
	Sauer-Danfoss	Ser 90-042MF	42,0	42	48	4200	4600	–	155	15
		Ser 90-055MF	55,0			3900	4250	–	187	22
Ser 90-055MV		55,0	3900			4250	–	187	39	
Ser 90-075MF		75,0	3600			3950	–	237	26	
Ser 90-100MF		100,0	3300			3650	–	292	34	
Ser 90-130MF		130,0	3100			3400	–	354	45	
M25MF		25,0	21	34,5	4000	5000	–	–	–	
M35MF		35,0			3600	4500	–	–	–	
M44MF		44,0			3300	4100	–	–	–	
M35MV		35 (упр.)			3600	4500	–	–	–	
M44MV		44 (упр.)			3300	4100	–	–	–	
M46MV		46 (упр.)			4000	4100	–	–	–	

Приложение 7

Таблица П7.1

Краткая техническая характеристика автомобильных шин

Типоразмер	Норма слойности	Нагрузка, кН	Обычный профиль				Статический радиус, мм
			Внешний диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм	Статический радиус, мм	
6,5R20 (180R508)	10	11,92	860	181	403		
	8	11,28	–	–	–		
7,00R20 (200R508)	10	15,21	892	198	417		
	12	13,73	–	–	–		
	8	13,73	–	–	–		
7,50R20 (220R508)	10	15,21	928	210	433		
	12	17,66	–	–	–		
8,25R20 (240R508)	10	16,19	–	–	–		
	12	18,64	962	230	450		
	14	20,21	–	–	–		
	10	20,21	–	–	–		
9,00R20 (260R508)	12	21,97	1018	258	437		
	14	24,53	–	–	–		
	12	22,56	–	–	–		
10,00R20 (280R508)	14	26,00	1052	275	488		
	16	29,30	–	–	–		
	12	25,36	–	–	–		

Окончание табл. П7.1

Типоразмер	Норма слоистости	Нагрузка, кН	Внешний диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм
11,00R20 (300R508)	14	29,43	1082	286	505
	16	31,88	–	–	–
	14	29,43	–	–	–
12,00R20 (320R508)	16	32,86	1122	313	525
	18	36,79	–	–	–
1300×530×533	14	40,00	–	–	–
	16	40,00	1295	535	600
	18	40,00	–	–	–
Низкопрофильные					
8,25/80R20 (230/80R508)	12	17,66	876	224	415
9/80R20 (250/80R508)	14	20,21	918	250	433
10/80R20 (270/80R508)	14	24,53	954	272	449
11/80R20 (290/80R508)	16	29,43	984	290	462
12/80R20 (310/80R508)	16	31,88	1008	305	472
13/80R20 (330/80R508)	18	36,79	1048	325	490

Таблица П7.2

Краткая техническая характеристика тракторных шин

Типоразмер	Диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм	Нагрузка, кН	Давление, МПа	Радиальная деформация, мм
11,2–20	978	290	460	9,70	0,150	33,5
12,4–20	1063	315	500	11,95	0,190	31,5

Продолжение табл. П7.2

Типоразмер	Диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм	Нагрузка, кН	Давление, МПа	Радиальная деформация, мм
15,5-20	1158	406	518	14,00	1,100	61,0
16,0-20	1095	406	500	17,50	0,170	29,5
16,0-20	1125	405	515	16,90	0,170	47,5
9,5-20	1512	240	725	11,80	0,200	31,0
13,6R38	1540	357	717	15,75	0,140	53,0
15,5R38	1570	394	725	19,80	0,170	60,0
16,9R38	1685	429	780	25,20	0,170	62,5
21,3R38	1400	540	640	25,00	0,160	60,0
11,2-28	1210	284	567	11,20	0,180	38,0
23,1-26	1621	605	735	36,10	0,170	75,5
28,1R26	1735	750	790	42,00	0,170	77,5
23,1R26	1596	587	725	35,50	0,170	73,0
32,5R32	1950	825	-	51,00	0,170	-
30,5R32	1820	775	-	47,15	0,170	-
24,5R32	1805	622	-	43,90	0,200	-
23,1R26	1596	587	-	36,10	0,170	-
18,4R38	1750	467	-	27,15	0,140	-
Лесные						
9,00-20	950	241	450	11,00	0,260	25,0
11,2-20	985	284	460	11,55	0,210	32,5

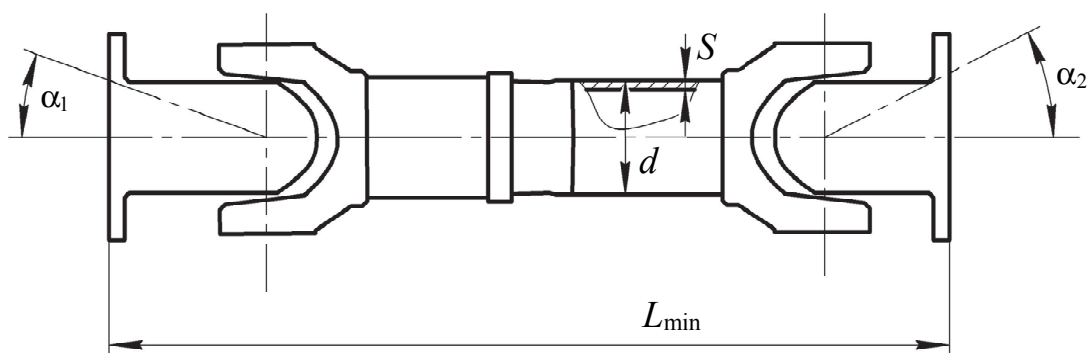
Продолжение табл. П7.2

Типоразмер	Диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм	Нагрузка, кН	Давление, МПа	Радиальная деформация, мм
11,2-16	905	264	420	10,50	0,220	32,5
16,0-20	1075	405	490	17,50	0,170	47,5
16,0-20	1095	405	500	17,50	0,170	47,5
13,6-20	1060	345	490	14,30	0,200	40,0
15,5R38	1570	394	730	20,60	0,180	55,0
16,9R30	1462	420	655	22,45	0,170	76,0
18,4R34	1705	467	780	25,65	0,140	72,5
18,4R34	1640	467	760	25,65	0,140	60,0
9,5-42	1512	241	725	12,25	0,210	31,0
11,2-42	1572	284	745	12,90	0,160	41,0
16,9R38	1685	429	780	25,25	0,170	62,5
18,4L30	1520	470	693	28,15	0,180	67,0
Sceel						
23,1-26	1640	600	749	32,44	0,140	71,0
24,5-32	1816	632	833	44,88	0,175	75,0
28L26	1630	706	749	37,55	0,140	66,0
30,5-32	1833	767	840	53,63	0,175	76,5
Fearstone						
16,9-30	1503	430	693	25,55	0,210	58,5
24,5-32	1800	622	800	39,41	0,140	100,0

Окончание табл. П7.2

Типоразмер	Диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм	Нагрузка, кН	Давление, МПа	Радиальная деформация, мм
28L26	1638	713	741	31,75	0,100	78,0
30,5-32	1879	774	743	47,06	0,140	96,5
35,5-32	2011	901	904	–	–	101,5
Logger Lug						
24,5-32	1831	622	838	44,89	0,175	77,5
30,5L32	1864	767	855	53,63	0,175	77,0
30,5-32	2032	884	919	63,23	0,180	97,0
Timberskid						
28L26	1658	701	756	–	–	73,0

Приложение 8



Геометрические параметры карданного вала

Технические характеристики карданных валов

Наименование	$M_{\text{раб}}$, Н·м	M^{max} , Н·м	d , мм	S , мм	α_1 , град	α_2 , град	L_{min} , мм	h , мм	Масса, кг
29-2201010-01	1 000	1 600	55	2,00	20	20	1 110	50	8,44
2121-2203012	1 000	1 570	55	2,00	17	17	572	39	6,06
ЖД1-4250010	5 500	8 500	82	3,50	24	24	1 420	140	36,60
79271-4250010	8 000	10 000	82	3,50	30	30	1 035	60	32,80
7555E-2202010	17 000	25 000	105	6,00	28	28	670	110	34,10
7555A-2201010	31 000	40 000	122	7,75	25	25	978	70	101,30
65224-2205011	22 700	25 000	105	6,00	30	30	1 262	120	54,50
55571П-2203011	8 000	10 000	82	3,50	30	30	700	60	32,10
5516-2205010	12 500	18 000	94	4,00	30	30	1 110	85	44,70
5460-2201011	22 700	25 000	105	6,00	30	30	1 850	120	64,10
5432-2201010	12 500	18 000	94	4,00	30	30	1 567	85	49,30
500A-2201010	12 500	18 000	94	4,00	30	30	1 817	85	51,80
43114-2203011	9 300	11 000	82	4,00	40	40	1 127	120	35,60
375-2203011	8 000	10 000	82	3,50	30	30	1 165	100	35,50
105-2205010-10	12 500	18 000	94	4,00	30	30	1 150	85	40,90
81-4250010	22 700	30 000	105	6,00	24	24	668	65	54,00
79.001-92.00.500	13 000	18 000	105	6,00	18	18	1 045	60	62,00
75231-2201010	13 000	18 000	105	6,00	18	18	1 217	47	63,20
69237-2202010	20 000	23 000	105	6,00	24	24	1 060	60	58,52
643008-2205010	22 700	30 000	105	6,00	24	24	1 208	60	58,82
6411-2202010	12 500	18 000	94	6,00	23	23	1 286	44	44,20
551654-2205010	22 700	30 000	105	6,00	24	24	1 308	60	69,00
547A-2205010	20 000	23 000	105	6,00	24	24	687	53	53,10

Приложение 9

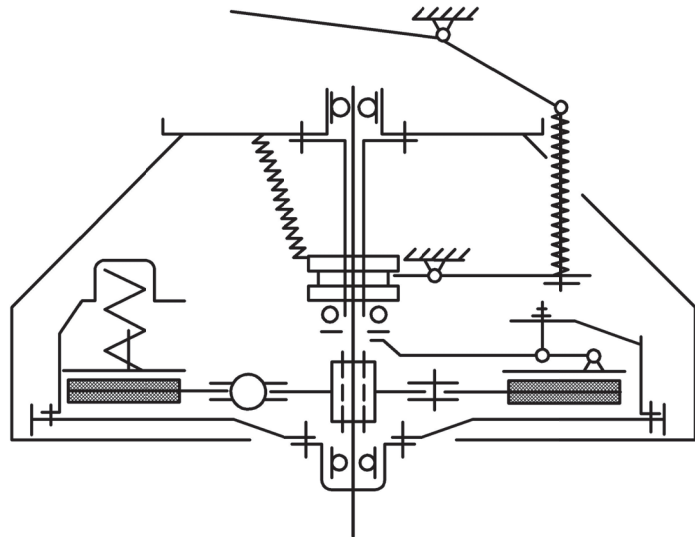


Рис. П9.2. Однодисковая муфта сцепления с демпфером

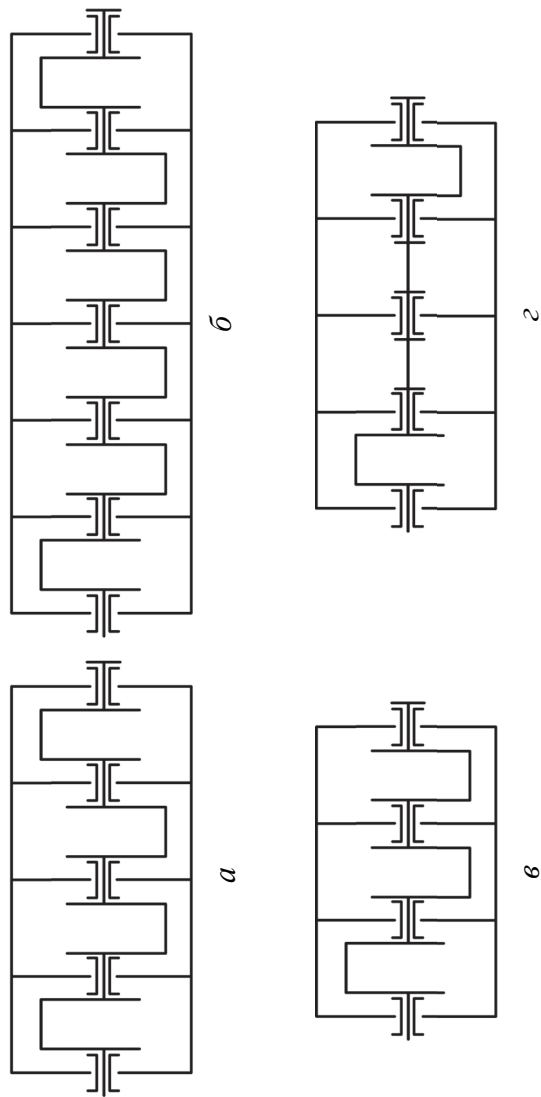


Рис. П9.1. Схемы коленчатых валов четырехтактных двигателей:
a – четырехцилиндровый рядный; *б* – шестицилиндровый рядный;
в – шестицилиндровый V-образный; *г* – восьмицилиндровый V-образный

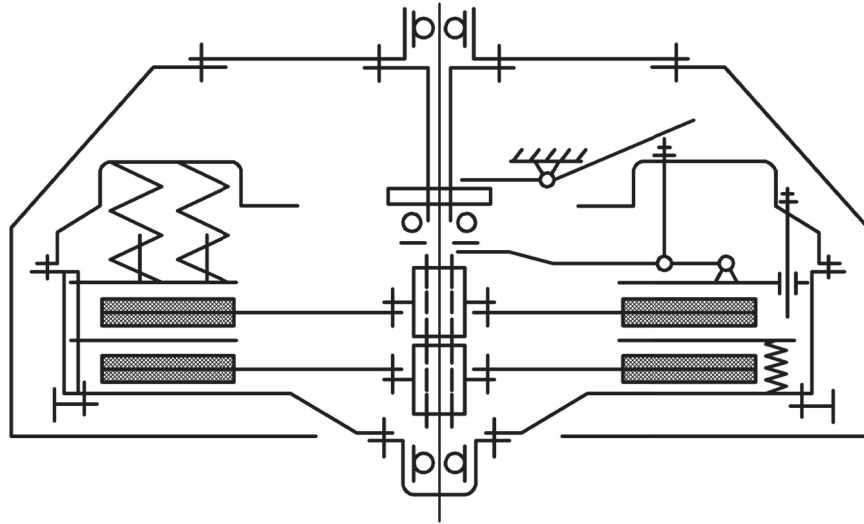


Рис. П9.3. Двухдисковая муфта сцепления

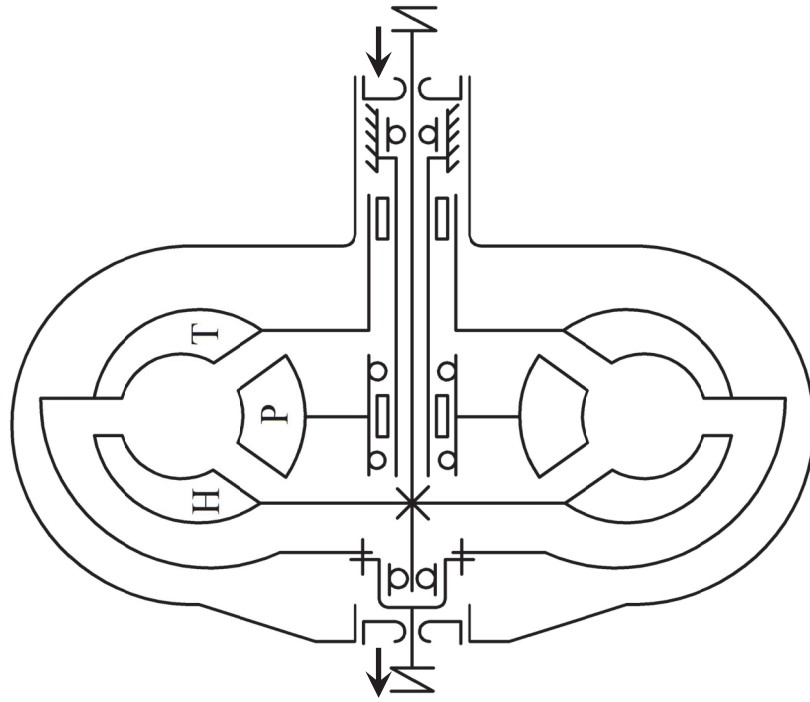


Рис. П9.4. Гидротрансформатор:
Н – насосное колесо; Т – турбинное колесо;
Р – реакторное колесо

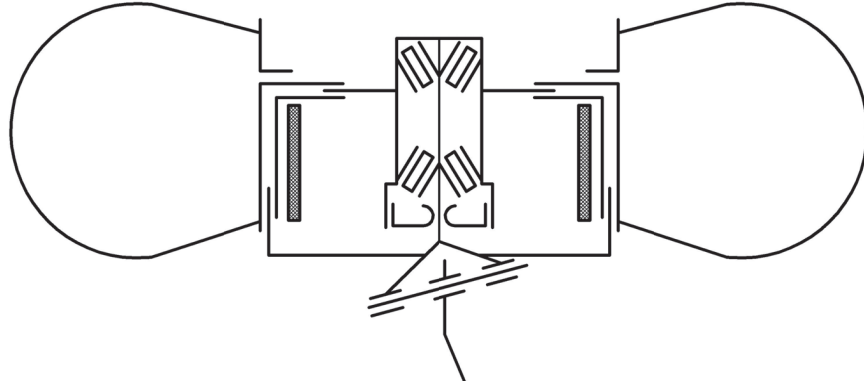


Рис. П9.5. Установка переднего колеса автомобиля с колесной формулой 4×2

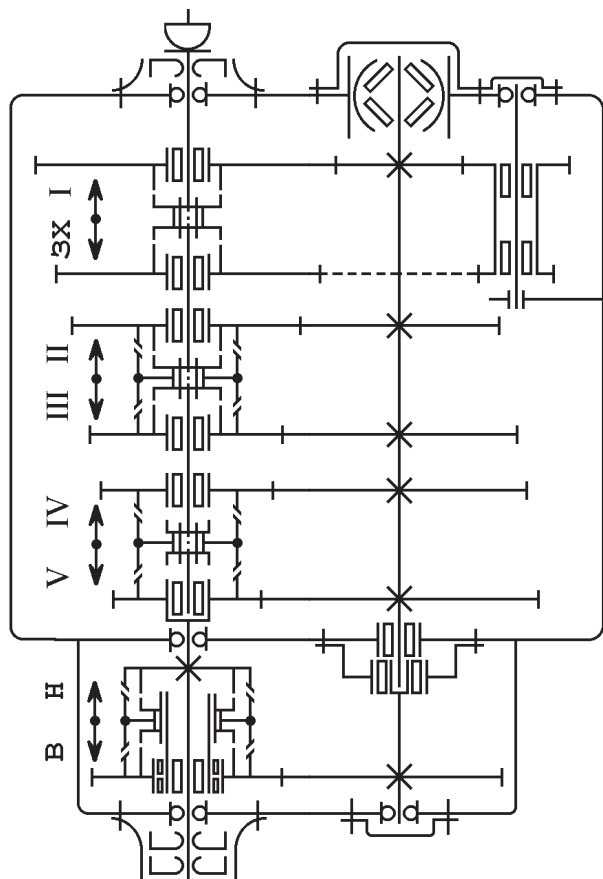


Рис. П9.6. Автомобильная 10-ступенчатая коробка передач с делителем

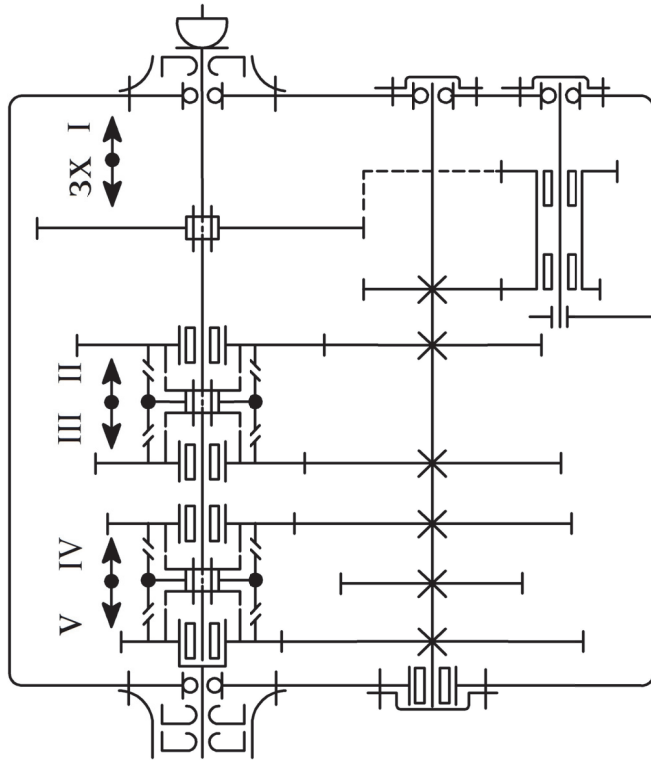


Рис. П9.7. Автомобильная 5-ступенчатая коробка передач

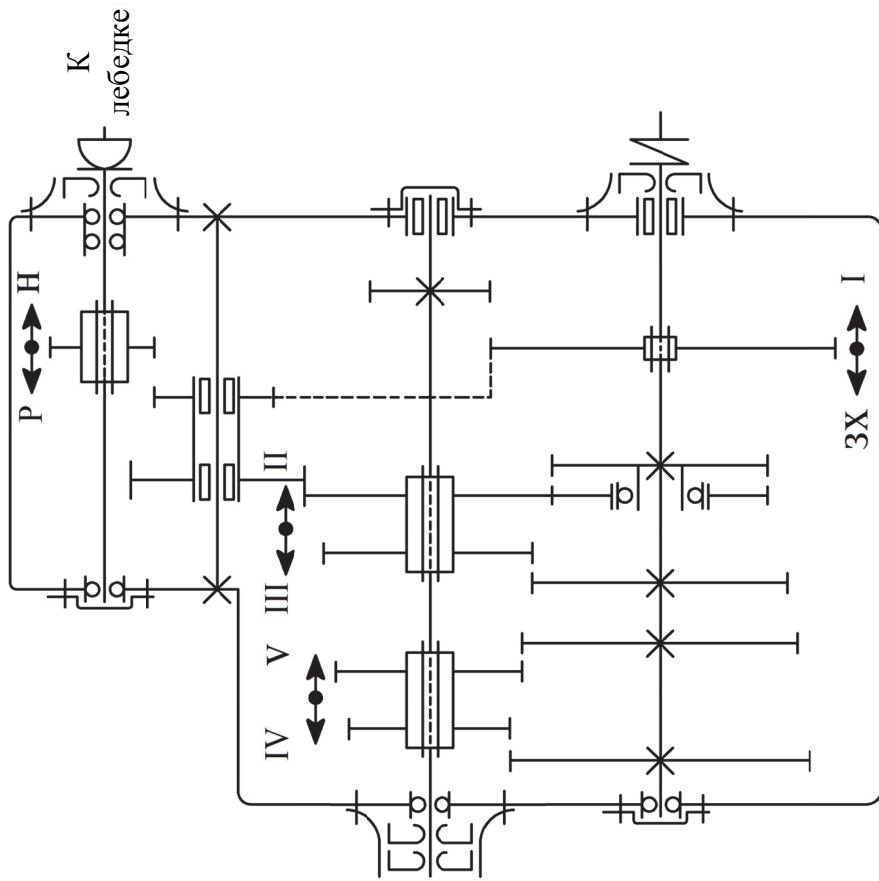


Рис. П9.8. Тракторная 5-ступенчатая коробка передач

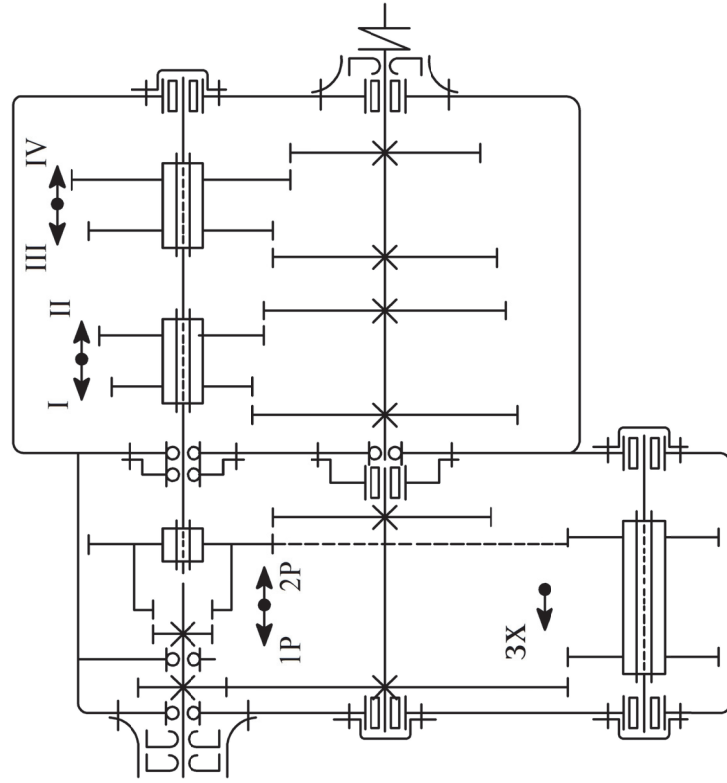


Рис. П9.9. Тракторная 2-режимная 4-ступенчатая коробка передач

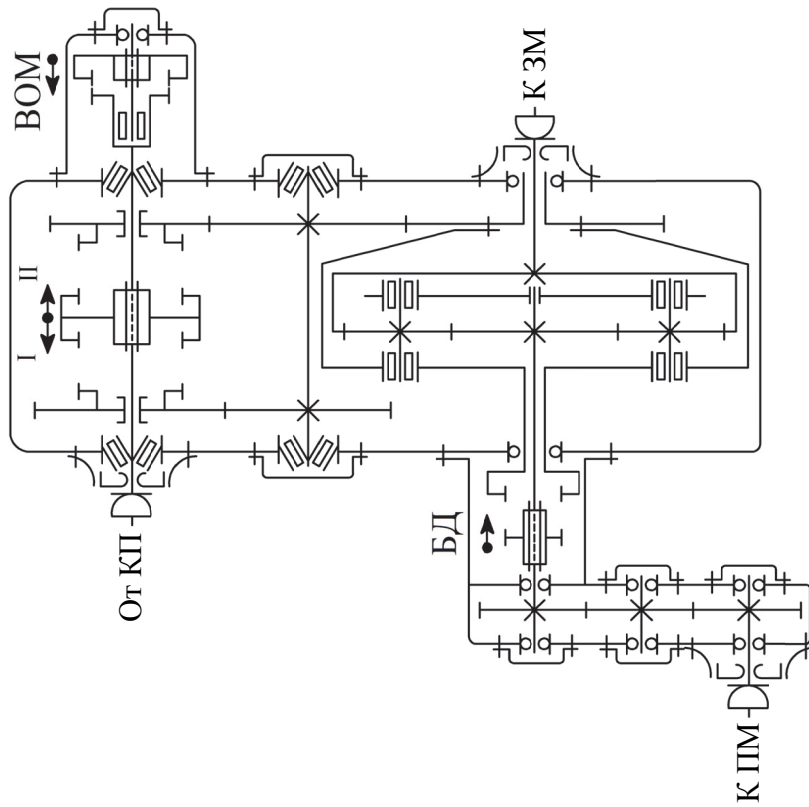


Рис. П9.10. Раздаточная коробка с дифференциальным
приводом ведущих мостов

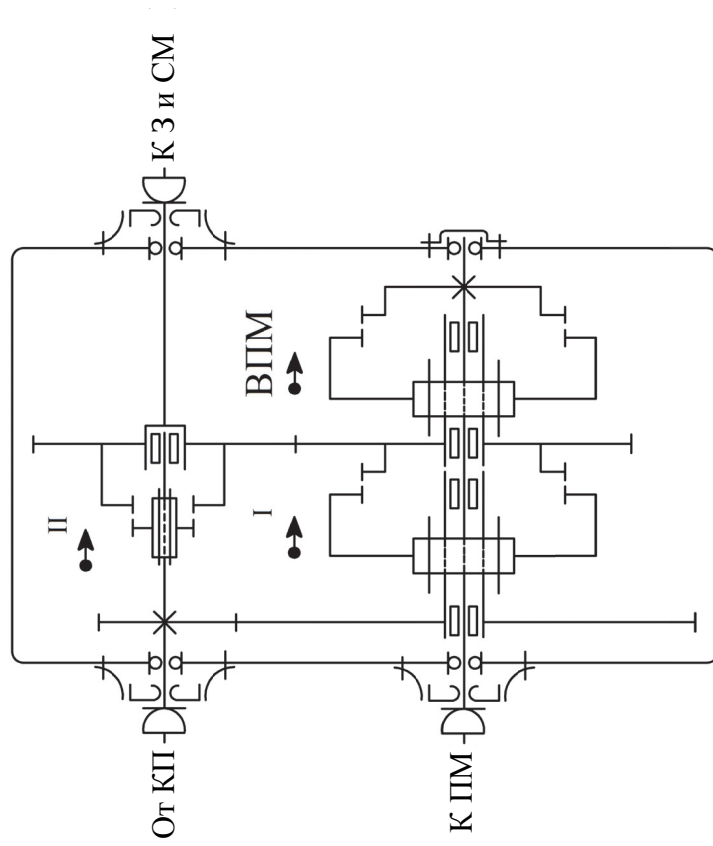


Рис. П9.11. Раздаточная коробка с блокированным
приводом ведущих мостов

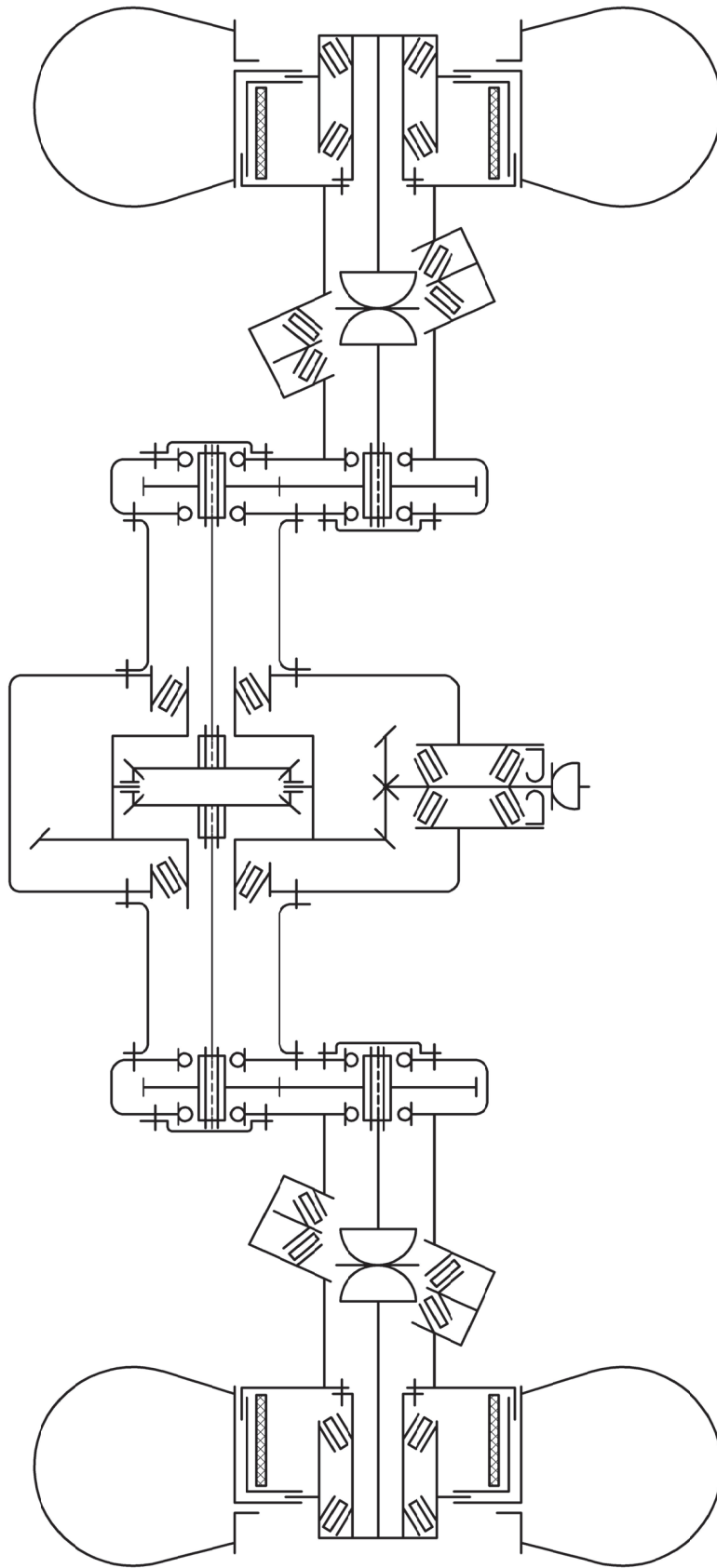


Рис. П9.12. Передний ведущий мост автомобиля с одинарной главной передачей, бортовым редуктором и шарниром равных угловых скоростей типа «двойной кардан»

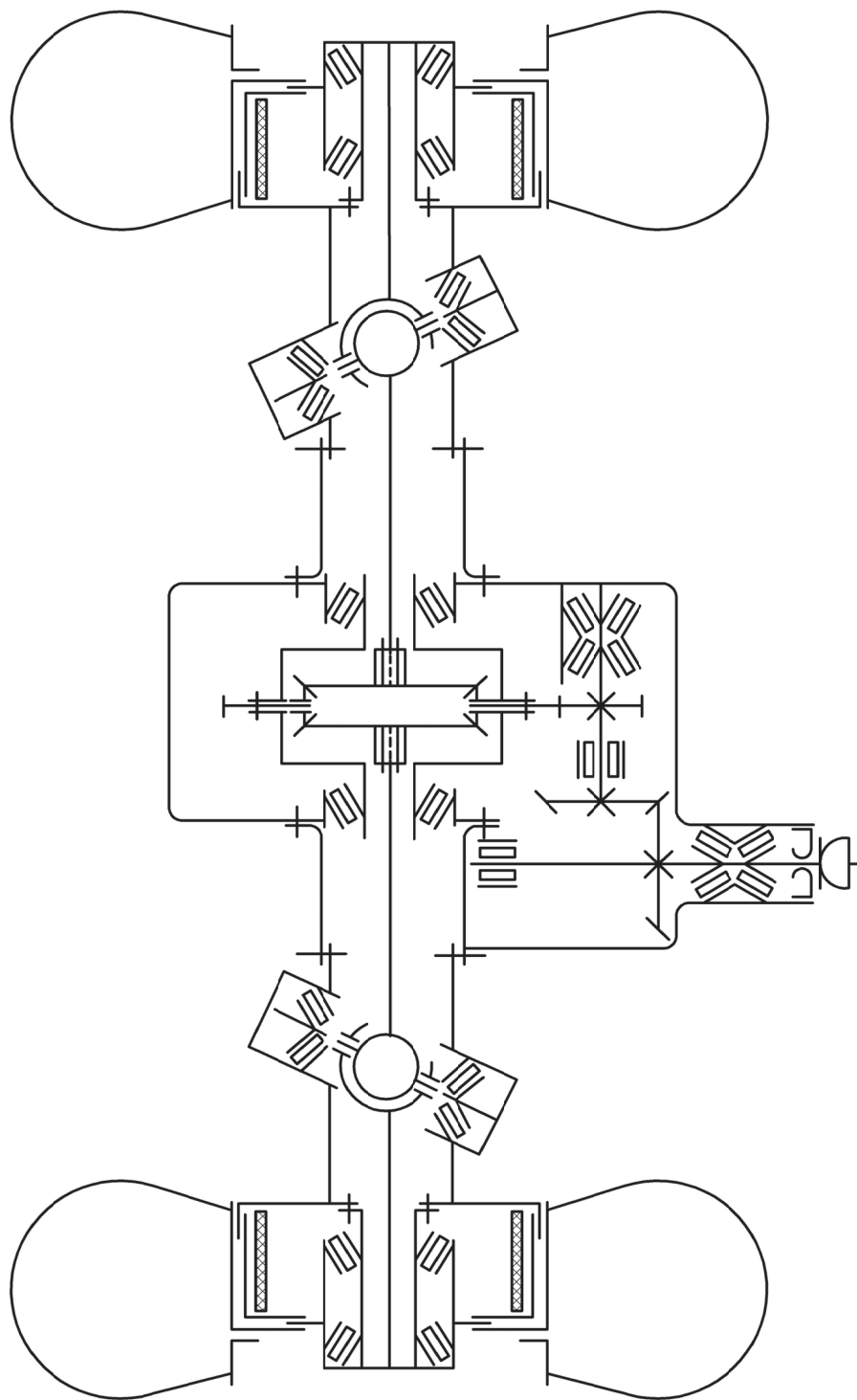


Рис. П9.13. Передний ведущий мост автомобиля с двойной главной передачей и карданным шарниром равных угловых скоростей

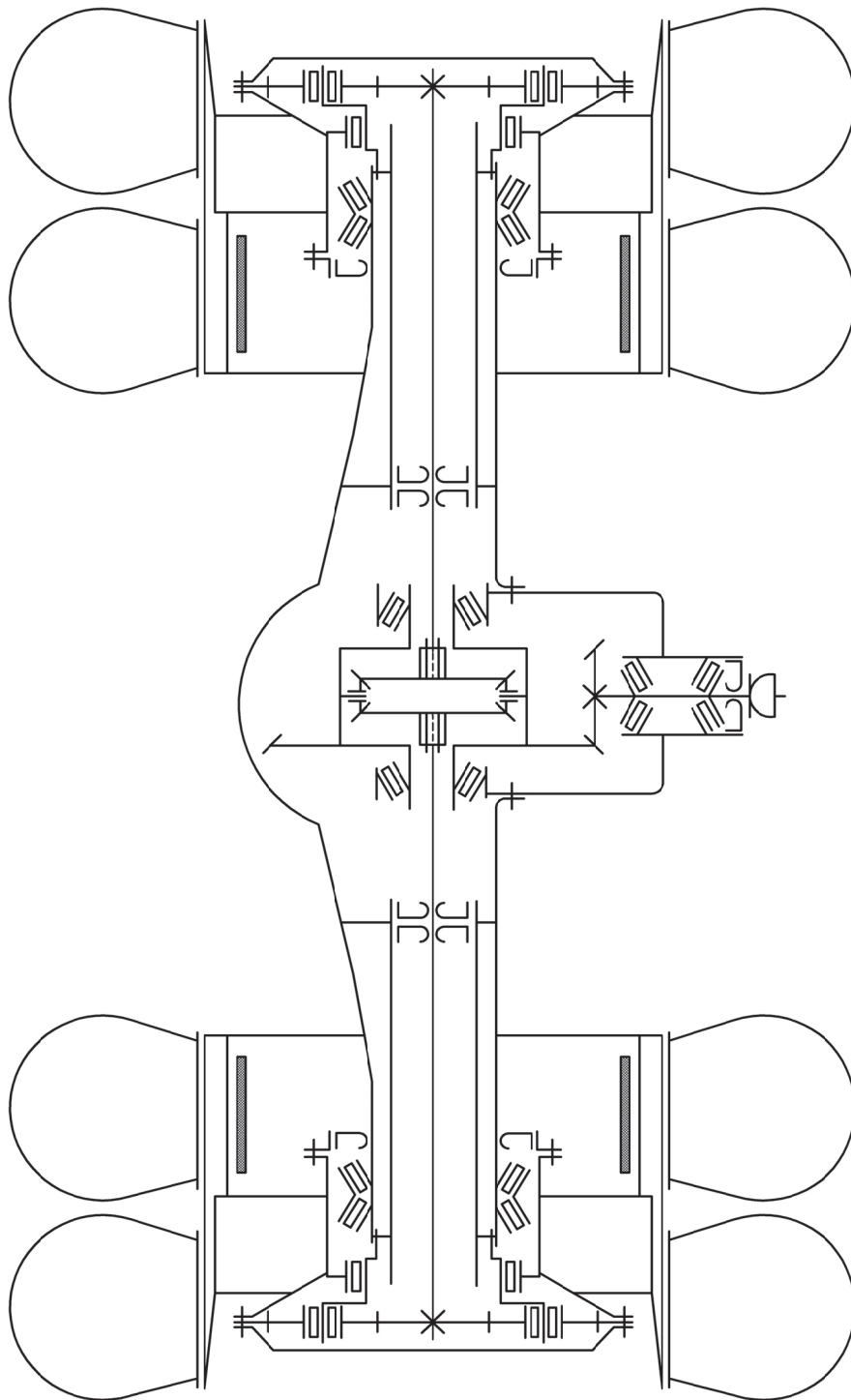


Рис. П9.14. Задний ведущий мост автомобиля с одинарной главной передачей и планетарной колесной передачей

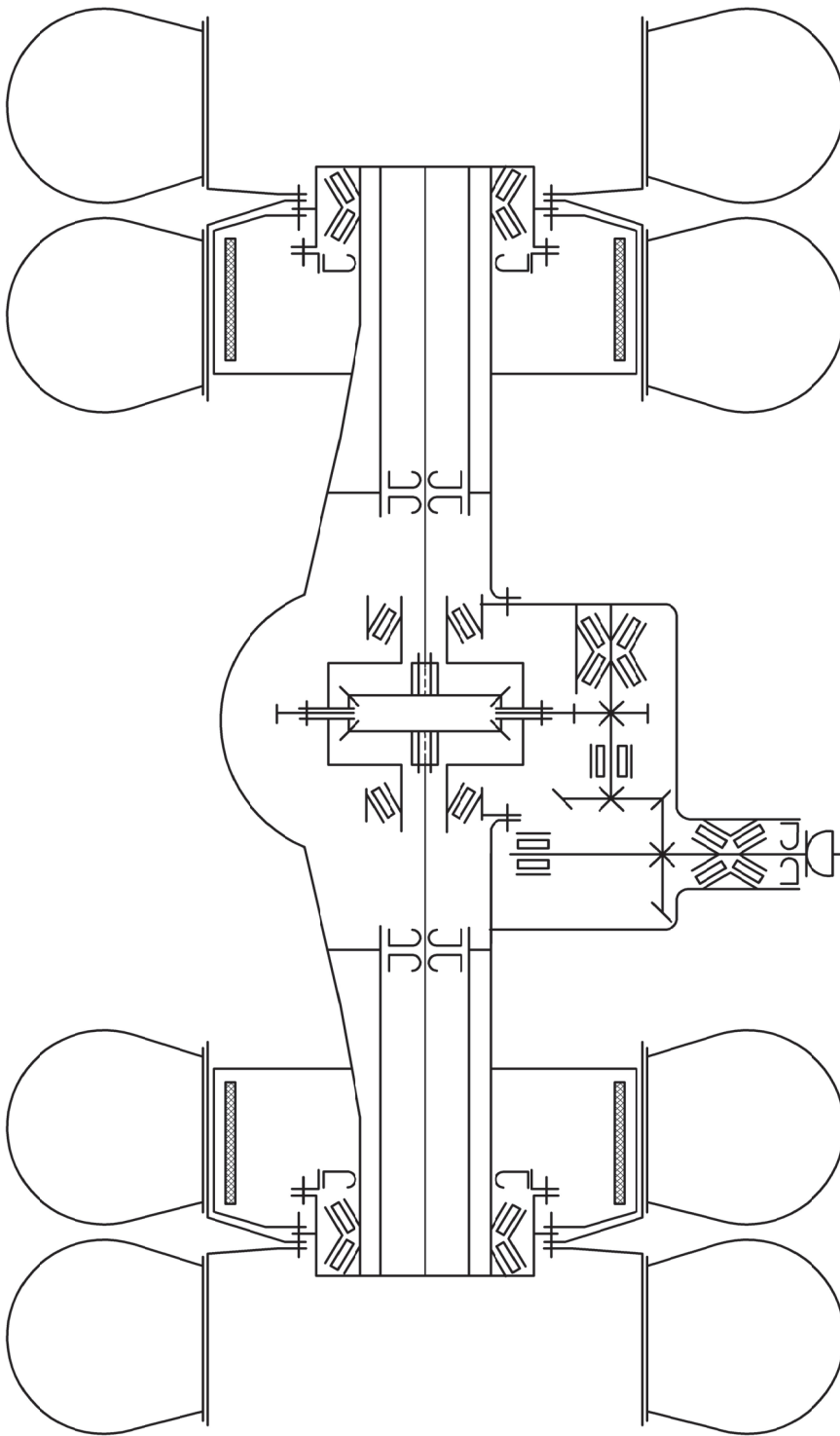


Рис. П9.15. Задний ведущий мост автомобиля с двойной главной передачей

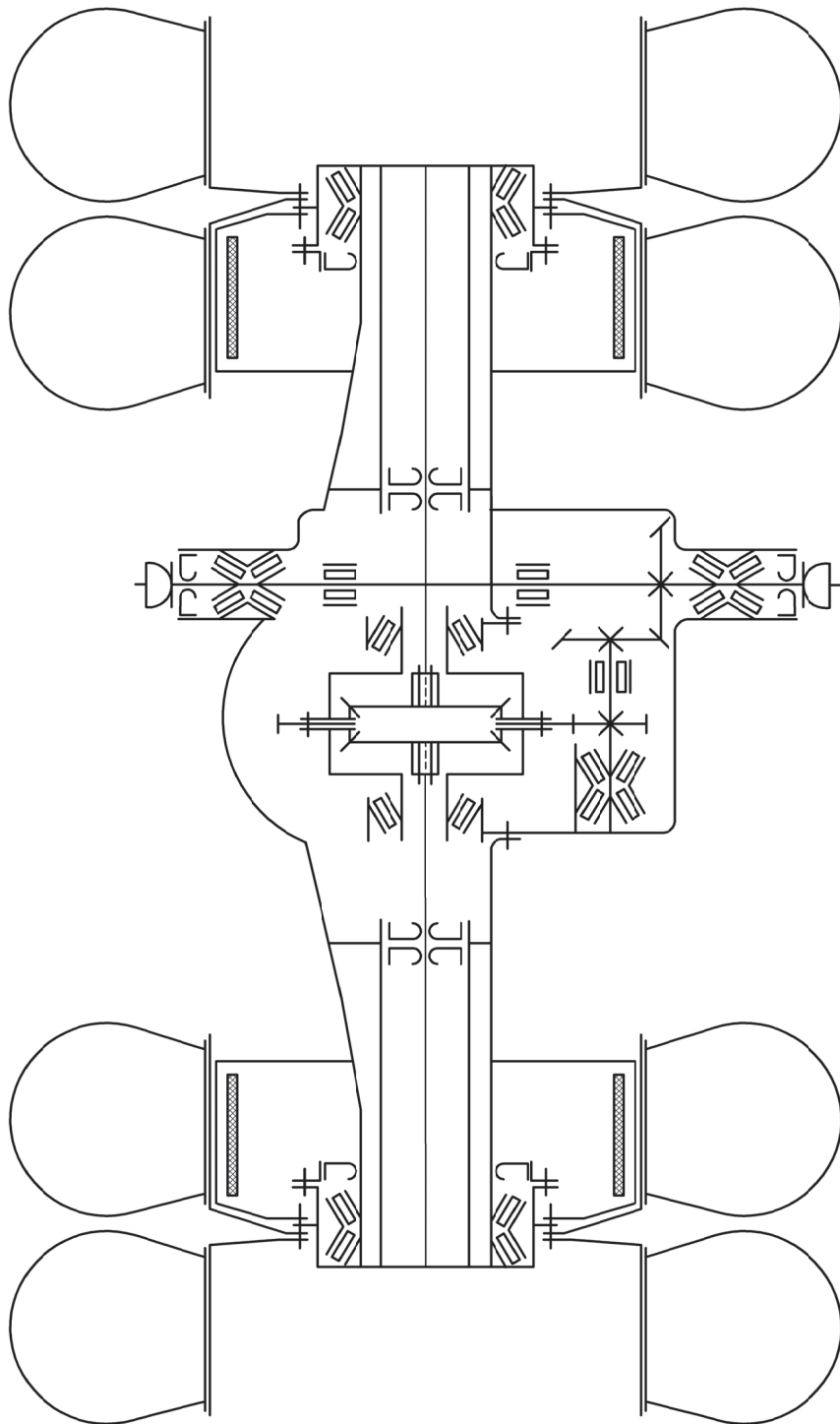


Рис. П9.16. Средний ведущий мост автомобиля с двойной главной передачей и проходным валом

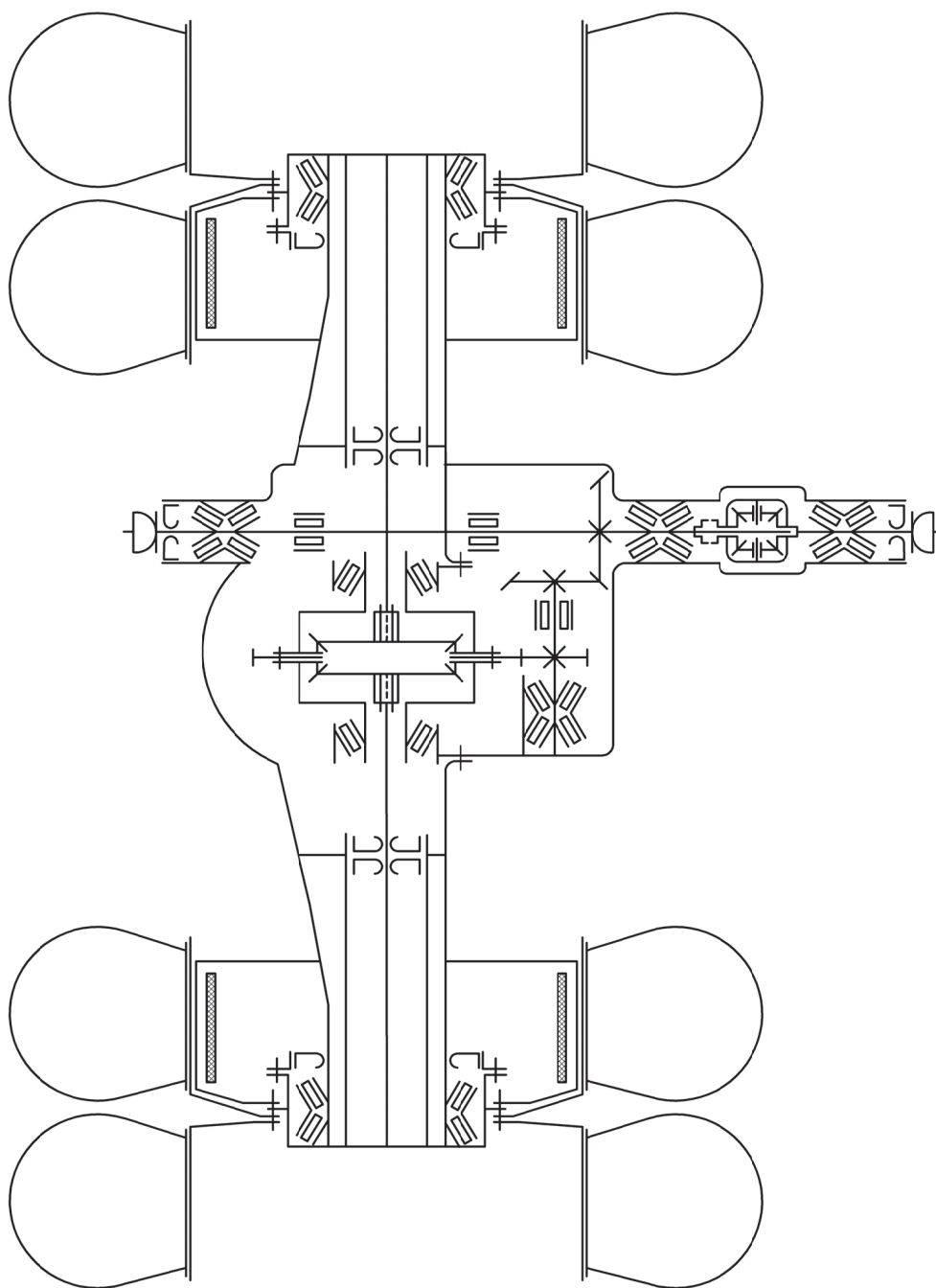


Рис. П9.17. Средний ведущий мост автомобиля с двойной главной передачей, проходным валом и межосевым дифференциалом

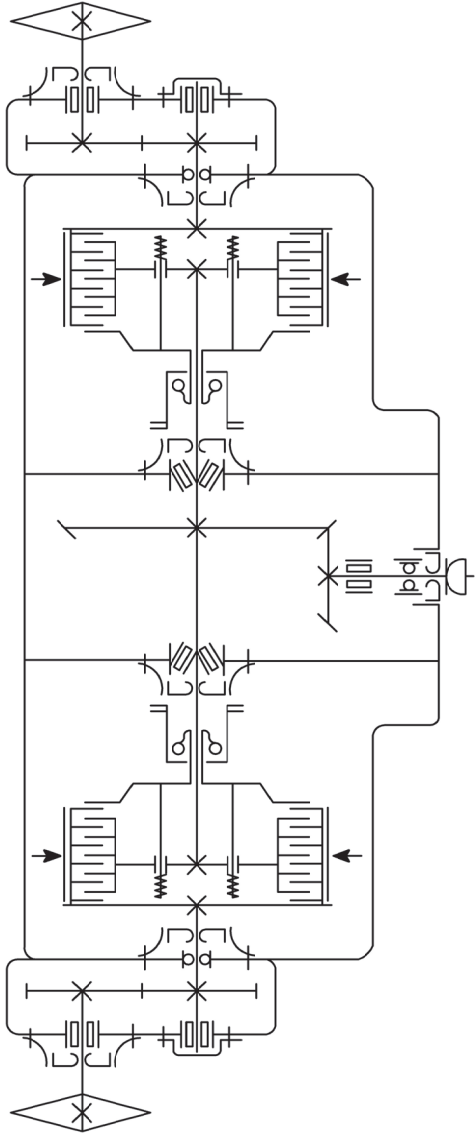


Рис. П9.18. Задний мост гусеничного трактора с фрикционными муфтами поворота

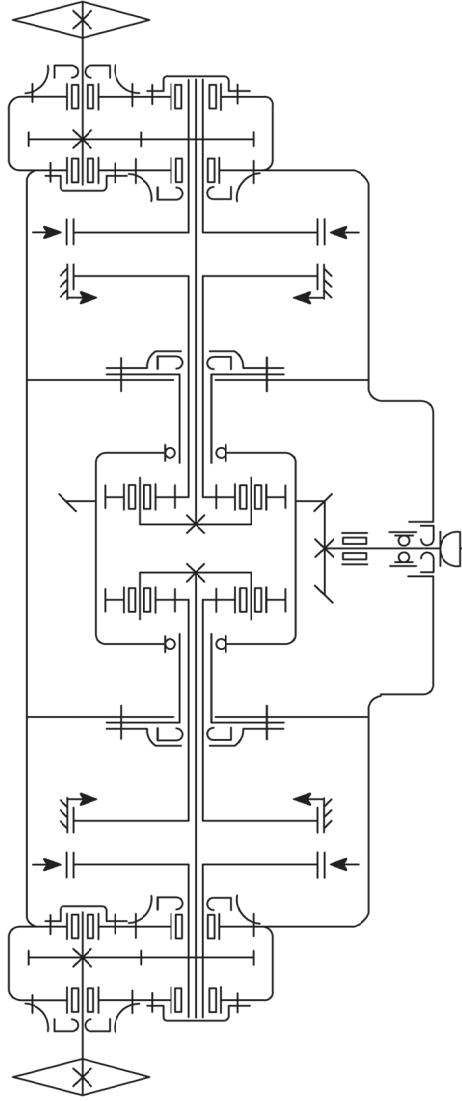


Рис. П9.19. Задний мост гусеничного трактора со вдвоенным планетарным механизмом поворота

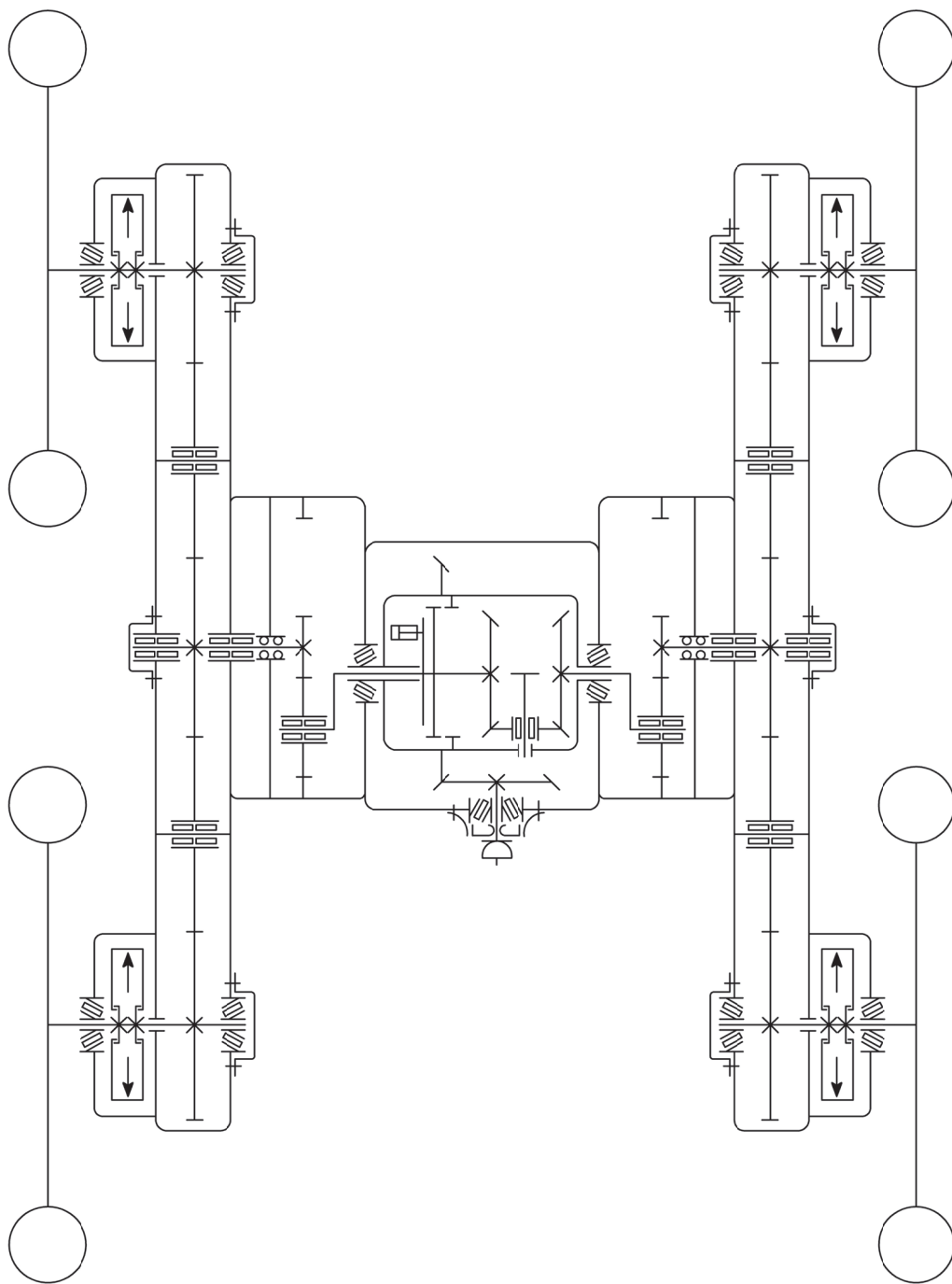


Рис. П9.20. Тандемная тележка колесного трактора

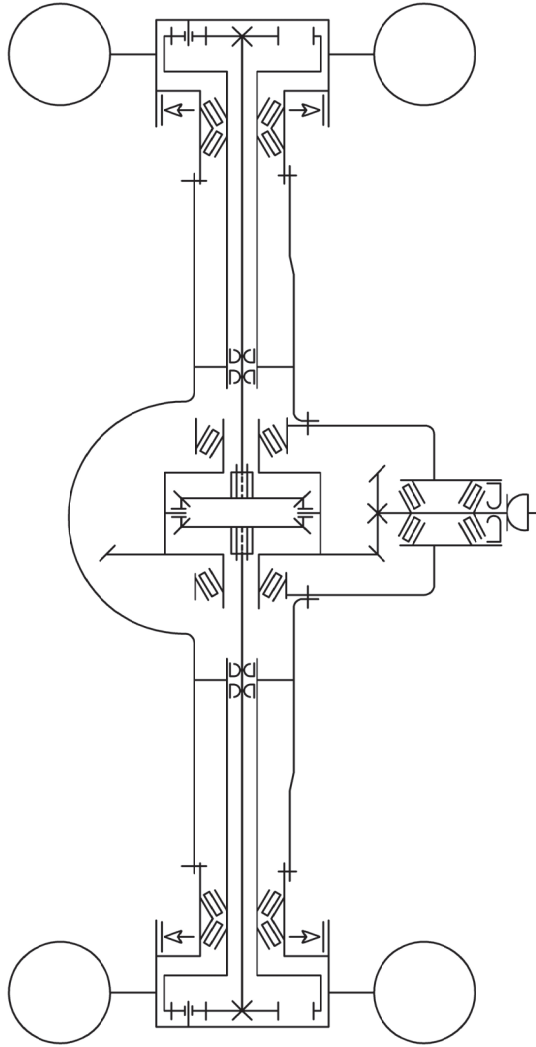


Рис. П9.21. Ведущий мост колесного трактора

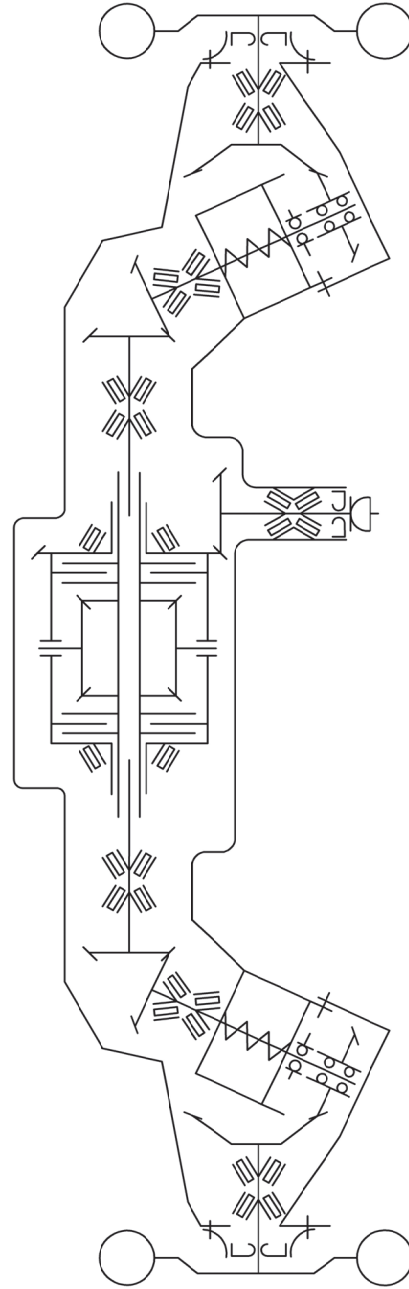


Рис. П9.22. Передний ведущий мост колесного трактора

.....

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

.....

1. Панов, И. М. Физические основы механики почв / И. М. Панов, В. И. Ветохин. – Киев: Феникс, 2008. – 266 с.
2. Жуков, А. В. Теория лесных машин: учеб. пособие / А. В. Жуков. – Минск: БГТУ, 2001. – 640 с.
3. Моделирование характеристик дизельного двигателя: учеб.-метод. пособие / Ю. Е. Атаманов [и др.]. – Минск: БНТУ, 2014. – 196 с.
4. Особенности расчета и теории двигателей лесотранспортных машин: метод. указания / Г. М. Анисимов [и др.]. – Л.: ЛТА, 1989. – 44 с.
5. Асмоловский, М. К. Механизация лесного хозяйства: учеб. пособие / М. К. Асмоловский, С. Е. Арико, С. А. Голякевич. – Минск: БГТУ, 2007. – 256 с.
6. Лесотранспортные машины: учеб. пособие / под ред. Г. М. Анисимова. – СПб.: Издательство «Лань», 2009. – 448 с.
7. Тихонов, А. Ф. Лесные машины / А. Ф. Тихонов, А. В. Жуков. – Минск: Выш. шк., 1986. – 227 с.
8. Родичев, В. А. Тракторы и автомобили / В. А. Родичев, Г. И. Родичева. – М.: Агропромиздат, 1986. – 365 с.
9. Дулевич, А. Ф. Детали машин. Лабораторный практикум: учеб.-метод. пособие / А. Ф. Дулевич, С. А. Осоко, А. М. Лось. – Минск: БГТУ, 2014. – 181 с.
10. Валяжонков, В. Д. Трансмиссии лесной автотракторной техники: учеб. пособие / В. Д. Валяжонков. – СПб.: СПбГЛТА, 2008. – 172 с.
11. Вахламов, В. К. Автомобили: конструкция и элементы расчета / В. К. Вахламов. – М.: Академия, 2006. – 479 с.
12. Баженов, С. П. Основы эксплуатации и ремонта автомобилей и тракторов / С. П. Баженов, Б. Н. Казьмин, С. В. Носов. – М.: Академия, 2005. – 329 с.
13. Скотников, В. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В. А. Скотников, А. А. Мащенский, А. С. Солонский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
14. Лесные машины «Беларус» / А. В. Жуков [и др.]. – Минск: БГТУ, 2001. – 479 с.
15. Лесные машины «Амкодор»: учеб.-метод. пособие / А. С. Федоренчик, А. А. Герман, П. А. Протас. – Минск: БГТУ, 2013. – 239 с.
16. Гороновский, А. Р. Лесотранспортные машины: учеб.-метод. пособие / А. Р. Гороновский, В. Н. Лой, С. П. Мохов. – Минск: БГТУ, 2006. – 103 с.

Учебное издание

Голякевич Сергей Александрович
Лой Владимир Николаевич
Гороновский Андрей Романович

ЛЕСОТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

Учебно-методическое пособие

Редактор *Е. И. Гоман*
Компьютерная верстка *А. Н. Петрова*
Дизайн обложки *П. П. Падалец*
Корректор *Е. И. Гоман*

Подписано в печать 02.12.2021. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать резографическая.
Усл. печ. л. 6,5. Уч.-изд. л. 6,7.
Тираж 110 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/227 от 20.03.2014.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.