

Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

ПОСОБИЕ

**по одноименной дисциплине для студентов
специальности 1-36 12 01 «Проектирование
и производство сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2020

УДК 631.372.001.6(075.8)
ББК 40.72я73
П79

*Рекомендовано научно-методическим советом
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 3 от 12.03.2018 г.)*

Составитель *П. Е. Родзевич*

Рецензент: декан машиностр. фак. ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *Г. В. Петришин*

Проектирование мобильных энергетических средств : пособие по одной дисциплине для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / сост. П. Е. Родзевич. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2020. – 176 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Изложены ключевые темы дисциплины «Проектирование мобильных энергетических средств».

Для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» дневной и заочной форм обучения.

УДК 631.372.001.6(075.8)
ББК 40.72я73

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2020

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
1. Классификация и технологические свойства мобильных энергетических средств (МЭС).....	5
1.1. Определение МЭС, классификация и типаж. Три поколения МЭС.....	5
1.2. Анализ технологических свойств мобильных энергетических средств.....	11
1.3. Основные этапы совершенствования технологических свойств МЭС.....	12
1.4. Комплекс машин на базе мобильного универсального энергетического средства третьего поколения.....	14
2. Основы проектирования МЭС, оценочные показатели МЭС....	17
2.1. Этапы проектирования МЭС.....	17
2.2. Оценочные показатели и условия работы МЭС.....	19
2.3. Технологичность конструкции МЭС. Пути повышения технического уровня МЭС.....	21
2.4. Выбор компоновочной схемы МЭС. Компоновка колесного и гусеничного МЭС.....	22
3. Тяговый и энергетический баланс МЭС.....	35
3.1. Уравнение движения и тяговый баланс МЭС.....	35
3.2. Определение ведущего момента и касательной силы тяги..	41
3.3. Работа ведущего колеса, баланс мощности колеса.....	49
3.4. Работа ведомого колеса, баланс мощности колеса.....	55
3.5. Внешние силы и моменты, действующие на колесное и гусеничное МЭС.....	62
3.6. Тяговый расчет МЭС, выбор веса, мощности двигателя, проверка выбранных параметров.....	67
3.7. Определение параметров ступенчатой трансмиссии.....	77
3.8. Построение теоретической тяговой характеристики МЭС....	80
3.9. Энергетический баланс и тяговые характеристики МЭС....	84
4. Основы проектирования агрегатов трансмиссии и ходовой части МЭС.....	90
4.1. Особенности конструкции и расчета основных параметров муфт сцепления.....	90
4.2. Особенности конструкции и расчета элементов ступенчатых коробок передач.....	103

4.3. Особенности конструкции и расчета элементов ведущих мостов МЭС.....	115
4.4. Передние управляемые мосты, требования к конструкции, конструкция и расчет.....	143
4.5. Особенности конструкции и расчета элементов гусеничных движителей МЭС.....	157
Литература.....	173

1. Классификация и технологические свойства мобильных энергетических средств (МЭС).

1.1. Определение МЭС, классификация и типаж. Три поколения МЭС.

Основную часть материально-технической базы агропромышленного комплекса (АПК) составляют средства механизации. Система машин для механизации отраслей АПК – это минимально необходимая номенклатура сельскохозяйственных машин и орудий, предназначенных для комплексного выполнения всех технологических процессов в сельскохозяйственном производстве в оптимальные агротехнические сроки, в разных почвенно-климатических зонах, с минимальным вредным воздействием на окружающую среду и с наименьшими затратами ресурсов в целях получения низкой себестоимости и высокого качества продукции.

Действующая система машин включает в себя свыше 2000 наименований технических средств различного назначения, причем около 10 % из них приходится на мобильную технику – автомобили, тракторы, комбайны. Наметилась тенденция роста номенклатуры и общего числа специализированных самоходных машин, главным образом, для уборки зерновых культур, картофеля, свеклы, овощей и ягод. Парк тракторов пополнился машинами новых типов: малогабаритными тракторами, мотоблоками, энергетическими средствами типа «Полесье». Для эффективного использования в сельском хозяйстве грузовых автомобилей базовые модели подвергаются конструктивной доработке.

Под *мобильными энергетическими средствами* принято понимать не все самоходные машины, а только те из них, конструкция которых не содержит встроенные рабочие органы, предназначенные для осуществления сельскохозяйственных технологических процессов. К ним относятся сельскохозяйственные тракторы различного назначения, их модификации и разновидности – тракторные самоходные шасси, энергетические средства типа «Полесье», мотоблоки и др. Поэтому *трактором можно именовать лишь те энергетические средства, которые предназначены для выполнения тяговых процессов.*

В связи с интенсивным ростом номенклатуры и общего числа самоходных комбайнов сформированы два вида технологий уборочных работ и средств механизации для их осуществления – на основе универсальных энергетических средств (тракторов) и на основе спе-

циальных самоходных машин и комбайнов. Трактор является органическим элементом энерготехнологического комплекса, именуемого МТА. На основе одного и того же трактора можно комплектовать агрегаты различного технологического назначения, в том числе уборочные. Самоходные комбайны – это технологический комплекс, предназначенный для выполнения только одной, главным образом, уборочной операции. Поэтому комбайны используют эпизодически, 5... 10 % времени года.

Соотношение самоходных комбайнов и тракторов в парке сельскохозяйственной техники должно быть оптимальное, экономически обоснованное. Число специальных самоходных машин можно сократить только при условии повышения технологической универсальности трактора как элемента единого энерготехнологического комплекса уборочного назначения и достижения уборочным МТА технологических свойств комбайна.

Функциональные свойства МТА в целом, а также сельскохозяйственной машины и трактора отдельно полностью определяются требованиями технологического процесса, осуществляемого агрегатом. Если соотнести между собой требования технологического процесса и показатели трактора, то можно сделать вывод о степени его технологичности.

Предмет изучения данного раздела учебника – методы анализа и оценка соответствия параметров и характеристик мобильных энергетических средств требованиям технологий сельскохозяйственного производства.

Классификация и типаж тракторов.

Из всех мобильных энергетических средств в сельском хозяйстве наиболее распространены тракторы, тракторные шасси Т-16М, малогабаритные тракторы, несколько разновидностей мотоблоков, энергетическое средство «Полесье», а также сельскохозяйственные модификации некоторых автомобилей (КАЗ-4540, «Урал-557» и др.).

Ввиду малочисленности номенклатуры других мобильных энергетических средств ограничимся рассмотрением классификации тракторов. Все многообразие тракторов поддается четкой классификации по двум основным признакам: назначению (или области применения) и силе тяги. В основе обоих классификационных признаков лежит технологические требования, предъявляемые к тракторам.

Классификация тракторов по назначению. В зависимости от назначения различают промышленные, сельскохозяйственные, лесо-

промышленные, лесохозяйственные и мелиоративные тракторы. Сельскохозяйственные тракторы в свою очередь могут быть общего назначения, универсально-пропашные, специализированные и малогабаритные.

Тракторы общего назначения используют в растениеводстве для выполнения работ общего назначения (вспашка, сплошная культивация, посев, уборка кормовых и зерновых культур).

Основные требования, предъявляемые к тракторам общего назначения, – высокие тяговые свойства, низкое давление на почву и соответствие ширины колеи трактора ширине захвата плуга – обусловлены их назначением работать в основном с почвообрабатывающими машинами, создающими высокое тяговое сопротивление, и выполнять в сжатые агротехнические сроки ранневесенние работы по закрытию влаги при высокой влажности рыхлой почвы.

Универсально-пропашные тракторы предназначены главным образом для возделывания пропашных культур. До 60 % времени их используют на транспортных работах, ограниченно – на вспашке и других энергоемких почвообрабатывающих операциях.

Основные требования к универсально-пропашным тракторам определяются операцией междурядной обработки пропашных культур. К ним относятся: регулируемая в соответствии с шириной междурядий колея ходовой системы, увеличенный агротехнический просвет, высокая маневренность и хорошая управляемость при движении агрегата в междурядьях. Универсально-пропашные тракторы по условию безопасного движения в транспортном потоке должны иметь тормозную систему с приводом на прицеп и световые приборы в соответствии с требованиями дорожной безопасности.

Специализированные сельскохозяйственные тракторы предназначены для выполнения работ по возделыванию и уборке отдельных культур или для особых производственных условий. Специализированные сельскохозяйственные тракторы классифицируют: по виду возделываемой культуры – виноградниковый, свекловодческий и др.; по области применения – горный, болотоходный, тепличный, животноводческий и др.

Специализированные тракторы создают преимущественно на основе базовых моделей колесных и гусеничных тракторов с применением специфических агрегатов и систем. В экономически обоснованных случаях разрабатывают тракторы специального назначения новой компоновочной схемы.

Классификация тракторов по силе тяги. Типоразмерный ряд сельскохозяйственных тракторов в нашей стране образован по силе тяги. В качестве классификационного параметра принято *номинальное тяговое усилие* (ГОСТ 4.40–84), т.е. такое его значение, при котором достигается наиболее полное использование тягово-энергетических свойств трактора.

Номинальное тяговое усилие (кН) трактора

$$P_{кр.н} = Am_{э},$$

где: A – коэффициент, равный $3,24 \cdot 10^{-3}$, $3,73 \cdot 10^{-3}$, $3,92 \cdot 10^{-3}$, $4,92 \cdot 10^{-3}$ кН/кг соответственно для колесных тракторов с $m_{э} = 2600$ кг; с колесной формулой 4К.2 и 3К4 с $m_{э} > 2600$ кг; с колесной формулой 4К4 с $m_{э} > 2600$ кг и для гусеничных тракторов;

$m_{э}$ – эксплуатационная масса трактора, кг. Допускается принимать ее выше конструктивной массы трактора с основным оборудованием (на 15 % для колесных тракторов и на 8 % для гусеничных тракторов).

Технологическое назначение определяет тяговый класс трактора. Так, тракторы тягового класса 3 и выше являются тракторами общего назначения. По ширине колес они не могут проходить в междурядьях большинства пропашных культур. Кроме того, их трудно загрузить достаточно полно по силе тяги и мощности на междурядной обработке с учетом имеющейся системы машин, поэтому их экономически невыгодно использовать на этой операции.

Тракторы тяговых классов 0,6...2 – универсально-пропашные, а тракторы классов 0,2 и 0,6 относятся к малогабаритным.

Перепад в номинальном тяговом усилии между смежными по ряду тракторами равен некоторому среднему значению силы тяги, кратной тяговому сопротивлению (0,5...0,6 кН) одного или нескольких стандартных корпусов плуга. Тракторы первых трех тяговых классов на пахоте в нашей стране практически не применялись. Поэтому перепад в номинальном тяговом усилии между ними выбран исходя из рационального их использования вместе с другими сельскохозяйственными машинами и прицепами.

Значение $P_{кр.н}$ экспериментально проверяют в процессе тяговых испытаниях трактора (ГОСТ 7057–81) на стерне колосовых. При этом масса трактора должна соответствовать эксплуатационной массе $m_{э}$. Номинальное тяговое усилие трактора, рассчитанное или полученное экспериментально, практически никогда не совпадает с округ-

ленным значением, указанным в таблице примерного типажа. Поэтому в качестве номинального принимают тяговое усилие $P_{кр}$, соответствующее максимальному тяговому КПД, округляя его до наиболее близкого значения по таблице 1.1.

Таблица 1.1. Тяговые классы сельскохозяйственных тракторов (ГОСТ 27021-86)

Тяговый класс	Значение номинального тягового усилия, кН	Тяговый класс	Значение номинального тягового усилия, кН
0,2	от 1,8 до 5,4	3	от 27 до 36
0,6	от 5,4 до 8,1	4	от 36 до 45
0,9	от 8,1 до 12,6	5	от 45 до 54
1,4	от 12,6 до 18	6	от 54 до 72
2	от 18 до 27	8	от 72 до 108

В международной практике используют классификацию колесных тракторов по максимальной тяговой мощности $N_{кр.маx}$, полученной при испытаниях трактора на гладкой горизонтальной и сухой бетонированной поверхности или на горизонтальной поверхности, покрытой скошенной или нескошенной травой. Принятая в нашей стране классификация дает более точное представление о технологических свойствах трактора, в частности о параметрах и комплексе машин, необходимых для агрегатирования с данным трактором. Так, согласно соотношению систем классификаций к категории 3 могут быть отнесены тракторы тяговых классов 2, 3 и 4. Если руководствоваться только классификацией по мощности, то можно прийти к неправильному выводу о том, что трактор тягового класса 2 может работать с машинами, предназначенными для агрегатирования с тракторами класса 3 или 4. Возможны и другие варианты ошибочных выводов, что исключено при использовании отечественной системы классификации тракторов по силе тяги.

Перспектива расширяющегося применения сельскохозяйственных тракторов в качестве мобильного источника энергии и эволюционного перехода от тяговой к тягово-энергетической концепции трактора требует уточнения системы классификации.

Типаж тракторов. Совокупность всех моделей тракторов (основных и модификаций), составленная на основе оптимизации технико-экономических расчетов и опроса потребителей, исходя из необ-

ходимости качественного выполнения всего комплекса тракторных работ в нашей стране, называется типажом тракторов. Основу типажа тракторов составляет их типоразмерный ряд (табл. 1.1). Перспективный типаж тракторов является основным справочным материалом при выборе параметров с целью создания новой модели трактора.

Параметрический ряд тракторов вырабатывался последовательно, начиная с первых отечественных тракторов, поставленных на серийное производство: гусеничного СХТЗ-НАТИ и колесного СГЗ-ХТЗ, один из которых (по нынешней классификации) относился к тяговому классу 3, а другой – к тяговому классу 1,4. По мере развития сельскохозяйственного производства, обусловленного многообразием технологических процессов, природно-климатических и почвенных условий их выполнения, количества тяговых классов тракторов увеличилось. В полном документе типажа тракторов с базовыми моделями указаны их модификации различного назначения (хлопковый, рисоводческий, горный и т. д.).

К основным параметрам относятся эксплуатационный вес G трактора и номинальная эксплуатационная мощность $N_{H.Э}$ двигателя. Остальные параметры указывают в агротехнических требованиях и в техническом задании на трактор в зависимости от его назначения.

Наиболее отрицательно на показателях сельскохозяйственного производства сказывается отсутствие колесных тракторов тягового класса 2 и гусеничных классов 5 и 6.

Тракторы тягового класса 2 – высокопроизводительные универсально-пропашные. Их можно достаточно успешно применять и на ряде операций общего назначения, особенно в почвенно-климатических зонах с небольшими полевыми участками. Их отсутствие существенно снижает производственный потенциал машинно-тракторного парка.

Тракторы тяговых классов 5 и 6 предназначены, главным образом, для выполнения почвообрабатывающих операций, поэтому их целесообразно изготавливать гусеничными. В нашей стране такой трактор используется с колесной ходовой системой (К-701), но в связи с высокой стоимостью изготовления и большим давлением движителей на почву он не находит широкого применения в хозяйствах.

1.2. Анализ технологических свойств мобильных энергетических средств.

Свойства, характеризующие соответствие данного мобильного энергетического средства технологическим требованиям на всем комплексе сельскохозяйственных операций, для выполнения которых в составе МТА оно предназначено, называются *технологическими свойствами*.

Все многообразие требований технологического процесса, предъявляемых к МТА, можно выразить следующими обобщенными показателями: производительностью и агротехническим качеством выполняемой операции при низкой удельной себестоимости работ.

Производительность зависит от номинального тягового усилия трактора, мощности двигателя, агрегатируемости трактора с сельскохозяйственными машинами и запаса грузоподъемности шин. Большое значение имеют удобство и безопасность работы тракториста, надежность энергетического средства.

Агротехнические свойства определяются степенью воздействия тракторных движителей на почву, агротехническим просветом и повреждаемостью культурных растений, особенно при междурядной обработке. Эти свойства зависят от обзорности с места водителя и управляемости.

Стоимостные показатели зависят от стоимости энергетического средства, надежности, топливной экономичности и эксплуатационных расходов.

Между показателями технологического процесса и техническими характеристиками энергетических средств существует четко выраженная, по большей части однозначная зависимость. Однако некоторые характеристики связаны не с одним, а с двумя технологическими показателями. Так, управляемость энергетического средства и обзорность с места водителя влияют на агротехнические показатели и на производительность. От надежности зависит не только производительность, но и экономические показатели технологического процесса (стоимость ремонта, потери урожая).

Связь конструктивных параметров с техническими характеристиками и технологическими показателями энергетического средства не так однозначна, как связь между характеристиками и показателями. Один и тот же конструктивный параметр влияет на несколько показателей и характеристик. Например, компоновочная схема энергетического средства влияет на все показатели технологического про-

цесса и на большинство технических характеристик, исключая задаваемые и регламентируемые (вес трактора, мощность двигателя, давление движителей на почву, агротехнический просвет, надежность, условия труда).

1.3. Основные этапы совершенствования технологических свойств МЭС.

Начальный этап. В 20-е годы прошлого столетия была завершена отработка концепции трактора как тягово-энергетической машины нового типа. Были четко определены функции и назначения машины, требования к ней, а также конструктивная схема и основные составляющие конструкции трактора: двигатель; трансмиссия; ходовая система; соединительные устройства для совместной работы с сельскохозяйственными машинами и орудиями; ВОМ для использования трактора в качестве источника энергии на стационарных работах. Совершенствование конструкции продолжается с целью повышения функциональных свойств трактора в рамках отработанной уже концепции.

Применение пневматических шин вместо колес с металлическим ободом качественно изменило трактор. Он стал удобнее и универсальнее в эксплуатации по двум основным причинам: повысилась плавность хода, а следовательно, и скорость, движения: появилась возможность перемещаться по дорогам с твердым покрытием. Кроме того, повысились тягово-сцепные свойства и тяговый КПД, снизились погектарный расход топлива и давление на почву. С применением пневматических шин начали выпускать тракторы с приводом на передние колеса.

Применение дизелей вместо карбюраторных двигателей обусловлено тем, что дизель обладает более высокими индикаторными показателями, поэтому удельный расход топлива у него значительно ниже, чем у карбюраторного двигателя. Характер зависимости удельного расхода топлива от нагрузки носит более пологий характер, что обеспечивает экономию топлива примерно на 30%.

Дизельное топливо значительно дешевле бензина, поскольку оно является более грубой фракцией перегонки нефти. В сочетании с меньшим расходом это существенно снижает стоимость сельскохозяйственных работ, выполняемых трактором с дизелем.

Снижение на 30% расхода топлива уменьшает транспортные издержки на доставку топлива в хозяйства, а также позволяет обходиться на одну треть меньшим объемом хранилища для топлива.

К преимуществу дизельного топлива относятся также его более высокие по сравнению с бензином противопожарные свойства.

Установка на тракторы навесных гидрофицированных систем вместо прицепных устройств изменила систему машин, агрегируемых с тракторами, и многие приемы их эксплуатации. При этом существенно повысились все показатели технологических свойств трактора, улучшилась маневренность МТА и уменьшилась ширина поворотной полосы. За счет сочетания навесных устройств с автоматическими регуляторами глубины обработки почвы повышены производительность, топливная экономичность и агротехнические показатели работы агрегатов.

Увеличение ширины захвата и рабочей скорости МТА. Начало эксплуатации тракторов характеризовалось тем, что традиционный инвентарь, используемый с живой тягловой силой, постепенно был заменен широкозахватным и более производительным при практически неизменных скоростях движения (3,5...5 км/ч – скорость пешехода). За рубежом повышение скоростей происходило эволюционно. В связи с достаточно частой сменой моделей тракторов и их глубокой модернизацией в процессе производства постепенно повышалась мощность двигателей и вес тракторов. В нашей стране рабочие скорости МТА были повышены ступенчато, в два этапа: вначале до 5...7 км/ч, а затем до 9... 15 км/ч. В производство были внедрены энергосыщенные тракторы Т-75, МТЗ-80/82 и Т-150, а также мощные и тяжелые колесные тракторы К-700 и Т-150К общего назначения, необычной по тому времени конструктивной схемы, с шарнирно-сочлененной рамой и со всеми колесами одинакового размера.

Для агрегатирования с новыми тракторами потребовались новые сельскохозяйственные машины. Внедрение в сельскохозяйственное производство таких тракторов и машин привело к увеличению производительности МТА в 1,5...1,6 раза. На переоснащение всего машинно-тракторного парка ушло примерно 10...15 лет.

Применение комбинированных МТА, состоящих из нескольких машин разного назначения, позволило выполнять две-три операции за один проход. Появились машины различного назначения, в том числе почвообрабатывающие с активными рабочими органами. Примерно в этот период резко возросли нормы внесения в почву агрохи-

микатов, стимулирующих рост культурных растений, и препаратов, угнетающих развитие вредителей и сорняков. Все эти изменения обусловили необходимость серьезных конструктивных доработок трактора: повышения нагрузочной способности колес без увеличения вредного их воздействия на почву; увеличения грузоподъемности задних навесных систем и введения передних навесных систем; применения двухскоростных ВОМ с различной схемой привода – синхронной (с задними ведущими колесами) и независимой.

Интенсификация кормопроизводства – заметный этап развития мобильных энергетических средств. Кормоуборочная техника характеризуется высоким уровнем энергопотребления. При ее применении необходим непрерывный визуальный контроль над технологическим процессом, поскольку трактор с навешенной машиной перемещается задним ходом. Энергетические средства, предназначенные для агрегатирования с уборочными машинами, должны быть оснащены мощными двигателями (до 220 кВт), иметь реверсивный пост управления и реверсивную трансмиссию, обладать запасом продольной устойчивости, а также иметь приподнятую кабину. ВОМ трактора должен быть рассчитан на длительную работу в нагрузочном режиме, соответствующем передаче через него полной мощности двигателя.

1.4. Комплекс машин на базе мобильного универсального энергетического средства третьего поколения.

С универсальным энергосредством третьего поколения могут быть использованы следующие комплексы с/х уборочных машин: косилка-плющилка КПП-9, кормоуборочный комплекс К-Г-6 «ПОЛЕСЬЕ», комплекс зерноуборочный КЗР-10 «ПОЛЕСЬЕ-РОТОР», свеклоуборочный комбайн КСН-6.

Косилка-плющилка КПП-9 (рис. 1.1) предназначена для кошения зеленых сеяных и естественных трав с одновременным плющением и укладкой скошенной массы на стерню в три валка. Косилка может быть использована для кошения трав без плющения с укладкой скошенной массы в валки.



Рисунок 1.1. Косилка-плющилка КПП-9 в агрегате с энергосредством

Кормоуборочный комплекс К-Г-6 «ПОЛЕСЬЕ» (рис. 1.2) предназначен для скашивания трав и силосных культур, в том числе в фазе восковой и полной спелости зерна, сорго, подсолнечника и других высокостебельных культур, скашивания и подбора из валков зерновых колосовых культур, подвяленных, сеяных и естественных трав с последующим их измельчением и погрузкой в транспортные средства.



Рисунок 1.2. Кормоуборочный комплекс К-Г-6 «ПОЛЕСЬЕ»

Комплекс зерноуборочный КЗР-10 «ПОЛЕСЬЕ-РОТОР» (рис.1.3) предназначен для прямой и раздельной уборки зерновых колосовых культур, а с применением специальных приспособлений, для уборки зерновой части кукурузы, подсолнечника, зернобобовых, крупяных культур, семенников трав и рапса.

Комбайн свеклоуборочный навесной КСН-6 (рис.1.4) предназначен для уборки ботвы с укладкой в валок, выкапывания корнеплодов с очисткой их вороха от примесей и укладки корнеплодов в валок.



Рисунок 1.3. Комплекс зерноуборочный КЗР-10 «ПОЛЕСЬЕ-РОТОР» в агрегате с энергосредством



Рисунок 1.4. Свеклоуборочный комбайн КСН-6 в агрегате с энергосредством

2. Основы проектирования МЭС, оценочные показатели МЭС.

2.1. Этапы проектирования МЭС.

Создание новой машины или модернизации существующей является результатом труда коллектива различных специалистов: конструкторов, технологов, экономистов, испытателей и рабочих. Ведущая роль в этом процессе принадлежит конструктору.

В соответствии с Единой системой конструкторской документации (ГОСТ 2.103-68) разработка конструкции машины и подготовка ее к производству проходят несколько стадий.

Сначала разрабатывают техническое задание. Оно устанавливает основное назначение, технические характеристики, показатели качества и технико-экономических требования, предъявляемые к разрабатываемой машине, выполнение необходимых стадий разработки конструкторской документации и ее состава, а также специальные требования к машине.

После утверждения и согласования технического задания переходят к разработке технического предложения (документам присваивается литера "Т"). При этом выявляют варианты возможных решений, устанавливают их особенности и прорабатывают конструкции, проверяют варианты на патентную чистоту и конкурентоспособность, дают сравнительную способность рассматриваемых вариантов (если для этого необходимо проверить принцип работы машин различных вариантов, а также сравнить их по эргономичным и эстетическим показателям, то изготавливают макеты), выбирают оптимальный вариант, обосновывают этот выбор и определяют требования к машине и к последующей стадии ее разработки.

Если это предусмотрено техническим заданием или протоколом рассмотрения технического предложения, то разрабатывают эскизный проект (документам присваивается литера «Э»). На этой стадии выполняют работы, необходимые для обеспечения предъявляемых к машине требований и позволяющие установить принципиальные ее решения. При этом выполняют варианты возможных решений и прорабатывают их конструкции, изготавливают и испытывают макеты для проверки принципов работы машины, оценивают машину на технологичность, а также определяют показатели стандартизации и унификации, соответствия машины требованиям эргономики и техниче-

ской эстетики, прорабатывают основные вопросы технологии изготовления (при необходимости). На стадии эскизного проекта не повторяют работы, проведенные на стадии технического предложения, если они не дают дополнительных данных.

После рассмотрения и утверждения эскизного проекта приступают к разработке технического проекта (документам присваивается литера “Т”). Его разрабатывают для выявления окончательных технических решений, дающих полное представление рабочей документации. При этом выполняют работы, необходимые для обеспечения предъявляемых к машине требований, позволяющие оценить ее соответствие требованиям технического задания, способы упаковки, возможности транспортирования и др.

В экспериментальных цехах изготавливают и испытывают макеты для проверки основных конструкторских решений по всей машине и ее составным частям и при необходимости вносят соответствующие изменения в конструкцию и чертежи.

После рассмотрения и утверждения технического проекта разрабатывают рабочую документацию на опытный образец, установочную серию, установившейся серийное или массовое производство.

Сначала разрабатывают документацию на изготовление опытного (партии), который подвергают всесторонним заводским испытаниям для выявления конструкторских и технологических дефектов с целью доводки машины. По результатам испытаний корректируют конструкторские документы, которым присваивается литера “О”. После доводки образца проводят ресурсные, государственные, приемочные и другие испытания. В случае необходимости каких-либо доработок, которые выявились в процессе испытаний повторных образцов, конструкторской документации присваиваются соответственно литеры “О”, ”О” и т.д. После доводки приступают к изготовлению установочной серии.

При разработке документации на установочную серию корректируют конструкторские документы по результатам изготовления и испытания ведущих составных частей машины, а также оснащения технологического процесса. Документам присваивается литера “А”.

Затем изготавливают и испытывают головную (контрольную) серию и по результатам испытания корректируют конструкторские документы. Документам, окончательно отработанным и проверенным на производстве изготовления машин по зафиксированному и полно-

стью оснащенному технологическому процессу, присваивается литера “Б”.

2.2 Оценочные показатели и условия работы МЭС.

Для полного удовлетворения требований, предъявляемых народным хозяйством к тракторам, конструктор должен хорошо знать условия их работы, изучать передовой опыт эксплуатации и новейшие достижения в области конструирования, технологии изготовления, обслуживания и ремонта машин.

Показатели, по которым оценивают трактор, ориентировочно разделяют на три группы: агротехнические, технико-экономические и общетехнические.

К агротехническим (для сельскохозяйственных тракторов) относятся показатели, непосредственно влияющие на урожайность: проходимость, маневренность и плавность хода.

Пройодимость зависит от устойчивости и управляемости, давления на почву, колеи, дорожного просвета, величины защитной зоны рабочих органов, габаритной ширины, высоты и типа движителя трактора. Маневренность характеризуется минимальным радиусом поворота, коэффициентом использования времени движения, устойчивостью прямолинейного движения, угловыми и линейными колебаниями остова трактора.

Технико-экономическими показателями являются производительность и экономичность работы тракторного агрегата.

Производительность оценивается почасовой выработкой, которая зависит от тяговой мощности, тягового усилия, запаса крутящего момента двигателя, величины буксования движителей, удобства агрегатирования, числа и диапазона передач, типа навесной или прицепной системы.

Экономичность работы зависит от расхода топлива и масла, стоимости трактора и его срока службы, периодичности обслуживания, стоимости ремонта, удобства ремонта и т.д.

Общетехнические показатели дают возможность судить об удобстве и безопасности работы на тракторе, что зависит от типа кабины, числа мест для сидения, удобства и легкости управления, периодичности и простоты операций по уходу за трактором, критических углов продольной и поперечной устойчивости и эффективности работы тормозов.

Существенным показателем является также влияния трактора на природу и окружающую среду.

В настоящее время трактор стал одной из наиболее распространенных машин, применяемых во всех отраслях народного хозяйства. Разнообразие условий эксплуатации предъявляет специфические требования к конструкции, технологии производства, приспособленности к уходу и ремонту.

В нашей стране число моделей тракторов регламентируется типажом, разработка которого и принцип построения имеют большое народнохозяйственное значение. В типаже, утвержденном на 1971-1980 гг. предусмотрено 15 базовых моделей и 46 модификаций сельскохозяйственных и промышленных (в том числе и лесохозяйственных) тракторов с тяговым усилием от 2 до 350 кН.

Каждая модификация машин характеризуется компоновкой и рабочим оборудованием, обеспечивающими наиболее производительную и экономичную работу в конкретных условиях эксплуатации.

Условия работы трактора определяют конструкцию и нагрузки, действующие на его механизмы. В некоторых случаях реальные нагрузки трансмиссии могут в несколько раз превысить номинальную нагрузку двигателя (например, при резком трогании трактора с места или наезде его на препятствие). Неоднородность состава почвы является причиной непрерывной пульсации нагрузки на прицепном приспособлении трактора.

Наиболее распространенными машинами, агрегатируемыми а промышленными тракторами, являются бульдозеры, скреперы, погрузчики. Характерной особенностью их работы является цикличность при значительном изменении диапазона нагрузок. Трелевочные тракторы, оборудованные механизмами для валки леса, расчистки делянок, погрузки древесины и вывозки ее на склады, а также проведения лесонасаженной также испытывают переменные нагрузки.

Следовательно, прежде чем приступить к расчету трактора, необходимо установить условия его эксплуатации, номенклатуру машин, с которыми он должен работать, особенности их конструкции и работы, скорости движения.

2.3. Технологичность конструкции МЭС.

Новый образец трактора должен соответствовать не только современному уровню развития техники и требованиями эксплуатации, но и быть наиболее рациональным с точки зрения производства. Конструкция трактора должна быть технологичной, т.е. должна иметь свойства, проявляемые в возможности обеспечения оптимальных затрат труда, средств, материалов и времени при технической подготовке производства, изготовлении, эксплуатации и ремонте по сравнению с соответствующими показателями однотипных конструкций тракторов того же назначения.

Проектируя новый трактор, необходимо руководствоваться следующими положениями.

1. Усложнение конструкции, если оно не упрощает и не удешевляет эксплуатацию машины или не придает ей новых полезных качеств, недопустимо.
2. Точность и качество обработки деталей определяются назначением и условиями их работы в сборочной единице, а также условиями сборки и масштабами производства; необоснованное повышение точности и качества обработки удорожает и усложняет производство.
3. При выборе материала необходимо исходить из условия обеспечения необходимой прочности, долговечности, минимальной стоимости и простоты получения заготовки и обработки детали, недефицитности. Надо учитывать, что с внедрением новой технологии стоимость обработки деталей уменьшается, но при этом увеличивается стоимость материала, которая достигает 50-60 % стоимости изделия. Номенклатура используемых в изделии материалов по возможности должна быть наименьшей.
4. Число обрабатываемых поверхностей должно быть минимальным. Надо стремиться заменять операции механической обработки детали для получения необходимой формы и размеров точным литьем, штамповкой, сваркой и т.п.
5. Сборка агрегата должна быть просто и по возможности выполняться без пригоночных работ. Оценивая агрегат с точки зрения условий сборки, нужно рассматривать не только возможность монтажа и демонтажа сборочных единиц, но и сложность и трудоемкость сборки, определять число специальных приспособлений, доступность отдельных деталей. Перспективным конструк-

тивным приемом является расчленение сложного агрегата на отдельные части, сборку которых проводят предварительно. Расчленение конструкции на части позволяет также модернизировать трактор, ремонтировать путем замены одной из частей, не затрагивая агрегат в целом. Обязательным является условия обеспечения возможности механизации и автоматизации сборочных операций.

6. Необходимо стремиться использовать унифицированные сборочные единицы агрегаты, стандартные детали. При условии организации их производства на специализированных заводах удастся решить задачу максимального снижения себестоимости, поднять качество и значительно уменьшить сроки освоения новых деталей.

Особенностью производства трактора является то, что различные сборочные единицы и детали для него выпускает не один завод, а несколько предприятий различных отраслей.

Разнообразие условий эксплуатации требует большого количества тракторов различных типов, что в свою очередь создает трудности в организации производства и особенно эксплуатации тракторов. Принципы, заложенные в типаже тракторов – получение модификаций путем широкого использования унифицированных как внутри каждого класса тракторов, так и между классами сборочных единиц и агрегатов – позволяют решить важную проблему: при небольшом числе базовых моделей удовлетворить разнообразные нужды народного хозяйства.

2.4. Выбор компоновочной схемы МЭС. Компоновка колесного и гусеничного МЭС.

Общие требования

Компоновка энергосредства, т. е. размещение на нем механизмов, определяется его назначением. При компоновке необходимо обеспечить следующее:

- 1) увязку ширины по внешним кромкам движителей: для трактора общего назначения – с тяговым усилием для устранения нецентральной прицепки (навески) плуга, вызывающей увод трактора и необходимость частого выравнивания направления движения механизмом поворота; для этого рабочее тяговое усилие на 1 м габаритной ширины по движителям должно быть не менее 1500 кгс/м для колес-

ных тракторов и 1800 кгс/м для гусеничных; для пропашного трактора – с шириной типичных обрабатываемых междурядий; если обрабатывается несколько рядков растений, то необходимо увязывать с шириной междурядий колею трактора;

для транспортного трактора – с колеей агрегатируемых с трактором тележек-прицепов;

2) наилучшие тяговые качества при сохранении управляемости и устойчивости путем правильного распределения давления на опоры ходовой системы при работе (с учетом опрокидывающего момента от тягового усилия и от веса навешенного орудия);

3) хорошую поворотливость трактора, возможность маневрирования на узкой полосе и одновременно устойчивое сохранение заданного направления движения;

4) простоту и легкость управления, удобную посадку тракториста, хорошую обзореваемость пути и рабочего орудия;

5) легкость соединения трактора с рабочим машиной-орудием и возможность управления ими трактористом;

6) простоту технического обслуживания и минимальное, время на его проведение, возможность механизации технического обслуживания;

7) легкость ремонта и одновременность его проведения по основным механизмам, возможность модернизации при ремонте.

Подвижное энергетическое средство на гусеничном ходу.

Во всех сельскохозяйственных гусеничных тракторах двигатель располагается спереди, а ведущие колеса сзади. Примером типичной компоновки трактора общего назначения с эластичной подвеской может служить трактор Т-74 (рис. 2.1). Он имеет отдельную раму, позволяющую легко разбирать трактор. Двигатель и силовая передача с рамой соединены шарнирно в трех точках для компенсации возможных перекосов, а между собой – карданным валом.

При компоновке нового трактора Т-150 (рис. 2.2) того же класса 3 тс, но имеющего двигатель в 2 раза большей мощностью предусматривалось уменьшение массы и максимальное смещение вперед центра тяжести для обеспечения равномерного распределения нормальных реакций почвы на гусеницу при работе под нагрузкой.

Третий вариант компоновки применен для экспериментального трактора ДТ-90 класса 3тс с целью улучшения обзора. Кабина сдвинута вправо (рис. 2.3) и сиденье размещается над гусеницей так, что водителю не нужно наклоняться, чтобы наблюдать за бороздой. Топ-

ливный бак расположен слева у кабины и водитель через широкое заднее окно хорошо видит орудие. Изменение массы топлива благодаря смещению бака вперед меньше влияет на изменение положения центра тяжести. Для лучшей увязки с четырехкорпусным плугом колея уменьшена до 1330 мм.

Тракторы с полужесткой подвеской, обеспечивающей лучшие тяговые качества на рыхлой почве, имеют в большинстве полурамную конструкцию (Т-54В; Т-54С; Т-4; Т-130). У трактора Т-4 (рис. 2.4) полурама крепится к корпусу заднего моста. Подвеска трехточечная с осью качания гусеничных тележек, совмещенной с осью ведущих колес.

Помимо сельскохозяйственных тракторов общего назначения имеются конструкции гусеничных специализированных тракторов. Пропашные свекловичные тракторы имеют увеличенный дорожный просвет (450–640 мм), для получения которого применяют двухпарные бортовые передачи и выносные кронштейны подвески. Узкогабаритные виноградниковые и хмельниковые тракторы должны иметь габаритную ширину не более 1 м и предусматривать установку обтекателей, обеспечивающих проходимость в узких междурядьях. Ширину уменьшают применением узких (шириной 200 мм) гусениц (рис. 2.5), сокращением ширины корпуса до 500–550 мм и уменьшением зазоров между корпусом и гусеницами, что ухудшает проходимость тракторов по грязи. Болотоходные тракторы отличаются пониженным до 0,2–0,25 кгс/см² давлением на почву и наличием ходоуменьшителя для получения широкой гаммы замедленных технологических скоростей.

Ширину по внешним кромкам гусениц определяют (рис. 2.6):

а) для тракторов общего назначения из условия движения при пахоте по полю

$$B_z = \xi \cdot b_k z_k - 2(y_z - e) \text{ см,}$$

где ξ – коэффициент смещения линии тяги орудия:

$$\xi \approx 1 + \frac{1}{3z_k};$$

b_k и z_k – ширина захвата корпуса и число корпусов;

y_z – расстояние (см) от края борозды до кромки:

$$y_z = 10v - (120/hob),$$

(здесь v – скорость трактора, м/с; hob – глубина обработки, см); e – допустимое смещение вправо точки прицепа от оси симметрии трактора, равное в среднем 6 см;

б) для пропашных и виноградниковых тракторов из условия вписываемости в междурядья шириной A

$$B_2 = A(z + 1) - 2y_3,$$

где z – число рядков, пропускаемых под трактором;

y_3 – ширина защитной зоны; для свеклы и моркови принимают $y_3 = 10 \div 12$ см, картофеля, кукурузы – 15–20 см, виноградника – 20–25 см.

Колея B при известной ширине по внешним кромкам гусениц B_2 равна:

$$B = B_2 - b,$$

где b – ширина звена (при выступающих пальцах – длина пальца).

Ширину звеньев гусениц находят из соотношения

$$b = \frac{\gamma_2}{1 + \gamma_2} B_2,$$

где γ_2 – коэффициент, равный для тракторов: пропашных и узкогабаритных 0,2–0,24; общего назначения 0,27–0,3; болотоходных 0,34–0,44.

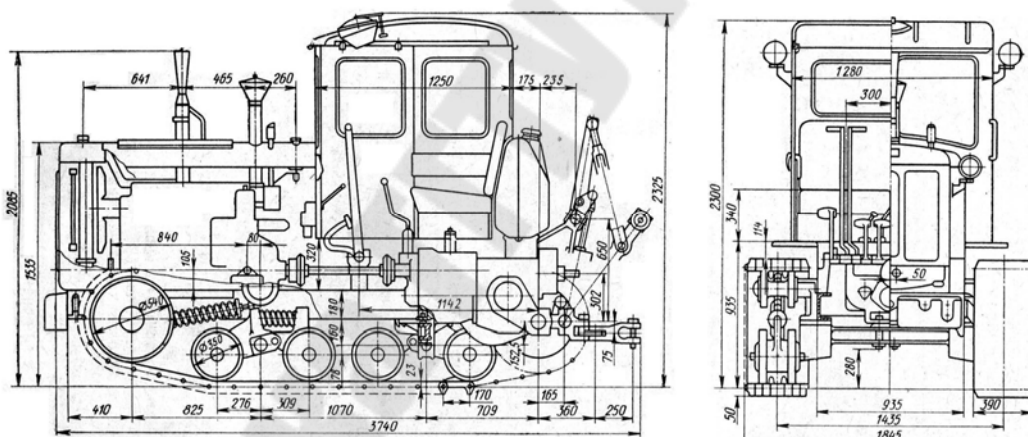


Рисунок 2.1. Размерная схема трактора Т-74.

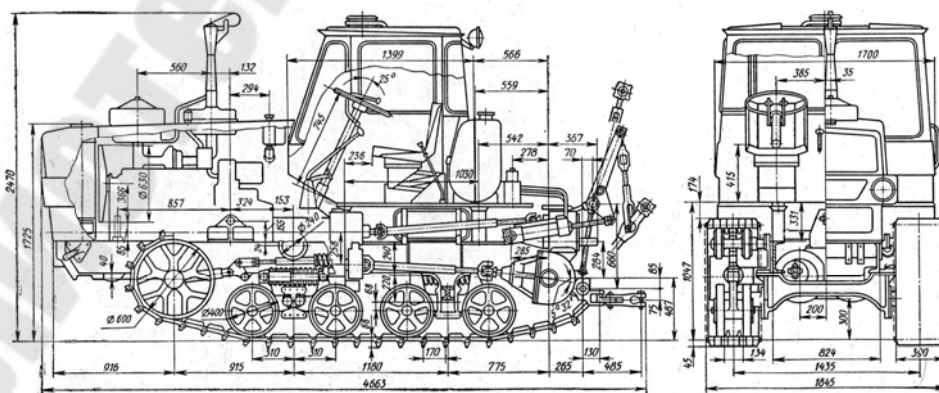


Рисунок 2.2. Размерная схема трактора Т-150.

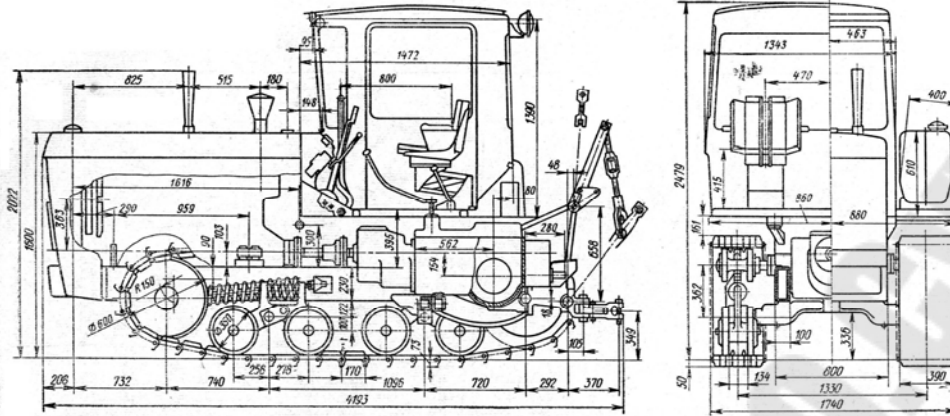


Рисунок 2.3. Размерная схема экспериментального трактора ДТ-90.

Опорную длину гусеницы L определяют из условия получения среднего давления на почву $q = 0,4 \div 0,5$ кгс/см² (0,2–0,25 кгс/см² для болотоходных тракторов):

$$L = \frac{G}{2bq}, \text{ см.}$$

Полученное значение L проверяют:
на удельную тяговую нагрузку:

$$P_s = P_H / (2Lb) \leq 0,25 \text{ кгс/см}^2;$$

на отсутствие отрыва от почвы переднего катка при действии номинального тягового усилия:

$$L \geq 6h_{кр} \cdot P_H / G \approx 300P_H / G_{кр} \text{ (здесь } h_{кр} \text{ – высота до крюка);}$$

на обеспечение поворотливости трактора:

$$L/B \leq 2.$$

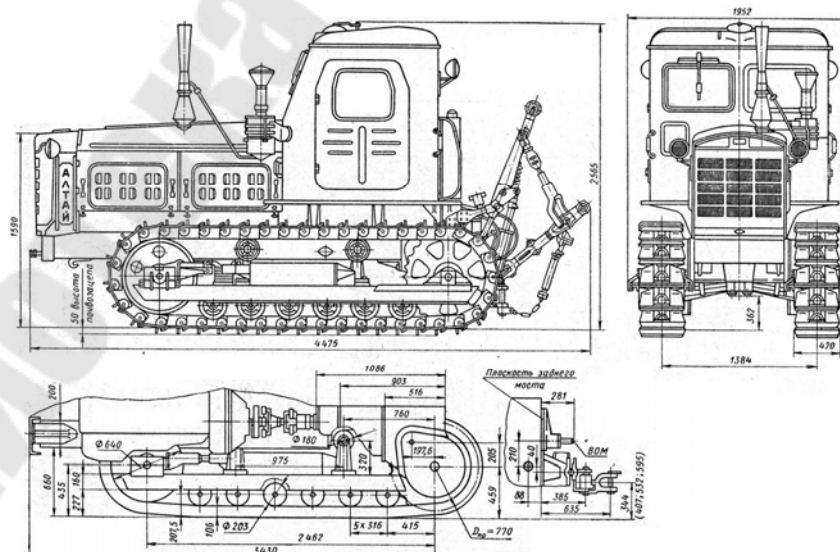


Рисунок 2.4. Размерная схема трактора Т-4.

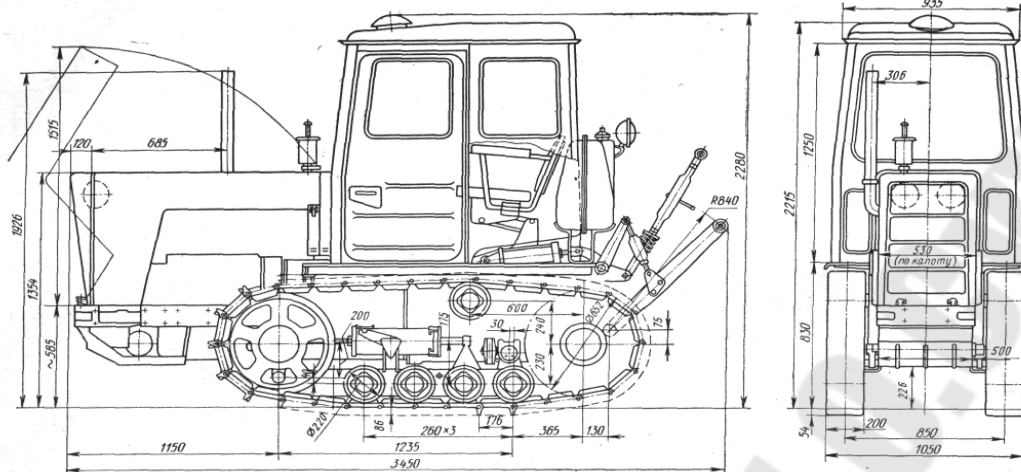


Рисунок 2.5. Размерная схема виноградникового трактора Т-54В.

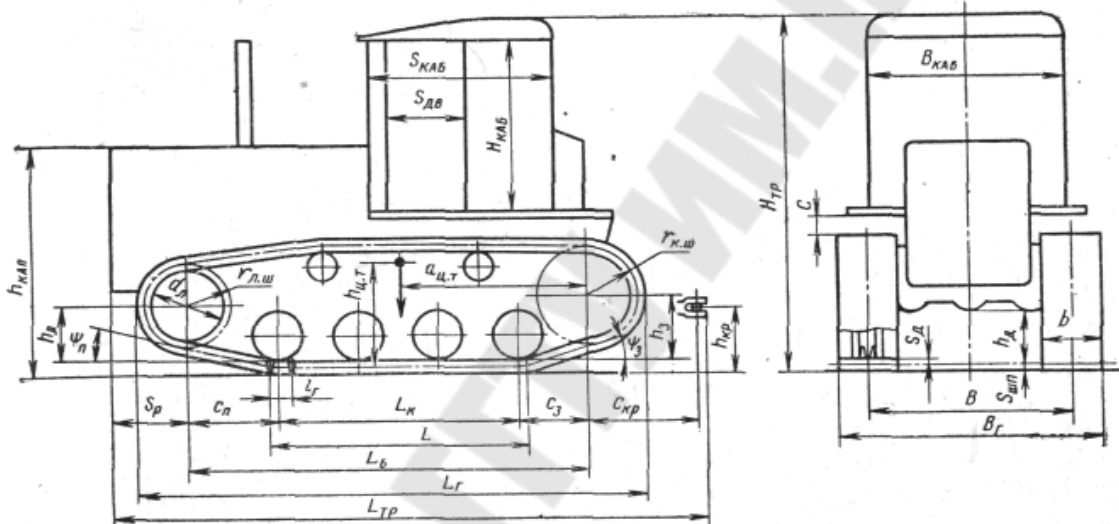


Рисунок 2.6. Основные размеры гусеничного трактора.

Основные размеры гусеничного обвода определяют по указаниям. Дорожный просвет h_0 обычно указывается в агротехнических требованиях и равен: 280–320 мм для тракторов общего назначения; 180–240 мм для узкогабаритных (виноградниковых); 450–650 для пропашных тракторов. Просвет s между гусеницей и крылом выбирают из условия предупреждения заклинивания гусеницы налипшей грязью в пределах 120–180 мм (для промышленных тракторов 180–220 мм). Высоту по капоту $h_{кан}$ стремятся сделать возможно меньше, чтобы улучшить обзорность. Вылет передней плоскости трактора s_p связан с необходимостью получить оптимальное положение центра тяжести $a_{ц.т.}$.

Колесное подвижное энергетическое средство.

При компоновке колесных тракторов необходимо обеспечить достаточные тягово-цепные свойства на слабосвязанных почвах; устойчивость трактора при навешивании машин-орудий; возможность привода рабочих элементов машины (для универсального колесного трактора необходимо иметь не менее двух независимых валов отбора мощности с выводом назад и вбок или вперед и один синхронный вал отбора мощности); нормальную работу на транспорте, для чего трактор должен быть оборудован надежными тормозами, легким рулевым управлением, средствами сигнализации, гидравлическим крюком.

Большинство колесных тракторов выпускается универсальными, т. е. с увеличенным дорожным просветом и переменной колеей, что позволяет наряду с работами общего назначения обрабатывать междурядье.

Типичной конструкцией универсального колесного трактора может служить трактор МТЗ-80 (рис. 2.7) класса 1,4 тс.

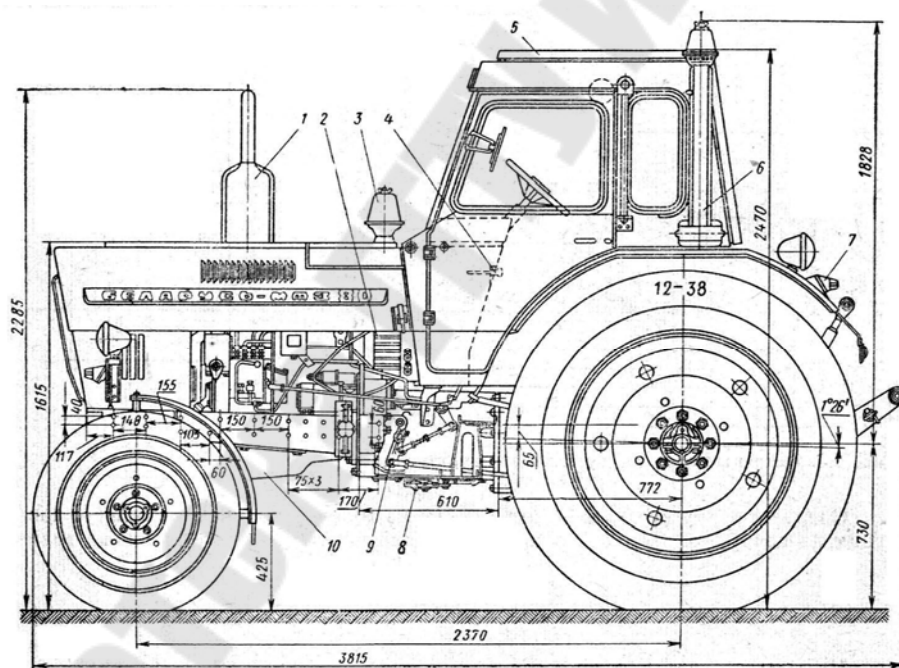


Рисунок 2.7. Трактор МТЗ-80:

1-глушитель; 2- аккумулятор; 3- воздухоочиститель; 4-кабина; 5- люк кабины; 6-блок отопления и охлаждения воздуха в кабине; 7задний фонарь; 8- механизм переключения ВОМ на 1000 и 540 об/мин; 9- муфта сцепления; 10- картер двигателя.

Колесные тракторы агрегатируются преимущественно с навесными и полунавесными орудиями и с полунавесными тележками. Навешивание тяжелых машин сзади вызывает нарушение продольной устойчивости трактора и перегрузку задних колес. Для устранения этого некоторые зарубежные фирмы выпускают тракторы с удлиненной базой и увеличенным просветом в средней части, предусматривая навешивание машин-орудий между передними и задними колесами. В этом случае затрудняется навеска и ухудшается поворотливость трактора. Повысить устойчивость при тяжелых навесных машинах можно работая трактором на реверсе. Конструкция колесного реверсируемого трактора (ХТЗ-7) впервые была создана в Советском Союзе. Опыт применения реверсируемых тракторов показал, что, работая на реверсе с волокушей, погрузчиком, фронтальной уборочной машиной (косилка, жатка, льнотеребилка), можно значительно повысить производительность, а также качество выполненной работы.

Универсальный реверсивный трактор Т-25А класса 0,6тс (рис. 2.8) имеет спереди полураму из двух трубчатых балок, к которой эластично крепится передняя опора двигателя. Коробка передач с поперечными валами позволяет применить простой конический реверс. Установка вынесенных к колесам конечных (бортовых) передач дает возможность путем поворота их переставлять трактор в высокую (с дорожным просветом 500 мм) модификацию, основную и низкую, а также изменять длину базы.

Основные размеры универсального колесного трактора (рис.2.9) устанавливаются, исходя из следующих соображений.

Размер шин $b-d$ (соответственно r'_k и r'_n) подбирают по наибольшей вертикальной нагрузке Z_k при рабочем внутришинном давлении. Нагрузку находят по формуле

$$z_k = \frac{\lambda G}{i_k},$$

где i_k – число колес на оси; λ – коэффициент нагрузки на ось: принимают для направляющей оси 0,4–0,5; для ведущей оси 0,8–0,9 (учитывая догрузку от навесной машины).

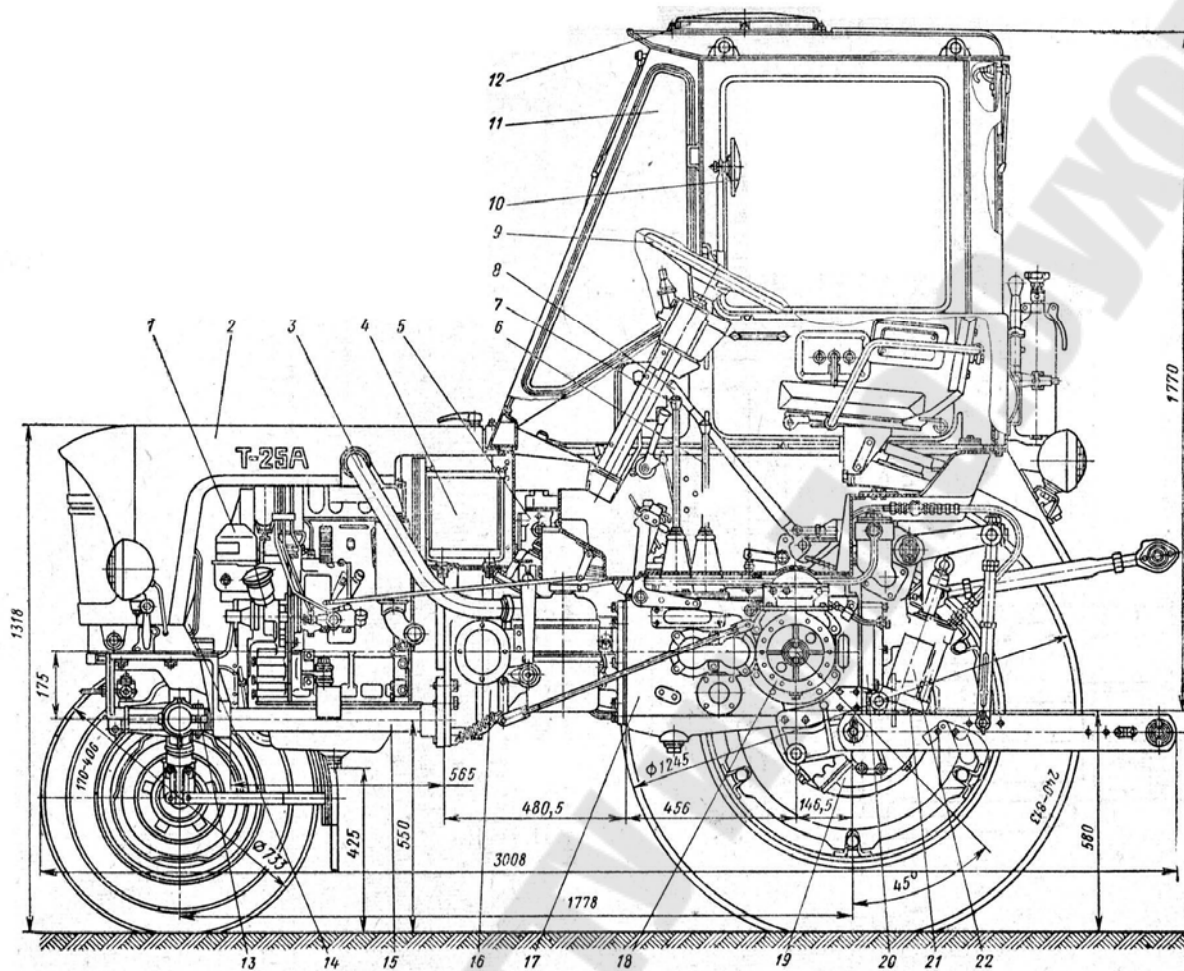


Рисунок 2.8. Размерная схема реверсивного трактора Т-25А:
 1-двигатель; 2-капот; 3- воздухоочиститель; 4- аккумулятор; 5- рас-
 пределитель гидросистемы; 6- рычаг удвоителя и реверса; 7- рычаг
 переключения передач; 8- рычаг тормоза прицепа; 9- рулевое управ-
 ление; 10- зеркало заднего вида; 11- кабина; 12- вентилятор кабины;
 13- передний мост; 14- топливный бак; 15- полурама; 16- муфта сцеп-
 ления; 17- главная передача; 18- рукав с тормозом; 19- бортовая пере-
 дача; 20- корпус гидромеханизма; 21- вал отбора мощности; 22- сило-
 вой цилиндр гидросистемы.

Дорожный просвет h_d и агротехнический просвет h_a выбирают из условия удовлетворения агротехнических требований. Для отечественных тракторов их значения составляют:

Трактор	Т-25	Т-40	Т-28Х	ЮМЗ-6	МТЗ-50
h_d , мм.....	425/500	430/550	—	450	470
h_a , мм.....	580/650	500/650	860	640	650

Увеличенный агротехнический просвет у хлопковых (Т-28Х), чайных тракторов получают за счет схемы 3×2 и введения бортовых многоступенчатых (гитара) или цепных передач. Колею В делают переменной в пределах 1200–1800 мм (для тракторов класса 0,6тс желательна колея 1000–1500 мм). Наибольшую колею V_{max} переднего моста иногда принимают на 100–150 мм меньше наибольшей колеи ведущих колес. Все размеры остова рассчитывают для минимальной колеи V_{min} . Высоту рамы у переднего моста выбирают из условия отклонения балансира на угол β_1 (обычно $\beta_1=10\div 12^\circ$):

$$H_n = h'_d + d_b + 0.5b_p \operatorname{tg}\beta_1,$$

где d_b – диаметр балансира; b_p – ширина рамы. Просвет с между крылом и колесом следует брать не менее 80 мм. Ширина двери кабины $S_{de} \geq 600$ мм, ширина прохода $S_{np}=250$ мм. Выхлопная труба должна выступать над уровнем крыши кабины на высоту $u=50$ мм. Размер m и высоту кромки H_b топливного бака устанавливают из условия обзорности точек навески орудия с сиденья водителя.

Тракторы с четырьмя ведущими колесами применяют для увеличения тягового усилия на рыхлой почве без увеличения массы. Классифицируют их по размеру колес и по способу поворота. По размеру колес различают тракторы двух типов: А – со всеми колесами одинакового размера и одной грузоподъемности; Б – с двумя основными большего диаметра и двумя направляющими с диаметром, равным 0,55–0,65 диаметра основных колес. По способу поворота различают тракторы: для типа А – с отклонением одной пары колес; с отклонением передней и задней пар колес; с относительным отклонением секции шарнирной рамы; с выключением и торможением одной стороны; для типа Б – с отклонением направляющих колес.

Основным при конструировании трактора с четырьмя ведущими колесами одинакового размера является выбор способа поворота. Для поворота с малым радиусом отклонением одной пары колес необходимо делать большой просвет между колесом и остовом трактора,

чрезмерно расширяя колею. Для уменьшения просвета и колеи применяют отклонение передней и задней пары колес, что позволяет вдвое уменьшить угол отклонения при сохранении минимального радиуса поворота. При этом на повороте задняя пара колес движется по следам передней, что улучшает проходимость. Применение шарнирной рамы позволяет, сохраняя преимущества предыдущего способа, упростить конструкцию рулевого управления, исключить применение карданных приводов к колесам и еще более приблизить колеса к остову. К ее недостаткам относятся ухудшение поперечной устойчивости при повороте и затруднение при навешивании рабочих орудий на раму.

На некоторых тракторах типа А применяют поворот выключением и притормаживанием одной стороны аналогично повороту гусеничных тракторов. Это позволяет унифицировать механизмы колесного и гусеничного тракторов, уменьшить до минимума колею, отказаться от применения карданных приводов к колесам, обеспечить устойчивое движение по прямой и малый радиус поворота. Недостатки этого способа: нагревание земли при повороте на рыхлой почве; большой износ шин и невозможность отключить один ведущий мост, когда он не нужен для работы; неустойчивое движение (занос) при повороте, особенно на дороге с пониженными сцепными качествами, последний не позволяет применить его для тракторов, двигающихся со скоростью более 15 км/ч.

Для сельскохозяйственных универсальных колесных тракторов класса до 2 тс применяют передний ведущий мост с направляющими колесами меньшего диаметра, а значит, требующими меньший просвет для их отклонения без задевания остова. Такие тракторы имеют высокую степень унификации с базовой моделью 4×2. К недостаткам их относятся меньшая эффективность по сравнению с тракторами, имеющими четыре колеса одинакового размера.

Для мощных тракторов общего назначения применяют колеса одинакового диаметра. Примером типичной конструкции мощного колесного трактора общего назначения может служить трактор Т-150К (рис. 2.10). Он имеет шарнирную раму, части которой могут поворачиваться вокруг вертикального шарнира на 30° (для поворота трактора) и вокруг горизонтального шарнира на 18° (для переезда препятствий). Колею трактора можно изменять перестановкой колес.

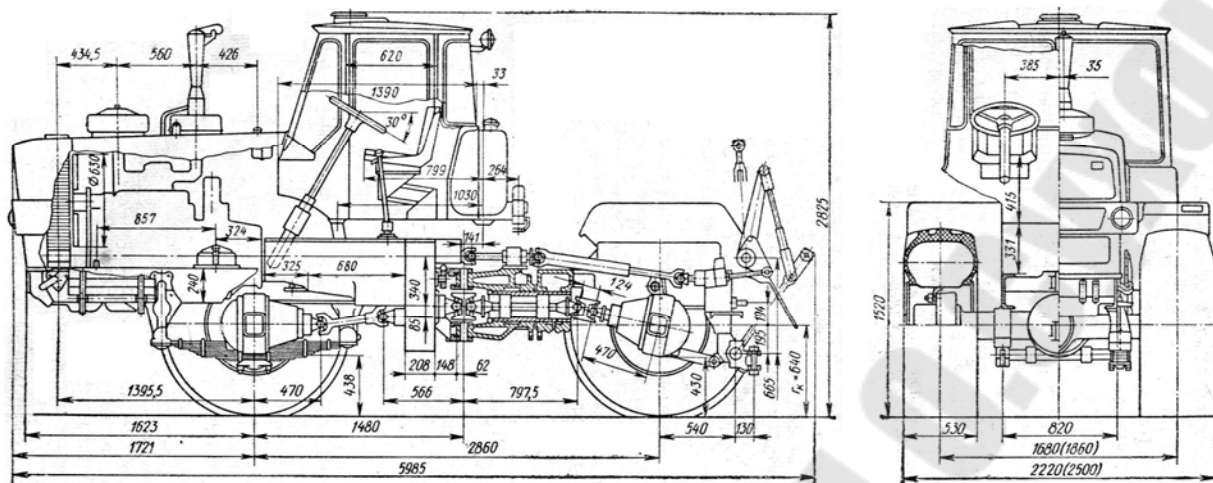


Рисунок 2.10. Размерная схема трактора Т-150К

Основные размеры трактора с колесами одного размера и шарнирной рамой определяют из следующих условий.

Размер шин определяют по условной вертикальной нагрузке.

Продольную базу рассчитывают из условия поворота трактора с минимальным радиусом ρ_{\min} (обычно 5–6 м), принимая положение шарнира на середине базы и угол поворота $\alpha = 30 \div 40^\circ$:

$$L = 2\rho_{\min} \frac{\sin \alpha}{1 + \cos \alpha}.$$

Полученное значение L проверяют на:

а) отсутствие задевания переднего колеса за заднее при повороте:

$$L \geq d_k + \Delta_k + B \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

где d_k – наружный (геометрический) диаметр колеса; Δ_k – зазор между колесами (не менее 20 см);

б) допустимое перераспределение вертикальных нагрузок на оси $\Delta G = 0,3G$:

$$L \geq 10 \left(\frac{M_o}{G} + f r_k \right).$$

Ширину B колеи определяют из условия увязки с пятикорпусным плугом для трактора класса 3тс и восьмикорпусным – для 5тс по формуле (25), принимая $e = 0$. Для трактора Т-150К – $B = 168$ см ($B_{\max} = 186$ см), для трактора К-700 – $B = 191$ см.

Со стороны почвы (дороги), воздушной среды, двигателя и гравитационного поля Земли на машину действуют следующие моменты (Нм), силы и реакции (Н), показанные в продольной плоскости на рисунке 3.1.

Сила тяжести G (вес) машины, приложенная в центре тяжести и направленная вертикально вниз, нормальная составляющая $G \cdot \cos \alpha$ и составляющая $G \cdot \sin \alpha$, параллельная направлению движения.

Сила сопротивления воздуха P_{ω} , приложенная в так называемом центре парусности, который практически расположен на одной высоте $h_{ЦТ}$ с центром тяжести. Сила P_{ω} зависит от площади и формы (коэффициент обтекаемости и т. п.) лобовой поверхности машины, шероховатости (гладкости) и площади трущихся о воздух поверхностей машин, от обтекаемости обводов (формы) машины (потери на завихрения воздуха) и определяется по формуле

$$P_{\omega} = k_{\omega} \rho_B F v^2,$$

где: k_{ω} – коэффициент обтекаемости (безразмерная величина),

для легковых $k_{\omega} = 0,1 \div 0,2$;

и для грузовых автомобилей $k_{\omega} = 0,4 \div 0,5$;

ρ_B – плотность воздуха, $\rho_B = 1,293 \text{ кг/м}^3$;

F – площадь лобовой поверхности, т. е. площадь проекции контура машины на плоскость, перпендикулярную направлению движения, м^2 . Для легковых автомобилей $F = 0,775BH$; для остальных машин $F = BH$ (здесь B и H – соответственно ширина и высота машины, м);

v – скорость движения, м/с.

Ведущий крутящий момент $M_{вед}$, подводимый от двигателя, установленного на машине, к оси ведущих колес.

Равнодействующая Y_H нормальных реакций почвы (дороги) на ведомые колеса. Она приложена на расстоянии a_H (по ходу движения) от геометрической оси ведомых колес, перпендикулярной направлению движения и поэтому создает момент $M_{fH} = Y_H a_H$ сопротивления качению ведомых колес.

Равнодействующая Y_K нормальных реакций почвы (дороги) на движитель машины (сцепной вес). Она приложена на расстоянии a_K (по ходу движения) от геометрической оси ведущих колес, нормаль-

ной направлению движения и создает момент $M_{fk} = Y_K a_K$ сопротивления качению ведущих колес.

Сила сопротивления перекачиванию P_f машины, параллельная направлению движения и равная сумме $P_{fk} + P_{fk}$ сопротивления качению ведущих и ведомых колес (гусениц), приложенных условно в одной из точек контакта колеса (гусеницы) с почвой (дорогой) на расстоянии r_k от оси колеса. Сила P_f направлена против движения и обусловлена необратимыми деформациями почвы (дороги) под колесами и гусеницами, гистерезисными потерями в пневмошинах, потерями на трение при скольжении ведомых колес и других видов.

Силу определяют по выражению

$$P_f = Gf \cos \alpha ,$$

где: f – коэффициент сопротивления перекачиванию машины по почве (дороге), получаемый экспериментально в пределах $0,01 \div 0,2$ в зависимости от типа и состояния почвы (дороги), вида ходовой системы.

Касательная сила тяги $P_{k\phi}$ ведущих колес машины – равнодействующая реакций почвы (дороги), приложенных к ведущим колесам по всем их поверхностям соприкосновения с почвой (дорогой), параллельных заданному вектору скорости движения машины и направленных в сторону этого движения. При движении машины по горизонтальной поверхности касательная сила тяги представляет собой равнодействующую горизонтальных составляющих реакций почвы (дороги), возникающих в пятне контакта с ведущими колесами. Таким образом, касательная сила тяги создается в пятне контакта с почвой (дорогой) каждого ведущего колеса на расстоянии r_k от его оси как реакция на часть силы $P_{ок}$, приложенной на радиусе $r_{ок}$. С этой силой ведущее колесо воздействует на почву (дорогу), образуя ведущий момент

$$M_{вед} = P_{ок} r_{ок} = (P_{k\phi} - P_{fk}) r_k + Y_k a_k .$$

Разность сил $P_{k\phi} - P_{fk} = X_k$ называют толкающей силой. Эта сила предназначена для преодоления тяговых сопротивлений агрегируемых орудий и сопротивления качению ведомых колес машины. Она приложена к оси ведущих колес (см. рисунок 3.1). Предельное значение касательной силы тяги,

$$P_{k\phi \max} = \varphi_{cy} Y_K ,$$

где: φ_{cy} – экспериментально определяемый коэффициент сцепления движителя с почвой (дорогой).

Определяемую по этому выражению силу $P_{k\varphi \max}$ называют касательной силой тяги «по сцеплению» с почвой (дорогой). Это наибольшее значение реакции почвы, соответствующее крутящему моменту $M_{вед}$, который подводится к ведущим колесам от двигателя. Текущее значение касательной силы тяги

$$P_{k\varphi} = \varphi_{исп} Y_K,$$

где: $\varphi_{исп}$ – коэффициент использования сцепного веса Y_K ,

$$0 < \varphi_{исп} < \varphi_{cy}.$$

Уравнение движения машины напишем в форме Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q_{обобщ},$$

где: t – время;

T – кинетическая энергия машины, движущейся со скоростью v ;
 q – обобщенная координата, однозначно определяющая положение машины в любой момент времени ее движения, очевидно, что $q = x$, т.е. это перемещение машины по оси X ;

$Q_{обобщ}$ – обобщенная сила, равная отношению суммы работ δA всех заданных сил и моментов к возможному перемещению,

$$Q_{обобщ} = \frac{\delta A}{\delta x}.$$

Кинетическая энергия машины

$$T = \frac{mv^2}{2} + \frac{J_{np} \omega_k^2}{2},$$

где: m – масса поступательно движущихся частей машины;

J_{np} – приведенный к оси ведущих колес момент инерции всех вращающихся масс двигателя и трансмиссии;

ω_k – угловая скорость вращения ведущих колес.

Значение J_{np} определяют из равенства кинетической энергии вращающихся масс машины и кинетической энергии T_{np} массы с приведенным к оси ведущих колес моментом инерции

$$T_{np} = T_{\partial} + \Sigma T_x + T_k$$

или

$$\frac{J_{np}\omega_k^2}{2} = \frac{J_\partial\omega_\partial^2}{2}\eta_{mp} + \left(\frac{\sum J_{Xi}\omega_{Xi}^2}{2}\right)\eta_x + \frac{J_k\omega_k^2}{2},$$

где: J_∂, J_{Xi}, J_k – моменты инерции вращающихся масс соответственно двигателя, трансмиссии и колес;

$\omega_\partial, \omega_{Xi}$ – угловые скорости вращения соответственно коленчатого вала двигателя и различных шестерен трансмиссии, находящихся в зацеплении;

η_{mp} и η_x – коэффициенты, учитывающие рассеяние (потерю) кинетической энергии вращающихся масс двигателя и шестерен при передаче ее к ведущим колесам.

Поделив обе части выражения на ω^2 , получим

$$J_{np} = J_\partial i_{mp}^2 \eta_{mp} + \sum J_X i_X^2 \eta_X + J_k,$$

где: i_{mp}, i_X – передаточные числа соответственно трансмиссии и от рассматриваемых шестерен до оси ведущих колес.

При оценке значения J_{np} принято допущение, что все вращающиеся массы машины вращаются (колеблются) на валах синхронно т. е. с одинаково направленными угловыми ускорениями. Это допущение приемлемо, если считать все валы, соединяющие вращающиеся массы трансмиссии и двигателя, абсолютно жесткими.

Так как $q = x$, $\omega_k = \frac{v}{r_k}$, то

$$\dot{q} = \dot{x} = v,$$

$$T = \frac{mv^2}{2} + \frac{J_{np}v^2}{2r_k^2} = \frac{mv^2}{2} \left(1 + \frac{J_{np}}{mr_k^2}\right) = \frac{\delta_{BP}mv^2}{2},$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0,$$

где: δ_{BP} – коэффициент условного увеличения масс поступательно движущихся частей машины, т. е. коэффициент учета вращающихся масс,

$$\delta_{BP} = 1 + \frac{J_{np}}{mr_k^2}.$$

Этот коэффициент зависит от передаточного числа i_{TP} трансмиссии в массы машины. Для эксплуатируемых машин $\delta_{BP} = 1,05... 1,25$.

Подставив эти выражения в уравнение, получим

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial v} \left(\frac{\delta_{BP} m v^2}{2} \right) \right) = Q_{\text{обобщ}} \quad \text{или} \quad \frac{\delta_{BP} m v dv}{dt} = Q_{\text{обобщ}}.$$

Значение обобщенной силы $Q_{\text{обобщ}}$ вычислим из суммы возможных работ δA заданных сил и моментов для наиболее общего перемещения, совместимого со связями. Обобщенной координатой, однозначно определяющей положение машины, является перемещение машины δx вдоль оси X . При этом перемещении силы $P_{KP} \cos \gamma_{KP}$, P_{ω} , $G \sin \alpha$ совершат работу δA_1 так как точки приложения их также переместятся на δx , т. е.

$$-(P_{KP} \cos \gamma_{KP}) \delta x - P_{\omega} \delta x - (G \sin \alpha) \delta x = \delta A_1.$$

Так как направление этих сил противоположно направлению движения, то их записывают со знаком минус.

Силы P_k и P_f не совершат работы, так как они приложены вблизи мгновенных центров вращения колес, а эти центры не перемещаются (их скорость равна нулю). Таким образом, возможное перемещение сил P_k и P_f равно нулю при перемещении машины на δx .

Моменты $M_{\text{вед}\phi}$, M_{f1} и M_{f2} (с определенными знаками) при повороте колеса на угол $\delta\phi = \delta x / r_k$ совершат работу

$$\delta A_2 = M_{\text{вед}\phi} \delta\psi - M_{f1} \delta\psi - M_{f2} \delta\psi.$$

Момент $M_{\text{вед}\phi} = P_{k\phi} r_k$ называется *ведущим моментом по сцеплению с почвой (дорогой)*. Реализация этого момента в контакте движителей с почвой (дорогой) гарантируется крутящим моментом $M_{\text{вед.д}}$, который подводится к движителям от двигателя внутреннего сгорания, установленного на машине.

Примем, что $M_{f1} + M_{f2} = Y_k a_k + Y_H a_H$. Тогда

$$\begin{aligned} Q_{\text{обобщ}} &= \delta A / \delta x = (\delta A_2 + \delta A_1) / \delta x = \\ &= P_{k\phi} - Y_k a_k / r_k - Y_H a_H / r_k - P_{kp} \cos \gamma_{kp} - P_{\omega} - G \sin \alpha \end{aligned}$$

где: $Y_k a_k / r_k = P_{f1}$ и $Y_H a_H / r_H = P_{f2}$ – силы сопротивления перекатыванию ведущих и ведомых колес.

Так как $P_{f1} + P_{f2} = P_f = fG \cos \alpha$, то

$$Q_{\text{обобщ}} = P_{k\phi} - P_f - P_{kp} \cos \gamma_{kp} - P_{\omega} - G \sin \alpha.$$

Дифференциальное уравнение движения-трактора (автомобиля) в общем виде получим» после соответствующих подстановок в уравнения:

$$\delta_{сп} m \frac{dv}{dt} = P_{к\phi} - \sum P_{сопр} \quad \text{или} \quad \frac{dv}{dt} = g \frac{P_{к\phi} - \sum P_{сопр}}{\delta_{сп} G},$$

где: $\sum P_{сопр} = P_f + P_{kp} \cos \gamma_{kp} + P_{\omega} + G \sin \alpha$ – сумма; сил сопротивления движению машин.

Из уравнения движения получим выражение для тягового баланса машины – соотношения движущих сил и сил сопротивления движению

$$P_{к\phi} = \sum P_{сопр} \pm \delta_{BP} P_j,$$

где: $P_j = mj$ – сила инерции поступательно движущихся масс, Н;

$j = dv/dt$ – ускорение поступательно движущихся масс машины.

Движение машины возможно, если соблюдено условие

$$P_{к\phi} = P_{kp} \cos \gamma_{kp} + k_{\omega} \rho_{\epsilon} F v^2 + f(G \cos \alpha + P_{kp} \cos \gamma_{kp}) \pm G \sin \alpha \pm \delta_{BP} P_j$$

Обозначив сумму сил $P_f \pm G \sin \alpha = G \cos \alpha (f \pm tg \alpha)$, получим выражение для тягового баланса

$$P_{к\phi} = P_{kp} \cos \gamma_{kp} + k_{\omega} \rho_{\epsilon} F v^2 + \psi G \cos \alpha \pm G \sin \alpha \pm \delta_{BP} P_j \leq \varphi_{сц} Y_k,$$

где $\psi = f \pm tg \alpha$ – коэффициент приведенного сопротивления пути (дороги).

Знак минус перед силами $G \sin \alpha$ и $\delta_{BP} P_j$ ставят соответственно при движении под уклон и при отрицательном значении ускорения поступательного движения (движение с замедлением).

Из полученного уравнения тягового баланса следует, что для уменьшения сил сопротивления движению необходимо понижать подъемы пути (делать поля и дороги горизонтальными), улучшать обтекаемость машины, конструируя более гладкие обводы (форму) и устройства, уменьшающие лобовое сопротивление и завихрения воздуха, снижать сопротивление дорог (полей) и создавать ходовые системы, обеспечивающие меньшие значения силы сопротивления перекачиванию и большие значения коэффициента сцепления.

3.2. Определение ведущего момента и касательной силы тяги.

Развиваемый двигателем крутящий момент M_k передается через трансмиссию к движителям – ведущим колесам или гусеницам.

Допустим, что трактор работает при установившейся нагрузке, т. е. силы сопротивления движению $P_{кр}$, P_f , P_w постоянны во времени, колебания вращающихся масс двигателя, шестерен и колес отсутствуют и все эти массы вращаются равномерно в любой момент времени.

При этом крутящий момент M_k двигателя преобразуется в трансмиссии трактора и подводится к осям ведущих колес измененным в $i_{ТР} = n_d/n_k$ раз, где $i_{ТР}$ – передаточное число трансмиссии, n_d , n_k – частоты вращения соответственно коленчатого вала двигателя и ведущих колес трактора. Часть преобразуемого крутящего момента необратимо теряется на нагрев трущихся деталей и окружающей среды. Крутящий момент, подводимый от двигателя непосредственно к осям ведущих колес.

$$M_{вед} = M_k i_{ТР} \eta_{ТР},$$

где: $\eta_{ТР}$ – КПД трансмиссии, учитывающий потери на трение.

Ведущий момент, определяемый по рассмотренной формуле, называют *ведущим моментом «по двигателю»*. Разделив ведущий момент «по двигателю» на динамический радиус r_k ведущих колес, получим расчетную касательную силу тяги «по двигателю»

$$P_{кд} = \frac{M_k i_{ТР} \eta_{ТР}}{r_k}.$$

Таким образом, ведущий момент и касательная сила тяги «по двигателю» конкретного трактора при установившейся нагрузке (при принятых допущениях) зависит от трех параметров: крутящего момента M_k двигателя, передаточного числа $i_{ТР}$ и КПД $\eta_{ТР}$ трансмиссии. Проанализируем закономерность изменения этих трех параметров.

Крутящий момент двигателя принимает значения в зависимости от потребляемой мощности или частоты вращения коленчатого вала. Эти зависимости в виде регуляторных характеристик изображены на рисунке 3.2, а, б. Так как тракторные двигатели оснащены регуляторами частоты вращения, то исследование вопросов теории трактора базируется именно на регуляторных характеристиках (рис. 3.2).

При холостом ходе коленчатый вал двигателя развивает частоту вращения n_{xx} . Под действием внешней нагрузки регулятор увеличивает подачу топлива в цилиндры, перемещая рейку топливного насоса. В результате этого крутящий момент и эффективная мощность двигателя увеличиваются при одновременном некотором снижении частоты вращения. Когда рейка топливного насоса переместится на установленное расчетное расстояние, эффективная мощность двигателя достигнет максимального значения.

Регламентируемую максимальную мощность двигателя при работе с регулятором называют *номинальной*, или *расчетной*, и обозначают через N_H . Ей соответствуют *номинальный (расчетный) крутящий момент* M_H (рис. 3.2) и номинальная (расчетная) частота вращения n_H . Разность $n_{xx} - n_H$ зависит от степени неравномерности действия регулятора.

Ветви кривых характеристики, соответствующие работе двигателя в диапазоне частот вращения от n_{xx} до n_H , называют *регуляторными*. Эти ветви на кривых мощности N_e и крутящего момента M_K представляют собой наклонные прямые.

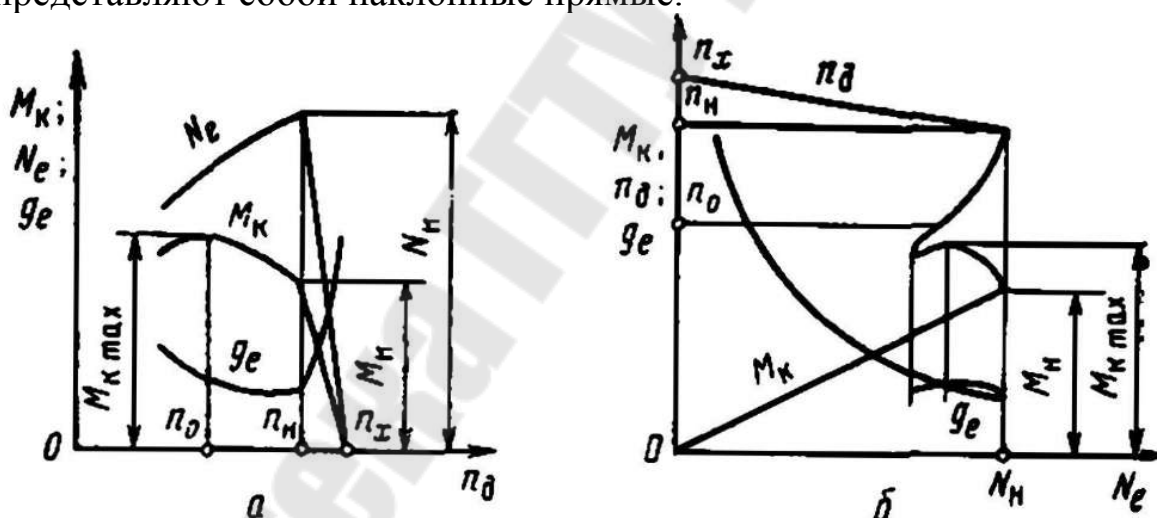


Рисунок 3.2. Регуляторные характеристики тракторных дизелей: а – в функции от частоты вращения вала; б – в функции от эффективной мощности.

Дальнейшее увеличение внешних сопротивлений приводит к перегрузке двигателя и сопровождается интенсивным снижением частоты вращения его вала. При перегрузках двигатель работает без регулятора (если не считать влияние корректора), поэтому участки кривых характеристики, расположенные слева от точки n_H , называют

перегрузочными или *безрегуляторными*. При перегрузках крутящий момент двигателя сначала продолжает несколько возрастать, главным образом под действием корректора, увеличивающего по мере снижения частоты вращения цикловую подачу топлива в цилиндры. При частоте вращения по (рис. 3.3, а) крутящий момент двигателя достигает максимального значения $M_{K_{\max}}$. В процессе дальнейшего снижения частоты вращения крутящий момент уменьшается из-за ухудшения условий протекания рабочего процесса. Кривая эффективной мощности на перегрузочном участке характеристики идет вниз.

Участки характеристики, лежащие левее точки n_0 и соответствующие наибольшим значениям крутящего момента, следует считать нерабочими. На этих участках двигатель работает неустойчиво и при дополнительной перегрузке может заглохнуть.

Регуляторные характеристики, построенные в функции частоты вращения, неудобны для пользования, поскольку регуляторные ветви кривых расположены на очень малом отрезке оси абсцисс. Это затрудняет анализ загрузки двигателя и его экономичности на основных рабочих режимах. Поэтому регуляторные характеристики тракторных двигателей строят преимущественно в функции эффективной мощности N_e (рис. 3.2,б).

При тяговых расчетах трактора иногда используют регуляторные характеристики, построенные в функции крутящего момента M_k . Такое изображение регуляторной характеристики позволяет легче установить связь между крутящими моментами и частотой вращения вала двигателя, с одной стороны, и соответственно тяговыми усилиями и скоростями движения трактора – с другой.

В некоторых случаях тракторный двигатель не может быть загружен с достаточной полнотой при работе на номинальном скоростном режиме. Тогда целесообразно понизить частоту вращения вала недогруженного двигателя при одновременном включении в трансмиссии более высокой передачи для сохранения требуемой скорости движения. При пониженной частоте вращения вала двигатель работает более экономично, с меньшими значениями (при одинаковых мощностях) удельного расхода топлива g_e . Скоростной режим двигателя изменяется с помощью устанавливаемого всережимного регулятора частоты вращения.

Увеличение крутящего момента двигателя по мере снижения частоты вращения при перегрузках повышает приспособляемость

двигателя к работе в условиях переменного нагрузочного режима. Коэффициент запаса крутящего момента двигателя

$$k_{зан} = \frac{(M_{K \max} - M_H)}{M_H}.$$

Коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту

$$k_{зан} = \frac{M_{K \max}}{M_H} = 1,0 \dots 1,2.$$

Коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения коленчатого вала $k_0 = n_H/n_0$. Увеличение коэффициента приспособляемости двигателя по частоте вращения повышает способность двигателя преодолевать кратковременные перегрузки. Значения этого коэффициента у тракторных дизелей находится в пределах 1,3...1,6.

Из графиков на рисунке 3.2 видно, что наибольшему значению мощности и наименьшему значению удельного расхода топлива двигателя соответствует номинальное значение крутящего момента $M_K = M_H$. Поэтому целесообразно работать при значениях M_K , находящихся в узком диапазоне, близком к номинальному значению M_H , т. е.

$$M_H \geq M_K \geq \gamma_{\text{dmin}} M_H,$$

где: γ_{dmin} – минимально допустимый коэффициент использования номинального значения крутящего момента двигателя, $1 \geq \gamma_{\text{dmin}} \geq 0,85$. Обычно $\gamma_{\text{dmin}} \approx 0,85$.

При этом касательная сила тяги «по двигателю» будет изменяться в узких пределах (при $t_{TP} = const$)

$$\frac{M_H i_{TP} \eta_{TP}}{r_k} \geq P_K \geq \gamma_{\text{dmin}} \frac{M_H i_{TP} \eta_{TP}}{r_k}.$$

Однако среднее значение тягового сопротивления $P_{ТЯГ}$ различных рабочих орудий находится в более широких пределах. Это обусловлено не только разнообразием сельскохозяйственных рабочих органов (плуг, культиватор, сеялка, борона и т. д.), но и различным состоянием и типом обрабатываемых почв (супесь, глина, суглинок, влажная почва, сухая и т. д.). Тем не менее в любом случае должно соблюдаться условие $P_K > P_{ТЯГ}$ при $M_H \geq M_K \geq \gamma_{\text{dmin}} M_H$.

Таким образом, при незначительно изменяемом крутящем моменте M_K двигателя значения ведущего момента и касательной силы тяги должны соответствовать различным широко изменяемым значениям тягового сопротивления сельскохозяйственных орудий, с кото-

рыми работает трактор. Это требование выполняется подбором передаточного числа i_{TP} трансмиссии, а также переключением передач в зависимости от вида орудия и сопротивления движению.

Передаточное число i_{TP} трансмиссии зависит от сопротивления и заданной производительности (скорости движения) рабочих машин. Способ достижения требуемого передаточного числа i_{TP} зависит от вида трансмиссии, т. е. от способа преобразования крутящего момента двигателя в ведущий момент. В существующих конструкциях тракторов изменение передаточного числа i_{TP} от одного установившегося значения i_{TP1} до другого i_{TP2} может быть ступенчатым и бесступенчатым (непрерывным), с разрывом силового потока (потока мощности) или без разрыва.

В механической коробке передач передаточное число от i_{TP1} до i_{TP2} изменяют скачком, т. е. ступенчато, двумя способами, каждому из которых соответствует определенная последовательность действий.

В реальных условиях эксплуатации тракторных агрегатов создать установившуюся нагрузку невозможно. При переключении передач вследствие неоднородности почвы и неровности микрорельефа поверхности дорог и полей, неуравновешенности двигателя и колес, а также из-за других факторов на трактор действует неустановившаяся (изменяемая по времени) нагрузка. В результате этого вращение коленчатого вала двигателя, шестерен в трансмиссии и колес трактора, а также поступательное движение трактора и орудий происходят неравномерно, с ускорением или замедлением.

Вращающиеся массы машин колеблются относительно осей вращения, а поступательно движущиеся массы – вдоль линии направления движения. Такие колебания происходят потому что трактор представляет собой систему сосредоточенных масс (маховик, шестерни, колеса, остова), соединенных между собой упругими звеньями (валы трансмиссии, пневмошины, рессоры). Под действием неустановившейся нагрузки каждая масса системы, получая возмущение, колеблется на своем упругом звене и влияет на колебание соседних масс. При этом в упругих звеньях дополнительно возникают инерционные, динамические моменты и силы.

Следовательно, при неустановившейся нагрузке значение ведущего момента и касательной силы тяги «по двигателю» невозможно подсчитать по приведенным выше, в которых не учтены инерционные моменты и силы.

Для определения ведущего момента при неустановившейся нагрузке необходимо знать законы движения отдельных вращающихся и поступательно движущихся масс машинно-тракторного агрегата, а также закон взаимного влияния колебаний этих, масс.

Для теоретического решения такой задачи тракторный агрегат заменяют эквивалентной в энергетическом отношении динамической моделью: системой сосредоточенных масс отдельных механизмов и деталей трактора, соединенных между собой упругими валами, фрикционными и другими связями, с учетом воздействия на отдельные элементы этой системы внешних сил и моментов.

Уравнение движения массы с приведенным моментом инерции для упрощенной двухмассовой модели трансмиссии вид

$$I_{np} \frac{d\omega_k}{dt} = M_{вед\phi} - M'_k,$$

где: M'_k – крутящий момент двигателя;

$M_{вед\phi}$ – крутящий момент на ведущих колесах;

I_{np} – приведенный момент инерции движущихся масс трансмиссии и двигателя,

откуда

$$M_{вед\phi} = M'_k + I_{np} \frac{d\omega_k}{dt},$$

Так как $M'_k = M_k i_{TP} \eta_{TP}$ и $\omega_k = V / r_k$, то

$$M_{вед}^H = M_{вед.\partial} + M_{jk} \leq M_{вед\phi}$$

где: $M_{jk} = j I_{np} / r_k$ – момент касательных сил инерции;

$j = dv/dt$ – ускорение.

Таким образом, ведущий момент $M_{вед}^H$ при неустановившемся движении может быть больше или меньше (в зависимости от знака ускорения) ведущего момента $M_{вед.\partial}$ при установившемся движении на величину M_{jk} .

Для дополнительного упрощения задачи по определению наибольшего значения допустим, что контакт колес с почвой (дорогой) представляет собой жесткую связь, и динамическую модель машины можно представить в виде одномассовой модели. Тогда при неустановившемся движении через трансмиссию и движители машины передается ведущий момент $M_{вед}^H = M_{сопр}$.

Тогда

$$M_{вед}^H = M_{вед.д} + \delta_{ep} P_j r_k,$$

где: $\delta_{ep} = 1 + I_{np} / mr_k^2$ – коэффициент учета вращающихся масс машины всей массой m .

Из этого уравнения следует, что при неустановившейся нагрузке, повышенном сцеплении двигателей с почвой (дорогой) и жестких валах трансмиссии в контакте двигателей с почвой может действовать ведущий момент, превосходящий крутящий момент $M_{вед}^H$ при установившейся нагрузке на величину $M_{jk} = \delta_{ep} P_j r_k$. Это следует учитывать при прочностных расчетах элементов трансмиссии и двигателей.

Механический КПД трансмиссии учитывает потери на трение, взбалтывание масла и т. п. Он зависит от числа пар зубчатых передач, находящихся в зацеплении, типа шестерен и способа их соединения между собой, типа, конструкции и числа опор, в которых вращаются валы, конструкции и числа уплотнений картеров передач, вязкости, количества и уровня заливаемого масла, частоты вращения валов, окружной скорости вращающихся шестерен и других факторов.

Часть перечисленных выше потерь зависит от значения передаваемых моментов. Остальная часть потерь зависит в основном от скорости вращения деталей. При заданной передаче и установившемся тепловом режиме значения этих потерь приблизительно постоянны независимо от того, работает трансмиссия под нагрузкой или на холостом ходу.

Таким образом, механический КПД трансмиссии

$$\eta_{TP} = \eta_{xx} \eta_H,$$

где η_{xx} и η_H – КПД, учитывающие потерн соответственно холостого хода и при работе под нагрузкой.

В соответствии с принятым допущением о постоянстве потерь холостого хода можно написать, что

$$\eta_{xx} = 1 - \frac{M_{xx}}{M_k} = 1 - \frac{\xi M_H}{M_k},$$

где: M_{xx} – приведенный к коленчатому валу двигателя момент сопротивления, возникающий при его холостом прокручивании;

ξ – коэффициент, учитывающий, какую часть номинального крутящего момента M_H двигателя составляет момент M_{xx} . При достаточном прогревом масле $\xi = 0,03 \dots 0,05$. Значение его увеличива-

ется с повышением частоты вращения двигателя и номера включаемой передачи. При холодном состоянии масла или повышенном его уровне значение ξ может быть значительно больше указанных пределов.

Из этого выражения следует, что коэффициент η_{xx} зависит от значения момента M_k двигателя.

Дополнительные потери в трансмиссии, возникающие при работе под нагрузкой, приблизительно пропорциональны значению действующей нагрузки. Наиболее существенны из них потери в зацеплении шестерен. Поэтому значение коэффициента η_H с достаточным приближением можно подсчитать по формуле

$$\eta_H = \eta_1^{n_1} \eta_2^{n_2},$$

где: η_1 и η_2 – КПД соответственно цилиндрической и конической пар шестерен;

n_1, n_2 – число пар соответственно цилиндрических и конических шестерен, находящихся в зацеплении.

При современном уровне технологии изготовления шестерен трансмиссий $\eta_1 = 0,985 \dots 0,99$, а $\eta_2 = 0,975 \dots 0,98$.

Подставляя значение η_{xx} и η_H в уравнение η_{TP} , получим

$$\eta_{TP} = \eta_1^{n_1} \eta_2^{n_2} \left(1 - \frac{\xi M_H}{M_k} \right).$$

Механический КПД и тракторных передач шестеренчатого типа при нагрузках, близких к расчетным, находится в пределах $0,88 \dots 0,93$. Следовательно, до $7 \dots 12\%$ мощности двигателя расходуется на преодоление трения, взбалтывание масла и т. п. Нарушение правил технического обслуживания и ремонта может привести к увеличению указанных потерь, т.е. к снижению реального КПД трансмиссии.

3.3. Работа ведущего колеса, баланс мощности колеса.

Ведущим называется колесо, к оси которого, кроме нормальной нагрузки и реакции остова, приложен крутящий ведущий момент, под действием которого в пятне контакта колеса с основанием образуется касательная сила тяги.

Работа ведущего пневмоколеса на твердом основании. При этом колесо деформируется под действием нормальной силы, реакции и ведущего момента. Как известно из рассмотрения физико-

механических свойств пневмошин, действие реакции м ведущего момента увеличивает гистерезисные потери в пневмошине, что проявляется в повышенном сопротивлении качению ведущего колеса. Из-за гистерезисных потерь возникает момент сопротивления качению. Однако эти потерн, как и потери из-за смятия микронеровностей, электрических и гидродинамических явлений, компенсируются частью момента, подводимого к колесу от двигателя.

Допустив, что $v = const$, $\alpha = 0$ и $P_w = 0$, т. е. абстрагируясь от изменения этих величин, составим условия статического равновесия ведущего колеса, считая, что сопротивление качению вызвано только гистерезисными потерями в шине:

$$\begin{aligned}\Sigma X &= 0; P_K - P_{fK} = F_K \text{ или } P_K = P_{fK} + F_K \\ \Sigma Y &= 0; Q_K = Y_K; \\ \Sigma M_0 &= 0; M_{вед} - Y_K \cdot a_K - (P_K - P_{fK}) \cdot r_D = 0\end{aligned}$$

Значение смещения зависит от сил и момента, т. е. от степени и вида деформации пневмошины, а также от свойств резины, каркаса и конструкции шины. Согласно опытным данным, значения скорости движения, превышающие 20 м/с, существенно влияют на значение a_K .

При опытном определении динамического радиуса силы и ведущего момента можно оценить значение условной силы сопротивления качению ведущего колеса в зависимости от $M_{вед}$ по выражению:

$$P_{fK} = M_{вед} / r_D - F_K.$$

При этом получают значение P_{fK} с учетом не только гистерезисных потерь в шине, но и потерь других видов (гидродинамических, электрических, от раздавливания неровностей, от сопротивления воздуха, от скольжения).

Рассмотрим процесс образования касательной силы P_K тяги ведущего колеса при качении его по твердому основанию. Особенность процесса качения эластичного ведущего пневмоколеса по твердому основанию заключается в том, что не при всяком значении ведущего момента элементы пневмошины в пятне контакта скользят относительно дороги. Результаты опытов, проведенных на твердом основании из стекла, показали, что до определенного значения ведущего момента в пятне контакта различают две зоны: большую – сцепления и малую – скольжения. В зоне сцепления отсутствует проскальзывание шины относительно основания, а в зоне скольжения (выход шины

из контакта) элементы шины скользят по основанию. При этом касательные напряжения в контакте совпадают по направлению с касательной силой тяги. При увеличении $M_{вед}$ непрерывно растет и тангенциальная деформация шины в зоне под пятном контакта, что приводит к уменьшению динамического радиуса по зависимости:

$$r_D = r_{ст} - \gamma_T \cdot M_{вед},$$

где: $r_{ст}$ – статический радиус ведущего колеса, м;

γ_T – коэффициент тангенциальной деформации колеса, м/кН·м;

$M_{вед}$ – ведущий момент, подводимый к колесу, кН·м.

По мере роста ведущего момента зона сцепления уменьшается, а зона скольжения растет. Как только $M_{вед}$ достигнет некоторого значения M_ϕ , все элементы шины в пятне контакта начнут скользить с разной скоростью. Наименьшее значение скорости скольжения будет в точке начала соприкосновения колеса с твердым основанием. Эту наименьшую скорость называют скоростью буксования ведущего колеса по твердому основанию.

Буксование – это скольжение шины в пятне контакта в сторону, обратную направлению движения. При буксовании уменьшается скорость оси ведущего колеса из-за скольжения шины относительно основания во всех точках контакта в сторону, обратную направлению движения.

Коэффициент буксования:

$$\delta = v_\delta / v_T,$$

где: v_T – теоретическая скорость движения оси ведущего колеса.

Введем понятие кинематического радиуса качения ведущего колеса. В теоретической механике кинематическим называют радиус такого колеса, которое катится со скоростью v_D без скольжения и буксования при угловой скорости ω_K , вращения, равной угловой скорости вращения ведущего колеса.

Выражение для определения v_D запишем так:

$$r_{кин} \cdot \omega_K = v_T - v_\delta = v_T \cdot \omega_K \cdot (1 - \delta) = r_D \cdot \omega_K \cdot (1 - \delta),$$

откуда

$$r_{кин} = r_D (1 - \delta) = (r_{СТ} - \gamma M_{вед}) (1 - \delta).$$

Работа ведущего пневмоколеса на деформируемой почве

Схема сил и моментов, действующих на ведущее пневмоколесо при движении по деформируемой поверхности почвы, сдвиговые деформации и эпюры давлений изображены на рисунке 3.3.

Рассмотрим влияние процесса образования касательной силы тяги на характер качения ведущего колеса по деформируемой почве. Касательные напряжения в почве создаются только при сдвиговой деформации почвы.

Эпюра скоростей некоторых точек ведущего колеса показана на рисунке 3.4.

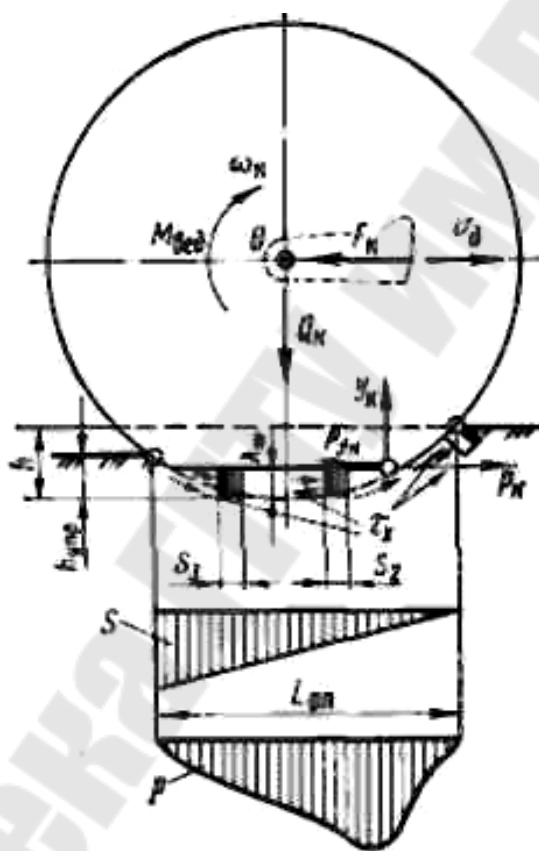


Рисунок 3.3. Схема сил и моментов, действующих на ведущее пневмоколесо при установившемся движении по горизонтальной деформируемой поверхности почвы.

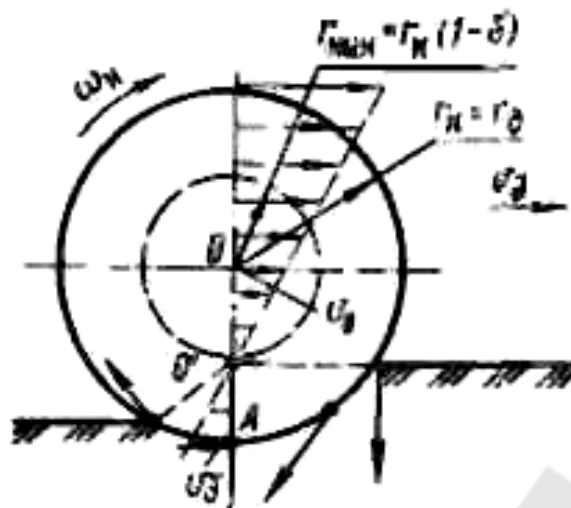


Рисунок 3.4. Мгновенный центр вращения ведущего колеса и векторы скоростей колеса относительно этого центра.

Из рисунка 3.3 видно, что каждая точка пятна контакта от входа в контакт до выхода из него деформирует почву с определенной скоростью, значение и направление которой зависят от положения мгновенного центра O вращения (т. е. от ведущего момента), от глубины H (см. рисунок 3.4) следа и свойств почвы.

Таким образом, касательную силу, тяги можно создать ведущим пневмоколомом на деформируемой почве только при его буксовании, характеризуемом коэффициентом буксования. Значение последнего зависит от передаваемого ведущего момента, свойств почвы, конструкции почвозацепов и шины.

Помимо касательной силы тяги, на буксование ведущих колес влияет действующая на них сила тяжести машин и орудий, так как она прижимает колеса к поверхности пути и от нее зависит сцепление шин с почвой. Поэтому суммарный вес, передаваемый ведущими колесами, называется сцепным весом машины.

Чтобы отразить совокупное влияние, оказываемое на буксование ведущих колес, представим буксование как функцию отношения, называемого коэффициентом использования сцепного веса.

В зависимости от условий работы коэффициент использования сцепного веса может варьировать от нуля до максимального значения при полном использовании сцепного веса.

Ввиду трудности замера значений коэффициента использования сцепного веса буксование ведущих колес при тяговых испытаниях тракторов обычно определяют в зависимости от тягового усилия на крюке, выражают эту зависимость кривой δ . При этом допускают,

что при холостом ходе колеса трактора не буксуют. Характер-кривой буксования зависит от механических свойств почвы и конструктивных параметров трактора.

На рисунке 3.5 приведены две кривые, полученные при испытаниях колесного трактора на плотной стерне (кривая 1) и на поле, подготовленном под посев (кривая 2). Начальные участки обеих кривых близки к линейным, т.е. буксование растет приблизительно пропорционально увеличению силы тяги на крюке. В дальнейшем буксование возрастает более интенсивно, что особенно резко и значительно раньше проявляется на рыхлой почве, чем на твердой.

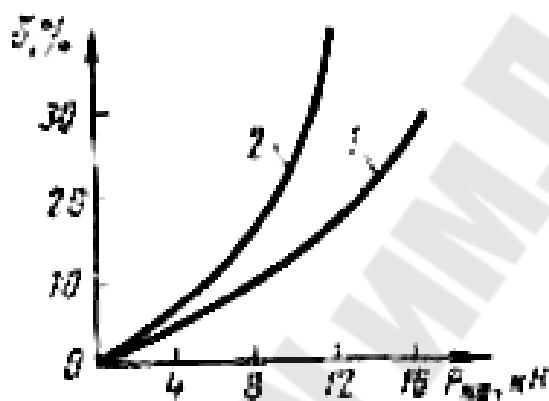


Рисунок 3.5. Кривые буксования трактора на различных почвенных фонах:

1 – на стерне; 2 – на поле, подготовленном под посев.

Чтобы найти в процессе опытов значение коэффициента буксования, необходимо по ГОСТу на методы полевых испытаний сельскохозяйственных тракторов определить кинематические и динамические (теоретические) радиусы качения ведущих колес. Для нахождения кинематического радиуса качения измеряют частоту вращения ведущих колес за время прохождения мерного гона при работе на соответствующих почвах с заданной нагрузкой на крюке.

Определение динамического (теоретического) радиуса затруднено невозможностью создать на практике условия движения ведущих колес без буксования и зависимостью значения этого радиуса от действующей на колесо нормальной нагрузки, которая в процессе работы изменяется. Поэтому ГОСТом установлен приближенный метод определения динамического радиуса ведущих колес, основанный на следующих двух допущениях: 1) при установившемся холостом ходе трактора на горизонтальном участке ведущие колеса не буксуют; 2) динамический радиус ведущих колес на данном почвенном фоне име-

ет постоянное значение, не зависящее от нагрузки на крюке и других условий движения.

Для нахождения динамического радиуса с учетом этих допущений измеряют частоту вращения ведущих колес за время прохождения ими на опытном участке мерного гона при движении трактора холостым ходом.

Некоторого повышения точности результатов можно достичь, измеряя частоту вращения при движении по твердой дороге, где буксование ведущих колес на холостом ходу можно практически считать равным нулю. На твердой дороге радиальные деформации шин при прочих равных условиях несколько больше, чем на более мягких почвах. Однако вносимые этим погрешности перекрываются устранением буксования ведущих колес.

Поэтому значение динамического радиуса получается достаточно близким к действительности.

Буксование ведущих колес отрицательно влияет на агротехнические и технико-экономические показатели тракторов и автомобилей. Поэтому улучшение тягово-сцепных свойств ведущих колес является важнейшей задачей. В нормальных эксплуатационных условиях буксование колес не должно превышать допустимые пределы. В зависимости от почвенно-дорожных условий, характера выполняемой технологической операции и конструктивных особенностей агрегата допустимые значения буксования различны. Согласно результатам исследований, допустимые значения буксования ведущих колес находятся в пределах 15...18% на плотных почвах и 25...30% на рыхлых.

Таким образом, при преобразовании ведущего момента в касательную силу тяги возникают потери, связанные с преодолением силы сопротивления качению ведущего колеса, и потерь скорости движения из-за буксования. Оценим эти потери коэффициентом полезного действия ведущего колеса, равным отношению полезной мощности, передаваемой остову машины, к мощности, подведенной к оси ведущего колеса от двигателя.

К оси ведущего колеса подводится мощность:

$$N_{под} = M_{ред} \cdot \omega_K.$$

При этом под действием толкающей силы остов машины или агрегата движется со скоростью $v_D = v_T - v_\delta$. Таким образом, полезная мощность ведущего колеса, передаваемая остову машины:

$$N_{\text{под}} = (P_K - P_{fK}) \cdot (v_T - v_\delta).$$

Для повышения КПД ведущего колеса необходимо уменьшать коэффициенты f_K и η_δ , увеличивать коэффициент $\varphi_{\text{исп}}$ использования сцепного веса (т.е. понижать давление в пятне контакта). Эти три коэффициента зависят также от нормальной нагрузки на колесо.

3.4. Работа ведомого колеса, баланс мощности колеса.

Ведомым называется колесо, к оси которого со стороны остова машины приложены толкающая сила F_n (рис. 3.6), действующая параллельно направлению скорости v движения, нормальная к ней сила Q_n , равная сумме веса колеса и нагрузки со стороны остова машины, и момент трения M_r в подшипниках и обода о воздух. Под действием указанных сил и момента ведомое колесо вдавливаются в почву, образуя след глубиной $h_{\text{max}} - h_{\text{упр}}$. В почве под колесом возникают реакции почвы, равнодействующая $R_{\text{общ}}$ которых приложена в некоторой точке А пятна контакта колеса с почвой.

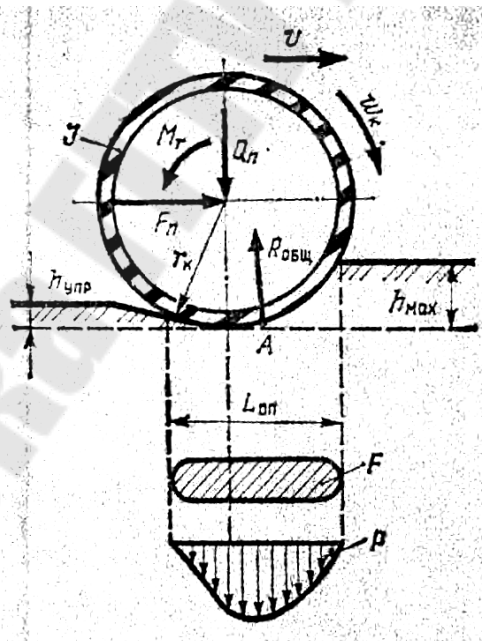


Рисунок 3.6. Силы, действующие на ведомое колесо

Работа ведомого колеса – это работа сил сопротивления перекатыванию колеса по почве или дороге. Определим силу сопротивления перекатыванию ведомого колеса и факторы, от которых она зависит, а также метод оценки этой силы.

Исследованиями установлено пять главных источников (причин) сопротивления качению колеса.

Гистерезисные потери состоят прежде всего из потерь на смятие почвы и деформирование ее в вертикальной плоскости на глубину следа. Эти потери связаны с остаточными, необратимыми и медленно восстанавливающимися деформациями почвы. К ним относятся также потери, связанные с так называемым «упругим несовершенством» почвы, т. е. с малой скоростью восстановления деформации при быстром уменьшении нормальных нагрузок на нее, и гистерезисные деформативные потери всех видов в материале шин при действии на них нормальных, тангенциальных, осевых и боковых реакций грунта.

Гистерезисные потери составляют основную, но не единственную часть сопротивления перекачиванию мобильных машин по деформируемым почвам и дорогам.

Потери из-за сжатия и разрушения микронеровностей и посторонних включений на трассе движения колеса представляют собой потери от накатывания на выступы, оставляемые почвозацепами предыдущих колес, а также на выступы и впадины, появившиеся на поверхности поля, дороги или основания в процессе их эксплуатации.

Потери, связанные с проскальзыванием поверхностей колес по поверхности почвы в некоторых или во всех областях пятна контакта, вызваны в основном разной жесткостью материалов колеса и дороги (почвы), что приводит к различным тангенциальным деформациям при действии одних и тех же касательных сил. В результате этого в пятне контакта возникают зоны скольжения, сцепления и покоя. Сюда относятся также потери, связанные с проскальзыванием из-за шероховатости поверхностей колеса и дороги (почвы) и из-за радиальной деформации пневмоколеса.

Потери из-за молекулярного и электростатического притяжения поверхностей почвы и колеса связаны с преодолением сил электрического притяжения этих поверхностей в задней части пятна контакта при непрерывно раскрывающемся стыке, а также с преодолением липкости, образованной слоем адсорбирующих веществ или оксидов, смазочных и других материалов, которые связывают («схватывают») контактирующие поверхности.

Гидродинамические потери представляют собой потери на отжатие воды из пор грунта, лобовое сопротивление свободной воды и на раздавливание толстых слоев под колесом, возникающие при дви-

жении машины по водонасыщенным почвам и по дорогам, покрытым водой.

Работа жесткого (идеального) колеса на горизонтальной деформируемой почве. Рассмотрим процесс возникновения силы сопротивления качению ведомого колеса из-за смятия почвы (гистерезисные потери в почве). Для этого используем известный диалектический прием: абстрагируемся от некоторых реальных особенностей колеса и почвы, которые пока будем считать несущественными.

Допустим, что колесо и почва идеальные, т. е. они характеризуются следующим: 1) колесо абсолютно жесткое и без почвозацепов; 2) колесо катится по горизонтальной поверхности почвы равномерно и без скольжения; 3) на оси колеса момент трения в подшипниках равен нулю ($M_r=0$); 4) в почве под колесом образуются только остаточные деформации; 5) сопротивлением воздуха при качении колеса можно пренебречь.

С учетом принятых допущений составим условия равновесия колеса, на которое действуют нормальная нагрузка – Q_n (рисунок 3.7) со стороны остова машины; толкающая сила остова – F_n и равнодействующая реакций почвы – R .

Известно, что если тело (колесо) находится в состоянии равномерного движения под действием трех сил, то направления действия этих сил пересекаются в одной точке. Так как силы Q_n и F_n приложены к оси колеса, то и направление действия реакции R проходит через центр O колеса. Из этого следуют два важных вывода: 1) элементарные реакции p почвы направлены по радиусу жесткого колеса нормально к ободу колеса; 2) реакция R почвы приложена в точке A контакта колеса с почвой на некотором расстоянии a_n от вертикальной его оси.

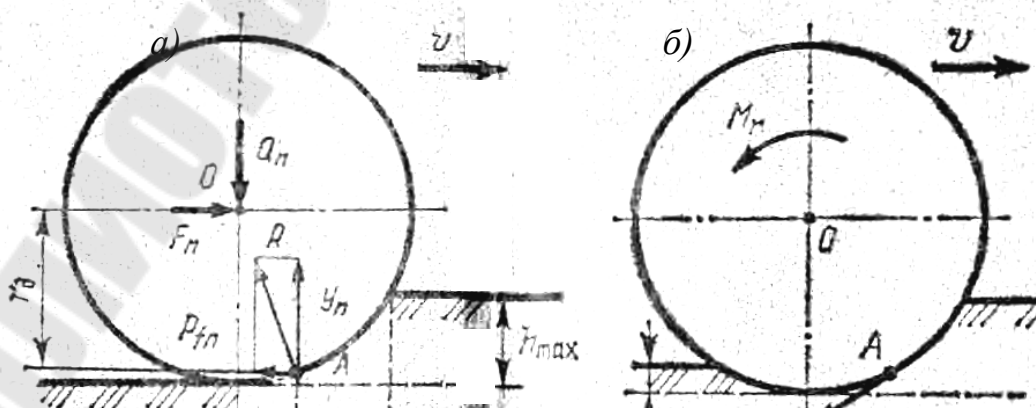


Рисунок 3.7. Схема работы колеса

Разложим равнодействующую R на нормальную Y_n и горизонтальную P_{fn} составляющие (рис. 3.10, а). Последнюю назовем силой сопротивления качению ведомого колеса, так как она действует против направления движения. Плечо действия силы P_{fn} обозначим через r_∂ (динамический радиус колеса). Тогда условия равновесия ведомого колеса будут такие:

$$\Sigma X = 0; F_n = P_{fn};$$

$$\Sigma Y = 0; Q_n = Y_n;$$

$$\Sigma M_Y = 0; P_{fn} = Y_n a_n / r_\partial = Q_n a_n / r_\partial = Q_n f_n,$$

где: $Y_n a_n = P_{fn} \cdot r_\partial = M_{fn}$ – момент сопротивления качению ведомого колеса;

$f_n = a_n / r_\partial = P_{fn} / Q_n$ – коэффициент сопротивления качению ведомого колеса.

Проанализируем полученные выражения. Нормальная составляющая Y_n реакции почвы равна нормальной нагрузке Q_n на ось колеса, но приложена не по вертикали (по нормали) к оси колеса, а смещена по ходу движения на величину a_n , называемую *радиусом трения качения*.

Для жесткого колеса a_n зависит не только от свойств и состояния почвы, но и от ширины b колеса: чем шире колесо, тем меньше a_n , так как при этом уменьшается глубина следа h_{\max} .

Коэффициент f_n сопротивления качению прямо пропорционален плечу a_n и обратно пропорционален динамическому радиусу r_∂ колеса. Следовательно, для уменьшения силы P_{fn} сопротивления качению ведомого колеса следует уменьшать нагрузку Q_n , плечо a_n и увеличивать радиус r_∂ колеса.

Для оценки значений коэффициента f_n сопротивления качению ведомого колеса по почве в процессе опытов можно использовать выражение $f_n = P_{fn} / Q_n$, в котором силы Q_n и $P_{fn} = F_n$ замеряют динамографом.

Покажем, что сила P_{fn} сопротивления качению ведомого колеса пропорциональна площади петли гистерезиса деформации почвы. Для этого примем, что между давлением p , создаваемым колесом на почву, и деформацией h почвы существует линейная зависимость (при нагрузке) независимо от ширины колеса» т. е. $p = kh$.

Площадь этой петли:

$$F_r = 0.5 \cdot p_{\max} \cdot h_{\max} = Q_{\Pi} h_{\max} / (b \cdot L_{O\Pi}),$$

где: $p_{\max} = 2p_{cp} = 2Q_{\Pi} / (b \cdot L_{O\Pi})$ – наибольшее давление колеса на почву;

p_{cp} – среднее значение давления колеса на почву;

b и L_{on} – ширина и длина пятна контакта колеса с почвой.

Как следует из уравнения работ ведомого колеса на пути L_{on} ,

$$Q_n h_{\max} f L_{O\Pi} = P_{fn}.$$

Под действием силы $F_{\Pi} = P_{fn}$ на пути L_{on} колесо весом Q_{Π} деформирует каждый элементарный слой почвы на глубину h_{\max} , т. е. $P_{fn} \cdot L_{on} = Q_n \cdot h_{\max}$, откуда $P_{fn} = Q_n \cdot h_{\max} / L_n = Q_n \cdot f_n$.

Тогда $F_r = P_{fn} / b$, или $P_{fn} = F_r b$. Следовательно, сила P_{fn} сопротивления качению жесткого ведомого колеса пропорциональна площади петли гистерезиса деформации почвы.

Если под колесом почва восстанавливает свою деформацию хотя бы частично, то площадь F_T петли гистерезиса уменьшается. Снижается и сила P_{fn} сопротивления качению колеса вследствие уменьшения плеча a_n реакции почвы. Таким образом, упругие, быстросстанавливающиеся деформации почвы способствуют уменьшению силы P_f .

Ранее принято допущение о том, что в контакте жесткого колеса с почвой отсутствует скольжение. В действительности же из-за необходимости преодоления момента трения M_T в подшипниках оси ведомого колеса и аэродинамического сопротивления, а также из-за различия в жесткости материалов колеса и почвы в пятне контакта возникают трение скольжения почвы о колесо и силы трения, равнодействующая F_{mp} , которых направлена по касательной к ободу колеса. Поэтому можно предположить, что эта равнодействующая приложена к той же точке, что и реакция R смятия почвы.

Для оценки силы P_{fn} сопротивления качению жесткого ведомого колеса по деформируемой почве при неустановившемся движении с учетом момента M_T трения, силы F_{mp} трения о почву в пятне контакта и гистерезисных потерь на деформацию почвы составим уравнение движения колеса в форме Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq} \right) - \frac{dT}{dq} = Q_{\text{обобщ}},$$

где: T – кинетическая энергия ведомого колеса, движущегося со скоростью v по ровной поверхности поля,

$$T = mv^2 / 2 + J_k \omega_k^2 / 2 = 0.5m\omega_k^2 (r_k^2 + J_k / m);$$

m и J_k – масса и момент инерции жесткого ведомого колеса;

$q = \psi$ – обобщенная координата;

ψ – угол поворота колеса;

$Q_{\text{обобщ}}$ – обобщенная сила, равная частному от деления суммы работ всех сил и моментов, действующих на колесо на возможном перемещении при повороте колеса на угол $\delta\psi$, на перемещение колеса, т. е.

$$Q_{\text{обобщ}} = \delta A / \delta\psi = \left[Y_{\Pi} a_{\Pi} \delta\psi + M_r \delta\psi + P_{fn} \delta\psi / (r_k - r_{\partial}) - F_{\Pi} \delta\psi \cdot r_k \right] / \delta\psi = \\ = Y_{\Pi} a_{\Pi} + M_r - P_{fn} r_{\partial}$$

Подставив полученные для T , q и $Q_{\text{обобщ}}$ выражения в уравнение Лагранжа, получим

$$m(d\omega_k / dt)(r_k^2 + J_k / m) = Y_{\Pi} a_{\Pi} + M_r - P_{fn} r_{\partial}$$

Так как ускорение $d\omega_k / dt$ может быть с разным знаком и $\omega_k = v / r_k$, то

$$P_{fn} = Q_{\Pi} a_{\Pi} / r_{\partial} + M / r_{\partial} \pm m(r_k^2 + J_k / m) / r_{\partial} \cdot r_k (dv / dt).$$

Обозначив сумму $r_k^2 / (r_k r_{\partial}) + J_k / (m r_k r_{\partial}) \pm J_k / (m r_k^2)$ через $\delta_{\text{впр}}$, получим искомое уравнение движения ведомого колеса

$$P_{fn} = Q_{\Pi} a_{\Pi} / r_{\partial} + M / r_{\partial} \pm m \delta_{\text{впр}} (dv / dt).$$

В этом выражении первая составляющая силы сопротивления качению жесткого ведомого колеса $P_{fn} = Q_{\Pi} a_{\Pi} / r_{\partial}$ учитывает гистерезисные потери на необратимую деформацию почвы и трение колеса о почву (из-за разной жесткости материалов колеса и почвы), вторая составляющая M / r_{∂} отражает потери на трение в подшипниках оси колеса и обода колеса о воздух, а третья составляющая $\pm m \delta_{\text{впр}} (dv / dt)$ учитывает инерционные силы в сопротивлении качению при разгоне или замедлении движения ведомого колеса.

Затраты мощности на деформацию почвы в общем балансе потерь на качение колеса значительно больше затрат мощности на деформацию шины. Поэтому в рассматриваемых условиях для снижения сопротивления качению необходимо уменьшить деформацию почвы, т. е. уменьшить глубину следа образуемого катящимися колесами. Этого можно достигнуть увеличением площади контакта шины с ее опорной поверхностью, для чего следует соответственно снизить давление воздуха в шине. Несмотря на то, что с уменьшением давления воздуха возрастают потери в шине, суммарные потери на

качение колеса при этом будут меньше. В связи с этим на тракторах применяют шины низкого давления.

Таким образом, давление воздуха в шинах влияет на сопротивление качению в зависимости от дорожно-полевых условий. Чтобы во всех случаях движения суммарные потери на деформации почвы и шины были минимальными, следовало бы изменять давление воздуха в шинах. С этой целью на автомобилях высокой проходимости устанавливают устройства для регулирования давления воздуха в шинах на ходу применительно к дорожным условиям.

Однако при выборе давления воздуха в шине приходится учитывать не только сопротивление качению, но и другие факторы. Например, повышение давления воздуха может быть ограничено в целях сохранения упругих качеств шин; в шинах направляющих колес тракторов давление воздуха несколько выше, чем в шинах ведущих колес, для повышения их устойчивости против бокового увода.

В некоторых случаях снижение давления воздуха ограничивается допустимым значением нормальной деформации шины, поскольку отношение указанной деформации к высоте профиля шины (относительная деформация) определяет ее срок службы. Чем ниже применяемое давление воздуха, тем больше при прочих равных условиях радиальные деформации шины и меньше допускаемая для нее грузоподъемность. Иногда снижение давления ограничивается из-за возможного проворачивания шины на ободу при передаче больших окружных усилий.

В эксплуатационных условиях значение силы P_f сопротивления качению ведомого пневмоколеса зависит также от момента трения M_r в подшипниках оси, сопротивления воздуха, инерционных нагрузок и определяется с учетом полученных выражений по формуле

$$P_f = Q_{II} a_{II} / r_{\partial} + k \cdot M_r / r_{\partial} \pm m_k \delta_{ep} (dv / dt),$$

где: a_{II} – смещение точки А приложения реакции дороги (почвы) из-за гистерезисных потерь в почве и пневмошине, раздавливания микронеровностей почвы, электрических и гидродинамических потерь;

k – коэффициент, учитывающий потери на преодоление сопротивления воздуха при качении колеса;

m_k – масса ведомого колеса.

Для учета и определения потерь всех видов в процессе опытов необходимо с помощью приборов оценить толкающую силу $F_a = P_f$ и

нормальную нагрузку Q_n , а затем определить коэффициент сопротивления качению $f = P_f/Q_n$.

3.5. Внешние силы и моменты, действующие на колесное и гусеничное МЭС.

На рисунке 3.8, а и б изображены силы, действующие на колесный и гусеничный тракторы в случае неравномерного их движения на подъем с углом α .

При неустановившемся ускоренном движении трактора учитывают следующие внешние силы: вес трактора G ; сила тяги на крюке $P_{кр}$; суммарную силу сопротивления движению трактора P_f , составляющую лобового сопротивления гусеничных движителей, параллельную поверхности пути X_n ; реакцию почвы, параллельную поверхности пути трактора X_k и толкающую его по направлению движения; реакцию почвы Y , нормальную к поверхности пути трактора; силы инерции массы трактора P_j . Ввиду малой скорости движения не-транспортных гусеничных тракторов сопротивлением воздуха при расчетах пренебрегают.

У колесных тракторов в отличие от гусеничных реакция почвы, нормальная к поверхности пути, рассматривается как состоящая из двух составляющих, действующих отдельно на ведущие (Y_k) и на направляющие (Y_n) колеса. Сила сопротивления качению также складывается из двух составляющих, действующих на ведущие (X_{fk}) и направляющие (X_{fn}) колеса; реакция почвы X_k , параллельная поверхности пути (толкающая трактор), действует на ведущие колеса. У колесного трактора при неравномерном движении касательные силы инерции направляющих колес образуют момент M_{jn} , а касательные силы инерции ведущих колес и кинематически с ними связанных деталей двигателя и трансмиссии – момент M_{ik} .

Вес отдельных частей трактора заменяется равнодействующей, равной эксплуатационному весу трактора G , приложенной в его центре тяжести и направленной всегда вертикально вниз.

На трактор, неподвижно стоящий на горизонтальной площадке, из внешних сил действует лишь вес G и вызываемая им нормальная реакция грунта Y . Для трактора, находящегося на подъеме или уклоне, вес G раскладывают на две составляющие, направленные по отношению к поверхности дороги: параллельно – $G \sin \alpha$ и нормально –

$G \cos \alpha$. Составляющая сила $G \sin \alpha$ оказывает дополнительное сопротивление движению трактора на подъемах.

На уклонах эта сила направлена по ходу трактора и является движущей силой, частично возвращающей энергию, затраченную на подъем. Сила $G \cos \alpha$ вместе с другими силами и моментами определяет величину и точку приложения нормальной реакции Y со стороны грунта.

Сила сопротивления качению. Абсолютная величина суммарной силы P_f сопротивления качению трактора при установившемся движении его на горизонтальном участке соответствует силе, затрачиваемой на передвижение самого трактора. Сила P_f при холостом ходе трактора приближенно равна силе, необходимой для его буксирования, и может быть замерена динамометром при буксировании трактора на горизонтальном участке. Сила P_f складывается из сил трения в механизмах ходовой части и сил сопротивления качению гусениц со стороны грунта, возникающих в результате его деформации в направлении, нормальном к поверхности пути.

Силы трения, возникающие при движении в механизмах ходовой части гусеничного трактора, разделяют на две группы:

1) силы трения в трущихся элементах ведущего участка гусеницы, возникающие под действием ведущего момента;

2) силы трения, возникающие в подшипниках опорных и поддерживающих катков, при качении последних по беговым дорожкам звеньев гусеницы и в трущихся элементах звеньев гусеницы от ее предварительного натяжения. Сила сопротивления качению трактора включает силы трения второй группы. Потери от сил трения первой группы учитываются к. п. д. ведущей части гусеницы и не учитываются силой P_f .

Сила P_f всегда направлена против движения трактора. Ее величина зависит от веса трактора и положения его центра тяжести, конструкции движителя, вида и состояния грунта. Принимается, что сила P_f не зависит от скорости движения трактора, которая измеряется в незначительных пределах. Силу сопротивления качению для проектируемого трактора определяют по формуле

$$P_f = fG \cos \alpha ,$$

где: f – коэффициент качения трактора;

G – полный эксплуатационный вес трактора;

α – угол подъема или уклона пути.

Зная силу P_f и полный вес трактора G , определяют коэффициент f для данного грунта и типа трактора:

$$f = \frac{P_f}{G} .$$

Силу сопротивления качению трактора можно также определить экспериментально по показаниям динамографов, устанавливаемых на ведущих колесах. В этом случае измеряется крутящий момент, затрачиваемый на передвижение трактора. Значения коэффициентов качения f , определенные опытным путем.

Сила тяги на крюке. Сила тяги на крюке трактора $P_{KP} / \cos \gamma$ затрачивается на буксировку прицепного инвентаря и в общем случае направлена под углом λ . Силу тяги на крюке перенесем в точку пересечения ее направления с плоскостью, нормальной к поверхности пути и проходящей через геометрическую ось ведущих колес. Указанная точка называется условной точкой прицепа. Разложим силу тяги на крюке на составляющие: P_{KP} , параллельную поверхности пути, и $P_{KP} \operatorname{tg} \gamma$, нормальную к поверхности пути.

Силы инерции отдельных частей трактора. Они возникают при его неравномерном прямолинейном поступательном движении и могут быть заменены их равнодействующей, приложенной в центре тяжести трактора и направленной параллельно пути движения трактора в сторону, противоположную ускорению. Величина этой равнодействующей

$$P_j = -mj ,$$

где m и j – масса и ускорение прямолинейного поступательного движения трактора.

При равномерном движении трактора сила инерции равна нулю. При замедленном движении, например при торможении, направление силы инерции совпадает с направлением движения; при ускоренном движении она направлена в сторону, противоположную движению.

Реакция почвы X_K . Вращение ведущего колеса при движении трактора вызывается ведущим моментом, переданным к нему от двигателя через трансмиссию. При качении ведущего колеса или гусеницы кроме нормальной составляющей реакции почвы появится составляющая реакция почвы X_K , направленная в сторону движения трактора параллельно поверхности пути. Эта реакция почвы является движущей, толкающей трактор силой, вызывающей перемещение тракторного агрегата. С достаточной для практики точностью можно считать, что при равномерном движении реакция почвы X_K равна окружному усилию на ободу ведущего колеса P_k , т. е. касательной силе тяги, определенной с учетом потерь на трение в ведущей части гусеницы. Возможное максимальное значение ведущего момента и касательной силы тяги зависит не только от двигателя и передаточного числа трансмиссии, но и от сцепления ведущих органов (колеса или гусеницы) с грунтом.

Реакция почвы Y . Для гусеничного трактора точка приложения нормальной к поверхности пути реакции Y называется центром давления.

Значение реакции почвы у гусеничного

$$Y = G \cos \alpha + P_{кр} \operatorname{tg} \gamma \approx G \cos \alpha.$$

Координата x_∂ расположения центра давления определится из уравнения моментов всех внешних сил относительно оси, проходящей через точку O (рис. 3.8,а):

$$G a \cos \alpha = P_{кр} h_{кр} + (G \sin \alpha + P_j) h + Y x_\partial + X_n y + M_{j\text{сум}},$$

где $M_{j\text{сум}}$ – суммарный момент касательных сил инерции ведущих и направляющих колес, катков, соответствующих звеньев гусеницы и деталей передачи, установленных на поперечных валах. Решая это уравнение относительно x_∂ , предварительно заменив в нем значения Y , получим

$$X_\partial = \frac{G a \cos \alpha - P_{кр} h_{кр} - (G \sin \alpha + P_j) h - M_{j\text{сум}} - X_n y}{G \cos \alpha + P_{кр} \operatorname{tg} \gamma}$$

Реакции почвы Y_n и Y_K у колесного трактора. Числовые значения этих реакций определяют в зависимости от условий работы трактора.

Реакция почвы на ведущие колеса Y_k , нормальная к поверхности пути, расположена на расстоянии a_k от оси ведущего колеса. Реакция Y_k приближенно может быть определена из выражений

$$Y_k = \lambda G;$$

$$\lambda = \frac{L-a}{L} \cos \alpha + \frac{M_k}{GL},$$

где: G и L – соответственно вес и продольная база трактора;

λ – коэффициент, учитывающий долю веса трактора, приходящуюся на задние колеса трактора при его работе.

Точное значение нормальной реакции почвы Y_k может быть определено из уравнения моментов относительно оси, проходящей через точку O_2 .

Реакция почвы Y_n , действующая на направляющие колеса перпендикулярно к поверхности пути, приложена на расстоянии a_n (рис. 3.8, б) и равна части веса трактора G , приходящейся на передние колеса во время его движения. Нормальную реакцию Y_n можно определить из уравнения моментов относительно оси, проходящей через точку O_1 .

Сопrotивление качению ведущих колес (реакция почвы X_{jk})

$$X_{jk} = \frac{Y_k a_k}{r_k} = \frac{M_{c.k.}}{r_k} + \frac{M_{jk}}{r_k},$$

где: $M_{c.k.}$ – момент сопротивления качению ведущих колес;

M_{jk} – момент касательных сил инерции ведущих колес.

3.6. Тяговый расчет МЭС, выбор веса, мощности двигателя, проверка выбранных параметров.

Тяговым расчетом определяются основные параметры трактора: общий и сцепной вес, мощность двигателя, число и распределение передач, обеспечивающие производительную работу трактора в заданных условиях. Исходными данными являются тип трактора, тяговый класс, назначение, а также какой трактор он заменяет или на базе какого трактора будет производиться (при проектировании специализированной модификации). Дополнительно указываются и в процессе расчета уточняются: перечень выполняемых работ и агрегатируемые с трактором рабочие машины-орудия, зоны работы, характеризующиеся почвенными, так и климатическими условиями, а также лимитируемые размеры трактора.

Тяговые качества трактора определяют максимальным и минимальным тяговыми усилиями, оцениваемыми диапазоном тяговых усилий. Различают полный Δ_m и рабочий $\Delta_{m,p}$ диапазоны тяговых усилий:

$$\Delta_T = \frac{P_{KP \max}}{P_{KPV \max}}, \quad \Delta_{T,P} = \frac{P_H}{P_{KP \min}},$$

где: $P_{kp \max}$ – максимальное тяговое усилие на низшей передаче:

$$P_{kp \max} = \chi_{II} P_H.$$

здесь χ_{II} – коэффициент перегрузки по тяге; по данным НАТИ для сельскохозяйственных тракторов: для колесных тракторов $\chi_{II} = 1,1 \dots 1,15$; для гусеничных тракторов $\chi_{II} = 1,15 \dots 1,25$);

$P_{KPV \max}$ – минимальное тяговое усилие, развиваемое на высшей передаче, определяется допустимой максимальной скоростью; для гусеничных тракторов, чтобы иметь приемлемый тяговый КПД, рекомендуется принимать

$$P_{KPV \max} = (2,5 \dots 3,0) \cdot P_f$$

здесь P_f – сопротивление самопередвижению:

$$P_f = fG$$

где: f – коэффициент сопротивления самопередвижению;

G – эксплуатационный вес трактора;

P_H – номинальное тяговое усилие по типуажу;

$P_{kp \min}$ – минимальное рабочее тяговое усилие; определяют по легким работам, исходя из усилия трактора предыдущего класса и учитывая снижение КПД η_f трактора при уменьшении тягового усилия; для уменьшения числа марок тракторов в хозяйствах принимают

$$P_{KP \min} = \chi_3 P_{n(n-1)-(n-2)},$$

здесь χ_3 – коэффициент загрузки по тяге; $\chi_3 = 0,85$;

$P_{n(n-1)-(n-2)}$ – номинальное тяговое усилие трактора предыдущего (или через один) класса.

Определение веса трактора.

Эксплуатационный вес трактора G определяют из условия обеспечения сцепления с данной почвой, необходимого для получения заданного тягового усилия P_{kp} с допустимым буксованием δ и высоким тяговым КПД η_T , по формуле

$$G = \frac{P_{kp}}{\lambda \varphi_c - \zeta \cdot f},$$

где: λ – коэффициент нагрузки ведущих колес: для гусеничных тракторов $\lambda=1$, для колесных 4x4 – $\lambda = 0,9\dots 1$, для колесных 4x2 по условию сохранения управляемости принимают $\lambda = 0,76\dots 0,8$;
 φ_c – коэффициент сцепления с почвой;
 ζ – коэффициент, учитывающий внутренние потери в ходовой системе; для колесных тракторов принимают $\zeta = 1$, для гусеничных – $\zeta = 0,5$.

Испытаниями установлено, что максимум тягового КПД на стерне (типичном фоне для получения номинального тягового усилия P_H) при скорости 6–9 км/ч соответствует среднему коэффициенту использования веса

$$\varphi_{кр.опт} = \frac{P_{кр} \eta_T}{G}.$$

Для гусеничных тракторов $\varphi_{кр.опт} = 0,55$, для колесных 4x2 $\varphi_{кр.опт} = 0,38$, для колесных 4x4 $\varphi_{кр.опт} = 0,45$.

Тогда эксплуатационный вес будет равен

$$G = \frac{P_H}{\varphi_{кр.опт}}.$$

Полный вес трактора рекомендуется получать догрузкой балластом, реакцией навесного орудия.

Минимальный вес трактора находят из условия обеспечения устойчивости движения и управляемости тракторного поезда на грунтовой дороге:

$$G = \frac{\sin \alpha + f_{np} \cos \alpha}{\lambda \varphi_c - (\sin \alpha + f \cos \alpha)} Q_{np},$$

где: α – угол подъема дороги;

f_{np} – коэффициент сопротивления передвижению прицепа (тележки);

λ – коэффициент нагрузки ведущих колес; для тракторов 4x2 по условиям обеспечения управляемости берут $0,65\dots 0,7$;

Q_{np} – полный вес тележки.

При отсутствии тормоза на тележке не следует брать $G < 0,5Q_{np}$.

Определение мощности и выбор типа двигателя

Номинальная мощность двигателя находится из условия реализации номинального тягового усилия P_H на заданной типажем скорости V_H (м/с):

$$N_H = \frac{(P_H + fG) \cdot V_H}{\eta_{MG} \cdot \eta_\delta \cdot \eta_{IM}}$$

где: η_{MG} – механический КПД силовой передачи, включая потери на зацепление гусеницы с ведущим колесом;

η_δ – коэффициент, учитывающий потери от буксования:

$$\eta_\delta = 1 - \delta,$$

где: δ – буксование; для гусеничных тракторов $\eta_\delta = 0,93 \dots 0,95$, для колесных тракторов общего назначения $\eta_\delta = 0,85 \dots 0,87$, для универсальных колесных тракторов $\eta_\delta = 0,80 \dots 0,82$;

η_{IM} – коэффициент использования мощности ($\eta_{IM} = 0,90 \dots 0,95$ с учетом запаса мощности на трогание с места и преодоление случайных сопротивлений).

При проектировании сельскохозяйственных тракторов общего назначения и универсальных рекомендуется принимать $V_H = 8 \dots 9$ км/ч – для гусеничных и $V_H = 9 \dots 10$ км/ч – для колесных тракторов.

Если задана производительность с почвообрабатывающим орудием W (м²/с), то мощность (кВт) двигателя определяют по формуле

$$N_H = \frac{R_1 \cdot W}{\eta_T \cdot \eta_{HM} \cdot \tau},$$

где: R_1 – тяговое сопротивление на единицу ширины захвата орудия, Н/м;

τ – коэффициент использования рабочего времени;

η_T – тяговый КПД трактора:

$$\eta_T = \eta_{MG} \eta_\delta \eta_f,$$

$\eta_f = \frac{P_{KP}}{P_{KP} + fG}$ – коэффициент, учитывающий потери на самоперемещение.

Мощность двигателя уточняют проверкой возможности работы трактора:

1) с машинами, требующими отбора мощности:

$$N_e = \frac{(R_T + fG)V}{\eta_{MG} \cdot \eta_\delta} + \frac{N_{МАШ}}{\eta_{О.М}} \leq N_H,$$

где: R_T – тяговое сопротивление рабочей машины, Н;

V – рабочая скорость, м/с;

$N_{МАШ}$ – мощность, требуемая для привода машины, кВт;

$\eta_{ОМ}$ – КПД передачи к машине, $\eta_{ОМ} \approx 0,9 \dots 0,95$;

2) с тележками при транспортировании (колесные тракторы)

$$N_e = \frac{(f + i + \delta_{ep} j / g)(G + Q_{ПП})V}{\eta_{HM}\eta_{\delta}} \leq N_H,$$

где: i – подъем преодолеваемый без перехода на низшую передачу, обычно $i = 0.02 \dots 0.05$;

j – ускорение при разгоне поезда; принимают $j/g = 0,03 \dots 0,1$;

δ_{BP} – коэффициент учета вращающихся масс агрегата;

η_{δ} – коэффициент, учитывающий буксование, $\eta_{\delta} = 0,9 \dots 0,95$.

Расчетные значения мощности округляют и по ним подбирают двигатель.

Энергонасыщенность (кВт/т) трактора характеризует способность его эффективно работать на повышенных скоростях и определяется по формуле

$$E = \frac{1000 \cdot N_H}{G}.$$

В ряде случаев вместо энергонасыщенности указывают удельный вес трактора $g_y = \frac{G}{N_H} = \frac{1000}{E}$, Н/кВт.

Характеристика двигателя обуславливает конструкцию и тяговые качества трактора. Характеристикой двигателя называют выраженную графически зависимость между крутящим моментом M_{δ} (кгс-м), угловой скоростью ω_{δ} (1/с) или частотой вращения n_{δ} (об/мин), мощностью $N_e = \frac{M_{\delta} \cdot \omega_{\delta}}{102} = \frac{M_{\delta} \cdot n_{\delta}}{974.5}$ или $N_e = \frac{M_{\delta} \cdot \omega_{\delta}}{75} = \frac{M_{\delta} \cdot n_{\delta}}{716.2}$ (кВт) двигателя, а для тепловых двигателей еще часовым G_T (кг/ч) и удельным $g_e = \frac{1000G_T}{N_e}$ г/кВт·ч. расходами топлива.

Различают скоростные M_{δ} , N_e , G_r , g_e и нагрузочные n_{δ} , N_e , G_T , $g_e = f(M_{\delta})$ характеристики (регуляторные характеристики двигателей внутреннего сгорания).

Тяговые качества двигателя оценивают коэффициентами приспособляемости $k_m = M_M/M_H$ и снижения частоты вращения $a_{об} = n_M/n_H$ (M_M , n_M – момент и частота вращения при максимальном моменте; M_H , n_H – момент и частота вращения при номинальной мощности).

С увеличением k_m повышается способность трактора преодолевать возросшее сопротивление движению без перехода на низшую передачу, производительность агрегата при форсировании перегрузки и уменьшается степень снижения скорости. С увеличением $a_{об}$ повы-

шается производительность агрегата при форсировании перегрузки, но уменьшается преодолеваемая перегрузка.

Оптимальные тяговые качества имеет двигатель постоянной мощности $N_e = const$ в пределах от n_{min} до n_{max} . Тогда коэффициент приспособляемости $k_m = 1/a_{об} = n_{max}/n_{min}$, а момент изменяется по закону равнобочной гиперболы. При $k_m > 3$ силовая передача имеет одну или две ступени и может быть значительно упрощена.

Экономическими показателями теплового двигателя являются: минимальный удельный расход топлива $g_{e\ min}$ г/кВт·ч., оценочный удельный расход топлива $g_{e\ оц}$, характеризующий средний удельный расход в диапазоне $0,5N_H - N_n$, расход смазочного масла, который не должен превышать 3% от среднего эксплуатационного расхода топлива.

Тип двигателя выбирают по тяговым, экономическим и эксплуатационным показателям. Последние оценивают по удельному весу двигателя, удельному объему, плавности работы, пусковой готовности, автономности (радиусу удаления от базы), надежности, простоте ухода и обслуживания.

Основным типом тракторного двигателя благодаря автономности, высокой экономичности и пусковой готовности, малому удельному весу, хорошей надежности является четырехтактный дизель.

Определение числа и структуры ряда передач

Диапазон передач должен охватывать скорости и тяговые усилия, определяемые характером выполняемых трактором операций. Различают диапазоны скоростей:

замедленных (технологических): скорости ограничиваются условиями выполнения работы, а не необходимостью увеличения тягового усилия; используются с ограничением тягового усилия ($P_{кр} < P_n$) и тяговой мощности; к ним же относятся скорости заднего хода;

основных: при изменении скорости движения обратно пропорционально изменяется касательная сила тяги; самая низшая основная скорость (первая) является резервной и используется для преодоления случайных возрастных сопротивлений; низшая рабочая скорость (вторая или третья) обеспечивает получение номинального тягового усилия; высшая и близкая к ней скорости являются транспортными и применяются для холостых переездов и буксирования прицепов (тележек по дорогам).

Замедленные скорости выбирают по рекомендациям нормалн ОН-13-138–64, разработанной НАТИ совместно с ВИСХОМом, соот- ветственно классу трактора (табл. 3.1).

Таблица 3.1. Нормалн ОН-13-138

Класс трактора, тс	0.6	0.9 и 1.4	3.0 и 4.0	6.0 и бо- лее
Первый диапазон замед- ленных скоростей, км/ч:				
при номинальной частоте вращения	1-1,6	0,35-1,0	0,5–1,0	0,1–0,28
при регулировании час- тоты вращения	0,6-1,6	0,2–1,0	0,3–1,2	0,06–0,28
Второй диапазон замед- ленных скоростей, км/ч:				
при номинальной частоте вращения	–	1,2–2,8	1,8–3,6	0,33–0,91
при регулировании час- тоты вращения	–	0,7–2,8	1,1–3,6	0,2–0,91

Каждый из диапазонов замедленных скоростей должен иметь бесступенчатое регулирование или не менее трех передач, подобранных по геометрической прогрессии (для тракторов класса 0,6 тс допускаются две передачи). Регулировать скорость движения снижением частоты вращения двигателя допускается только при условии, что агрегатируемые машины не требуют для привода всей мощности и номинальной частоты вращения двигателя.

Скорости заднего хода желательн, а для гусеничных тракторов обязательно иметь в следующих диапазонах: 2,5–4 км/ч для подъезда к орудиям при сцепке и 5–10 км/ч для холостого хода при челночном способе работы. Число передач не менее двух.

Основные скорости определяют, исходя из полного диапазона тяговых усилий $\Delta_T = \frac{P_{KP \max}}{P_{KPV \max}}$. Удобнее пользоваться диапазоном пе-

$$\text{редач } \Delta_i = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{u_1}{u_m}.$$

Общие передаточные числа силовой передачи находят по тяговому усилию:

$$u_{\max} = u_1 = \frac{(P_{kp \max} + Pf)r_k}{M_H \eta_{MG}},$$

$$u_{\min} = u_m = \frac{(P_{kpV \max} + Pf)r_k}{M_H \eta_{MG}}.$$

или по теоретической скорости движения

$$u_{\max} = u_1 = 0.377 r_k \frac{n_H}{V_1}, \quad u_{\min} = u_m = 0.377 r_k \frac{n_H}{V_{\max}},$$

где r_k – динамический радиус колеса, м: для колесного трактора

$$r_k = (0,5d_{ш} + 0,83 \cdot b_{ш}) \cdot 10^{-3},$$

здесь $b_{ш}$, $d_{ш}$ – ширина и посадочный диаметр шины, мм; подбирают по вертикальной нагрузке Z_K на колесо;

- для гусеничного трактора:

$$r_k = \frac{l_z \cdot z_{зв}}{2\pi},$$

здесь r_k , $z_{зв}$ – шаг (м) и число звеньев гусеницы, укладываемых за один оборот звездочки).

Обычно передаточные числа резервной и низшей рабочей передач находят по максимальному $P_{Kp \max}$ и номинальному P_n тяговым усилиям, принимая за u_n передаточное число второй или третьей передачи, а высшей передачи – по заданной скорости V_{\max} .

Бесступенчатые передачи еще недостаточно отработаны и поэтому требуемый диапазон передач перекрывают ступенями.

Число ступеней передач:

$$m = \frac{\lg \Delta_T}{\lg \Delta_{ЭЦ}} + 1 = \frac{\lg \Delta_i}{\lg \Delta_{ЭЦ}} + 1,$$

где: $\Delta_{ЭЦ}$ – диапазон экономически целесообразного изменения режима работы двигателя, гидромеханической и электромеханической передач:

$$\Delta_{ЭЦ} = M_{B \max} / M_{B \min},$$

здесь: $M_{B \max}$, $M_{B \min}$ – максимальный и минимальный крутящие моменты при постоянной полной мощности двигателя или снижения ее до значения $\eta_{уз} N_H$;

где: $\eta_{уз}$ – экономически оправданный коэффициент использования мощности при недогрузке и перегрузке двигателя или при снижении КПД бесступенчатой передачи: для гидромеханической и электромеханической передач принимают $\eta_{уз} = 0,8 \dots 0,85$.

Передаточные числа распределяют по ступеням, исходя из следующих условий.

1. Одинаковая степень изменения загрузки двигателя при переходе с одной передачи на другую – геометрический ряд передач. Основные уравнения:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_m}{P_{m-1}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{m-1}}{V_m} = \frac{u_2}{u_1} = \frac{u_m}{u_{m-1}} = const = q = \frac{M_{Д \min}}{M_{Д \max}};$$

$$P_2 = qP_1, P_3 = qP_2 = q^2P_1, V_1 = qV_2, u_2 = qu_1,$$

где P_i – окружное усилие на ведущем колесе: $P_i = P_{кр} + P_f$.

Знаменатель геометрического ряда

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{P_m}{P_1}} = \sqrt[m-1]{\frac{V_1}{V_m}} = \sqrt[m-1]{\frac{u_m}{u_1}}.$$

2. Одинаковые интервалы между тяговыми усилиями – арифметический ряд передач. Основные уравнения:

$$P_1 - P_2 = P_{m-1} - P_m = const = d_P, u_1 - u_2 = u_{m-1} - u_m = d_i; P_2 = P_1 - d_P; u_2 = u_1 - d_i,$$

где d_P, d_i – знаменатель геометрических рядов: $d_P = \frac{P_1 - P_m}{m-1},$

$$d_i = \frac{u_1 - u_m}{m-1}.$$

Скорости в этом случае распределяются по гармоническому ряду:

$$\frac{1}{V_1} - \frac{1}{V_2} = \frac{1}{V_{m-1}} - \frac{1}{V_m} = const.$$

При переходе на высшую передачу разгрузка двигателя увеличивается.

3. Одинаковые интервалы между скоростями и изменение касательных сил тяги по гармоническому ряду. Основные уравнения:

$$V_2 - V_1 = V_m - V_{m-1} = const = d_V, \frac{1}{P_2} - \frac{1}{P_1} = \frac{1}{P_m} - \frac{1}{P_{m-1}} = const = q_P,$$

$$\frac{1}{u_2} - \frac{1}{u_1} = \frac{1}{u_m} - \frac{1}{u_{m-1}} = q_i;$$

$$P_2 = \frac{P_1}{q_P P_1 + 1}; P_3 = \frac{P_1}{2q_P P_1 + 1}; u_2 = \frac{u_1}{q_i u_1 + 1}.$$

Знаменатели гармонических рядов:

$$d_P = \frac{P_1 - P_m}{(m-1) \cdot P_1 \cdot P_m}; \quad q_i = \frac{u_1 - u_m}{(m-1) \cdot u_1 \cdot u_m}; \quad d_V = \frac{V_m - V_1}{(m-1)}.$$

При переходе на высшую передачу разгрузка двигателя уменьшается.

4. Обеспечение наибольшей производительности – рациональный ряд, подбирается по закону вероятности загрузки трактора

$$\frac{dt}{dP} = f(P),$$

где: dt – элемент времени. Коэффициент производительности трактора при ступенчатой трансмиссии

$$\chi = \frac{t_{\text{бес.}}}{t_m},$$

где $t_{\text{бес.}}$, t_m – время выполнения некоторого объема работ при бесступенчатой трансмиссии и при трансмиссии, имеющей m ступеней.

Установив закон вероятности нагрузки, можно определить структуру ряда, обеспечивающую наибольший коэффициент χ : при равновероятной нагрузке $f(P)=\text{const}$, при гиперболическом изменении нагрузки $f(P)=K/P$ оптимальным является геометрический ряд; при росте нагрузки по прямой $f(P)=KP$ оптимальным является арифметический ряд; при распределении нагрузки по экспоненте

$$f(P) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(P-P_{cp})^2}{2\sigma^2}} = \frac{2,4}{(P_1 - P_m) e^{\frac{18(P-P_{cp})^2}{(P-P_m)^2}}},$$

где σ – стандарт, P_{cp} и P – среднее и текущее значения нагрузки оптимальным является комбинированный ряд.

В современных тракторах широко применяют коробки передач умноженного типа, увеличивающие вдвое число передач при небольшом усложнении конструкции. В этих коробках часто принимают структуру основного рабочего ряда передач по геометрической прогрессии и повторяют ее в ускоренном (транспортном) диапазоне. Снижение производительности из-за отклонения геометрического ряда от оптимального при большом числе передач практически незаметно.

3.7. Определение параметров ступенчатой трансмиссии.

Рассмотрим одну из наиболее распространенных методик определения передаточных чисел ступенчатых коробок передач. Согласно этой методике передаточные числа рекомендуется подбирать с таким расчетом, чтобы крутящие моменты двигателя (или коэффициенты нагрузки χ) изменялись в одинаковых пределах при работе трактора на всех передачах.

Предположим, что передаточные числа i_1, i_2, \dots, i_n известны и число передач равно n . Крутящий момент двигателя изменяется от $M_{дн}$ до $M_{дmin}$ в пределах одной передачи. На основании этих данных построим график изменения касательной силы тяги. Из рис. 3.9 видно, что на первой передаче производится при изменении касательной силы тяги от наибольшей $F_{кmax}$ до некоторой промежуточной $F_{к1}$; работа на второй передаче при изменении силы тяги от $F_{к1}$ до $F_{к2}$; работа на n -й передаче при изменении касательной силы тяги от $F_{к(n-1)}$ до $F_{кmin}$. Отсюда передаточные числа коробки передач следует подбирать таким образом, чтобы наименьшие коэффициенты нагрузки двигателя были одинаковыми при работе трактора на всех передачах, т.е. точки A_1, A_2, \dots, A_n должны лежать на одной прямой, параллельной оси абсцисс. На этом основании получим.

$$M_{дн} = \frac{F_{кmax}}{ci_1} = \frac{F_{к1}}{ci_2} = \dots = \frac{F_{к(n-1)}}{ci_n};$$
$$M_{дmin} = \frac{F_{к1}}{ci_1} = \frac{F_{к2}}{ci_2} = \dots = \frac{F_{кmin}}{ci_n};$$

Исключив из уравнений величины $F_{к1}, F_{к2}, F_{к(n-1)}$ получим

$$\frac{i_2}{i_1} F_{кmax} = \frac{i_1}{i_n} F_{кmin}, \quad \frac{i_n}{i_1} F_{кmax} = \frac{i_{n-1}}{i_n} F_{кmin}.$$

Разделив почленно приведенные уравнения, получим

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{i_n}{i_{n-1}}.$$

Т.е. передаточные числа коробки передач образуют геометрическую прогрессию. На основании полученных формул имеем

$$i_2 = q \cdot i_1; \quad i_3 = q \cdot i_2 = q^2 \cdot i_1; \quad \dots; \quad i_n = q \cdot i_{n-1};$$

где q - знаменатель геометрической прогрессии.

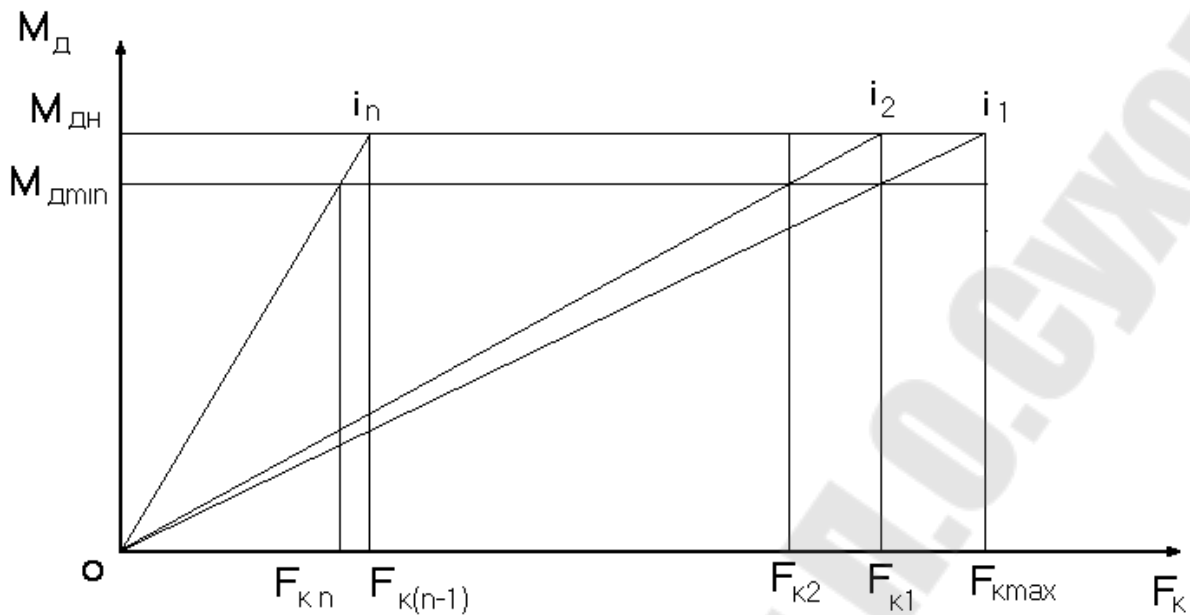


Рисунок 3.9. Лучевая диаграмма.

Подставляя эти выражения в уравнение имеем $q \cdot F_{к\max} = q^{-(n-1)} F_{к\min}$, откуда

$$q = \sqrt[n]{\left(\frac{F_{к\min}}{F_{к\max}} \right)} .$$

Определим наименьший коэффициент нагрузки двигателя при работе с n -ступенчатой коробкой передач, передаточные числа которой образуют геометрическую прогрессию.

Согласно уравнениям (5.1)

$$\chi = \frac{M_{д\min}}{M_{дн}} = \frac{i_1 F_{к\min}}{i_n F_{к\max}} = q ,$$

т.е. наименьший коэффициент нагрузки двигателя при его работе на тракторах с n -ступенчатой коробкой передач равен знаменателю геометрической прогрессии.

При заданном диапазоне сил тяги и минимальном коэффициенте нагрузки двигателя найдем рациональное число передач.

Увеличение числа ступеней коробки перемены передач, как видно из формулы, приводит к увеличению знаменателя геометрической прогрессии передаточных чисел, т.е. к повышению минимального коэффициента загрузки двигателя. При бесконечно большом числе передач в бесступенчатой коробке коэффициент нагрузки двигателя теоретически высший и равен 1, т.е. теоретически двигатель работает

на номинальном режиме с наименьшим расходом топлива на единицу производимой работы.

В настоящее время тракторы, как правило, имеют три диапазона скоростей; пониженные, рабочие и транспортные. Движение трактора в диапазоне пониженных скоростей определяется технологическими операциями, например, рассадочными работами, прокладкой дренажа и т.д., требующими малых скоростей в пределах 0.1-1 м/с. Если пониженный диапазон имеет ряд скоростей $V_{п1}, V_{п2}, \dots, V_{пn}$, передаточные числа соответственно равны.

$$i_{п1} = \frac{\omega_{д.н.} r_k}{V_{п1}}; \dots; i_{пn} = \frac{\omega_{д.н.} r_k}{V_{пn}}.$$

диапазон рабочих скоростей движения является основным для современных тракторов и находится в пределах 2.5-4.1 м/с. Передаточные числа диапазона рабочих скоростей оборудованных ступенчатыми коробками передач, подбирают по закону геометрической прогрессии. В этом случае

$$i_{р1} = \frac{F_{к.н} r_d}{M_{д.н} \eta_{мп} \eta_z},$$

$$i_{р2} = q \cdot i_{р1}; i_{р3} = q \cdot i_{р2} = q^2 \cdot i_{р1}; \dots; i_{рn} = q \cdot i_{рn-1}.$$

С другой стороны передаточное число низшей передачи диапазона рабочих скоростей определим из кинематических соотношений:

$$i_{р1} = \frac{(\omega_{д.н} r_d)}{V_{р1}}.$$

Диапазон транспортных скоростей движения также подчиняется закону геометрической прогрессии, однако знаменатель геометрической прогрессии этого диапазона q_t диапазона рабочих скоростей движения. Как правило, число транспортных передач значительно меньше числа рабочих, и следовательно $q_t < q_p$, т.е. минимальный коэффициент χ_{\min} нагрузки двигателя меньше, чем при движении на рабочих передачах. Диапазон транспортных скоростей движения трактора находится в пределах 4...9.5 м/с при числе передач 2...3.

Знаменатель геометрической прогрессии равен.

$$\frac{V_{m1}}{V_{m2}} = \frac{V_{m2}}{V_{m3}} = \dots = \frac{V_{mn}}{V_{m(n-1)}} = q_m.$$

3.8. Построение тяговой характеристики МЭС.

Тяговой характеристикой энергосредства называют график, по оси абсцисс которого отложены значения силы тяги на крюке $F_{кр}$ (или касательной силы тяги F_k), а по оси ординат – соответствующее значения крюковой мощности трактора $P_{кр}$, полезной мощности на валу отбора мощности энергосредства $P_{вом}$, потери от буксования движителей, часовой и удельный расходы топлива G_T и g_e , действительная скорость движения V_d , тяговый или общий КПД трактора η_T , η (рис.3.10).

Тяговые характеристики строят применительно к установившимся режимам работы энергосредства и при движении его по горизонтальному участку. Тяговую характеристику можно построить путем использования данных испытаний энергосредства и расчетным путем. В первом случае ее называют экспериментальной тяговой характеристикой и она предназначена для определения указанных выше качеств проектируемого энергосредства. Тяговые характеристики строят для конкретных типичных почвенных фонов (стерня суглинка нормальной влажности).

Для построения теоретической тяговой характеристики необходимы следующие исходные данные.

1. Агротехнические требования, предъявляемые к трактору: σ_0 - предел прочности грунта на одноосное сжатие, f_n $f_{ск}$ – коэффициенты трения грунта; K_τ - коэффициент деформации; K – коэффициент объемного смятия грунта; $\tau_{ср}$ - напряжения среза; ω - влажность; набор агрегируемых машин и орудий (диапазон тяговых сопротивлений $F_{кр.max}$ - $F_{кр.min}$); диапазон скоростей движения (пониженный, рабочий, транспортный).
2. Данные тягового расчета проектируемого трактора: масса трактора, тип движителя с параметрами ходового аппарата (колесный r_0 , b , $P_{ш}$, h_2 , t ; гусеничный r_k , L , b , h_2 , t_2): коэффициенты полезного действия ходовой части η_2 , трансмиссии $\eta_{тр}$ и др.
3. Регуляторная характеристика двигателя. В случае установки на проектируемое энергосредство нового двигателя эту характеристику строят аналитически, графически или в виде табличных данных.
4. Буксование движителя. Если имеется прототип проектируемого энергосредства одинакового класса, массы и с подобным движителем, то используют зависимость коэффициента буксования от силы тяги на крюке, полученной при испытаниях прототипа. Если проектируют

трактор, который не имеет прототипа среди реальных энергосредств, то зависимость коэффициента буксования от силы тяги на крюке (касательной силы тяги) может быть определен графически, или аналитически $\delta = f(G, L, b, \sigma_o, \dots)$ или табличные данные.

Порядок построения.

1. Обозначим начало координат квадранта I точкой O и отложим справа на оси абсцисс в выбранном масштабе силы тяги на крюке $F_{кр}$, а слева силу сопротивления движению $F_{сnp} = fgm_э$ (f – коэффициент сопротивления движению; $m_э$ – эксплуатационная масса энергосредства). Полученная точка O_1 является началом координат для отсчета касательной силы тяги $F_k = F_{кр} + F_{сnp}$.
2. В квадранте I в соответствующем масштабе строим кривую буксования $\delta = f(F_{кр})$ или $\delta = f(F_k)$, причем значения δ откладываем в долях единицы или процентах.
3. В квадранте III строим регуляторную характеристику двигателя в функции от крутящего момента откладываем по оси ординат вниз от точки O, а значения эффективной мощности двигателя P_e , часового расхода топлива G_T и угловой скорости коленчатого вала двигателя ω_d – по оси абсцисс влево от точки O. На оси моментов откладываем характерные точки, соответствующие номинальному $M_{д.н.}$ и максимальному $M_{д.мах}$ крутящим моментам двигателя. Соответствующие $M_{д.н.}$ значения $P_{e.н.}$, $G_{тмах}$, $\omega_{д.н.}$ характеризуют номинальный режим работы двигателя.
4. В квадранте IV строим лучевую диаграмму зависимостей:

$$F_k = F_{кр} + F_{сnp} = \frac{\eta_{тр} \eta_e M_d i}{r_d},$$

где i – передаточное число трансмиссии; r_d – динамический радиус колеса.

Радиус можно подсчитать по эмпирической формуле:

$$r_d = 0.5d + (0.80 \div 0.85)b.$$

Поскольку зависимость между F_k и M_d линейна, для построения каждой передачи необходимо определить две точки, через которые можно провести прямую. Очевидно, что при $M_d = 0$, $F_k = 0$ для всех передач. Координаты второй точки можно получить, приняв

$$M_d = M_{д.н.}$$

В квадранте I строим кривые тягового КПД энергосредства:

$$\eta_m = \eta_{тр} \eta_e \eta_{сnp} \eta_\delta.$$

При построении обычно принимают произведение $\eta_{mp}\eta_z$ постоянным, не зависящим от включаемой передачи тогда,

$$\eta_T = \eta_{mp}\eta_z \left(1 - \frac{F_{cnp}}{F_k}\right)(1 - \delta).$$

очевидно, что $\eta_m=0$ при $F_{cnp}=F_k$ т.е. холостом ходе энергосредства, и при $\delta=1$, т.е. при большом буксовании и полной остановке.

Чтобы построить кривые тягового КПД, необходимо для нескольких значений F_{kp} (не менее 5-ти точек) определить соответствующие значения F_{cnp} и F_k .

$$P_{kp} = \eta_m P_e.$$

5. В квадранте I строим кривые мощности на крюке $P_{kp} = \eta_m P_e$ (на рис.3.10 показано построение кривой мощности на крюке на второй передаче.). С этой целью необходимо для нескольких значений F_{kpi} (не менее 5-7 точек, причем три-четыре точки в зоне номинального усилия на крюке для данной передачи, полученного при тяговом расчете) определить соответствующие значения η_{mi} и P_{ei} и затем подсчитать значение P_{kpi} .

Для определения η_{mi} и P_{ei} восстанавливаем перпендикуляр из точки А до пересечения с кривой тягового КПД. Отрезок АВ и представляет собой величину η_{pi} . Затем опускаем перпендикуляр из точки А до пересечения с соответствующим лучом данной передачи. Отрезок АС будет характеризовать крутящий момент двигателя, соответствующий усилию на крюке на данной передаче. Затем, проведя из точки С прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой P_e , найдем соответствующее значение эффективной мощности двигателя P_{ei} (отрезок ЕД) и величины ω_{di} и G_{mi} (отрезки ЕК и ЕМ), необходимые для построения кривых действительных скоростей движения, часового и удельного расхода топлива. Определив эти величины для пяти-десяти значений F_{kp} , построим кривую P_{kp} для данной передачи. Очевидно, что все кривые начинаются в одной точке при $F_k = F_{cnp}$ или $F_{kp} = 0$ поскольку η_m в этой точке равен нулю ($\eta_{cnp} = (1 - F_{cnp}/F_k) = 0$). Аналогичные построения проводим и для других передач.

6. В квадранте I строим зависимости действительной скорости движения от усилия на крюке на различных передачах. Для этого воспользуемся следующей формулой:

$$V_{\delta} = \frac{2\pi\omega_0 r_{\delta}}{i} (1 - \delta).$$

Значение V_{∂} определяли для точек F_{kpi} на данной передаче (на рис.3.10 отрезок ЕК) представляет собой угловую скорость коленчатого вала двигателя, соответствующую усилию на крюке F_{kpi} на данной передаче. Затем откладываем в соответствующем масштабе подсчитанные по формуле $V_{\partial i}$. Аналогичные операции производим для всех выбранных значений F_{kpi} на данной передаче и в целом для всех передач энергосредства.

7. Кривую часового расхода топлива для различных передач строим в квадранте I. С этой целью для всех выбранных значений F_{kpi} на данной передаче откладываем по оси ординат в масштабе соответствующие значения часового расхода топлива. Отрезок ЕМ представляет собой часовой расход топлива, соответствующий усилию на крюке F_{kpi} . Кривые часового расхода начинаются в точке L с координатами $F_k=0$ и $G_m = G_{m.x}$.

8. Для построения кривой удельного расхода топлива воспользуемся формулой

$$g_{kp} = \frac{G_m}{P_{kp}} \cdot$$

Следует отметить, что кривая удельного расхода топлива резко возрастает при малых значениях мощности на крюке. Это обстоятельство показывает степень эффективности использования топлива. Чем больше мощность на крюке, тем меньше количество топлива необходимо затратить га 1 кВт/ч;

$\lim_{P_{kp} \rightarrow 0} g_{kp} = \infty$. Поэтому кривые строят для значений $F_{kp} \neq 0, P_{kp} \rightarrow 0$.

левание различных сопротивлений, возникающих при движении, то в общем случае уравнение мощностного баланса имеет следующий вид: $N_e = N_o + N_{mp} + N_\delta + N_f \pm N_i \pm N_j + N_{KP} + N_{np} + N_{BOM} + N_\Gamma + N_{\Gamma com}$, где: N_o – затраты мощности на обслуживание систем энергосредства и улучшение условий труда водителя;

N_{Tp} – мощность, затрачиваемая на преодоление трения (механические потери) в механизмах трансмиссии трактора, передающих вращение от коленчатого вала двигателя ведущим органам;

N_δ – затраты мощности на буксование ведущих органов;

N_f – затраты мощности на качение трактора;

N_i – затраты мощности на преодоление подъемов;

N_j – затраты мощности на изменение скорости движения тракторного агрегата;

N_{kp} – тяговая мощность, затрачиваемая на перемещение рабочих машин и транспортных тележек, прицепляемых к крюку трактора или буксируемых иным способом;

N_{np} – затраты мощности на преодоление трения (механические потери) в приводе вала отбора мощности;

$N_{вом}$ – затраты мощности на вращение механизмов, присоединяемых к валу отбора мощности;

N_Γ – мощность, израсходованная в приводе гидросистемы отбора мощности активных рабочих органов сельскохозяйственных машин; $N_{\Gamma com}$ – затраты мощности на вращение гидрофицированных рабочих органов сельскохозяйственных машин.

Мощности N_i и N_j вводят в формулу с разными знаками в зависимости от того, движется ли трактор на подъем или под уклон, ускоренно или замедленно. При подъеме и разгоне перед этими мощностями ставят знак плюс, при спуске и замедлении – знак минус. При установившемся движении на горизонтальной дороге мощности N_i и N_j – равны нулю.

Общий КПД трактора при установившемся движении на горизонтальном участке

$$\eta = (N_{KP} + N_{BOM} + N_{\Gamma com}) / N_e.$$

При стационарной работе

$$\eta = \eta_{np},$$

где η_{np} – КПД привода вала отбора мощности, гидросистемы отбора мощности или шкива в зависимости от того, какой из этих механизмов действует в данном случае.

Тяговый КПД трактора при тех же условиях движения

$$\eta_{\text{тяги}} = N_{\text{кр}} / [N_e - (N_{\text{пр}} + N_{\text{ВОМ}} + N_{\text{Г}} + N_{\text{Гсom}})]$$

При работе трактора без использования вала и гидросистемы отбора мощности:

$$\eta_{\text{тяги}} = N_{\text{кр}} / N_e$$

Тяговый КПД трактора можно представить в следующем виде:

$$\eta_{\text{тяги}} = \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_f,$$

где: $\eta_{\text{тр}}$ – КПД, учитывающий механические потери в трансмиссии;
 η_{δ} – КПД, учитывающий потери на буксование ведущих колес;
 η_f – КПД, учитывающий потери на качение трактора.

Каждый из перечисленных коэффициентов можно определить в процессе опыта или расчета. Коэффициент $\eta_{\text{тр}}$ можно определить в лаборатории, оборудованной специальными испытательными стендами, или непосредственно во время работы трактора в поле. Чтобы найти его значение в полевых условиях, нужно одновременно замерять крутящий момент M_k двигателя и ведущий момент $M_{\text{вед}}$ с помощью ротационных динамографов, один из которых устанавливают между двигателем и коробкой передач, а остальные – на ведущих колесах. Искомое значение

$$\eta_{\text{тр}} = M_{\text{вед}} / (M_i \cdot i_{\text{тр}}).$$

где $i_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии во время опытов.

Коэффициент η_{δ} определяют из выражения $\eta_{\delta} = 1 - \delta$. Для этого необходимо знать коэффициент δ буксования ведущих колес в заданных условиях работы. Экспериментально его можно установить по рассмотренному выше методу. Рассчитать коэффициент δ можно только ориентировочно по тем или иным эмпирическим формулам. КПД, учитывающий потери на качение трактора,

$$\eta_f = P_{\text{кр}} / (P_{\text{кр}} + P_f) = P_{\text{кр}} / P_k.$$

Для нахождения η_f опытным методом необходимо замерять одновременно силы P_k и $P_{\text{кр}}$. Первую из них определяют по ведущему моменту, который замеряют ротационные динамографы, установленные на соответствующих валах. Значение второй силы записывает тяговый динамограф, размещенный между трактором и грузочным устройством, создающим тяговое сопротивление. Применяя электрическое суммирование показаний ротационных и тягового динамографов, можно по ленте измерительного прибора записать с достаточной точностью итоговые значения сопротивления качению.

При расчетном методе определения сопротивления качению используют уравнение $P_f = fG$, а входящий в это уравнение коэффициент сопротивления качению f выбирают по справочным данным в соответствии с типом трактора и заданными почвенными условиями.

Расчеты и опыты по определению тягового КПД трактора и его составляющих проводят применительно к установившейся работе на горизонтальном участке, когда тяговое сопротивление приложено к прицепному крюку и направлено параллельно поверхности пути, а вал отбора мощности не использован.

В условиях сельскохозяйственного производства с его разнообразными зональными и отраслевыми особенностями приходится выполнять от сравнительно легких работ до весьма тяжелых. Из анализа потенциальной тяговой характеристики следует, что для выполнения этих работ с высоким тяговым КПД необходимо иметь тракторы разных классов, каждому из которых должна быть отведена определенная тяговая зона.

Принцип тяговых классов положен в основу построения принятой в Республике Беларусь системы машин, в частности тракторов (так называемого типажа). Согласно этому принципу разработано несколько классов, каждому из которых соответствует определенная номинальная сила тяги на крюке. Эту силу тяги трактор должен развивать на невзлущенной стерне нормальной влажности (примерно 15–18%) и средней твердости (на черноземе или суглинке); причем буксование ведущих органов не должно выходить за установленные допустимые пределы: 18% для тракторов с колесной формулой 4x2; 16% для тракторов с колесной формулой 4x4; 5% для гусеничных тракторов.

Такое построение типажа позволяет удовлетворить все потребности народного хозяйства тракторами сравнительно небольшого числа классов при рациональном использовании каждого. Внутри класса на основе так называемых базовых моделей создаются разнообразные модификации, отличающиеся теми или иными конструктивными особенностями в зависимости от предъявляемых к ним специфических требований.

Тракторы промышленного назначения применяют главным образом в условиях, существенно отличающихся от условий работы тракторов сельскохозяйственного назначения. Поэтому понятие о номинальной силе тяги к ним неприменимо. Обычно за номинальную силу тяги мощных гусеничных тракторов промышленного назначения

принимают величину $(0,8... 1,0)g m_0$, где m_0 —эксплуатационная масса трактора.

Максимальному значению тягового КПД трактора соответствует точка потенциальной характеристики, в которой сумма мощностей $N_\delta + N_f$ затрачиваемых на буксование и качение, имеет минимальное значение. Следовательно, в указанной точке произведение коэффициентов полезного действия $\eta_f \eta_\delta$ достигает наибольшего значения. Сила тяги на крюке, соответствующая максимуму КПД, может иметь различные значения в зависимости от почвенных условий.

Рассмотрим изменение кривых тяговых мощностей для тракторов со ступенчатыми трансмиссиями. Для этого построим графики, на которых наряду с потенциальными нанесем тяговые характеристики на отдельных передачах (рисунок 3.11). Потенциальные характеристики изобразим на них штриховой линией, характеристики на отдельных передачах— сплошными, а номера передач укажем римскими цифрами.

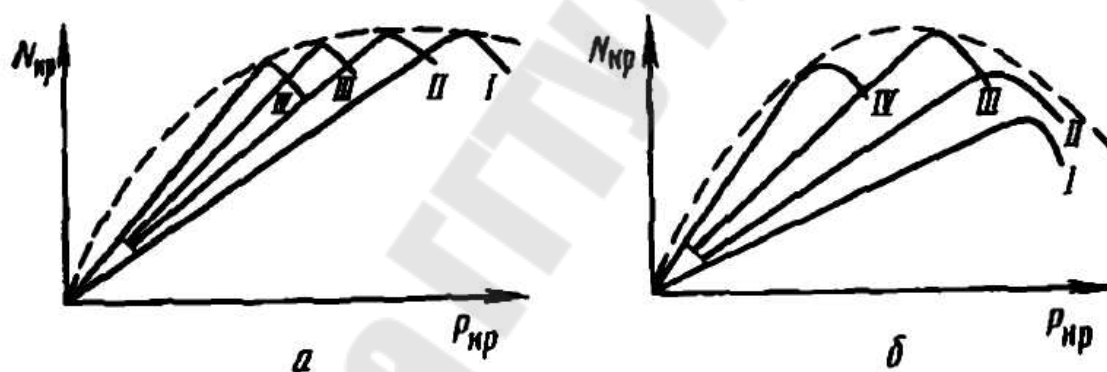


Рисунок 3.11. Кривые тяговых мощностей для тракторов со ступенчатыми трансмиссиями.

При работе трактора на какой-либо передаче его тяговая мощность растет по мере увеличения нагрузки на крюке, начиная от нуля при холостом ходе до максимального значения N_{kpmax} . Если рост тяговой мощности не прекращается преждевременно из-за повышенного буксования движителей, то она достигает максимального значения N_{kpmax} , когда двигатель развивает номинальную мощность N_H . В этом случае точка N_{kpmax} лежит на потенциальной тяговой характеристике.

На рисунке 3.11, а точки N_{kpmax} на всех передачах расположились указанным образом. При дальнейшем увеличении силы тяги на крюке начинается перегрузка двигателя, мощность его падает, в

результате чего снижается также тяговая мощность. Изменение кривых тяговых мощностей, показанное на рисунке 3.11, а, характерно для работы в условиях достаточного сцепления движителей трактора с почвой; оно типично для гусеничных тракторов.

При повышенном буксовании ведущих органов тяговая мощность может начинать снижаться еще до реализации номинальной мощности двигателя. Увеличение силы тяги на крюке приводит к столь значительному падению скорости движения, что тяговая мощность уменьшается, несмотря на продолжающийся рост загрузки двигателя. В этих условиях значение максимальной тяговой мощности Лифтах располагается ниже потенциальной тяговой характеристики.

На рисунке 3.11, б из четырех приведенных кривых только на двух, полученных на третьей и четвертой передачах, точки максимальных тяговых мощностей лежат на потенциальной характеристике. На остальных двух кривых, полученных на первой и второй передачах, точки максимальных тяговых мощностей расположились под потенциальной характеристикой, так как на этих передачах тяговая мощность начала снижаться еще до того, как была достигнута полная загрузка двигателя. На первой передаче полностью загрузить двигатель оказалось невозможным. Примерно такое расположение точек характерно для работы колесных тракторов на мягких почвах.

Обычно на тяговые характеристики, помимо рассматриваемых кривых, наносят еще кривые расхода топлива. Тяговые характеристики считают основным техническим документом трактора и широко используют для различных исследовательских и эксплуатационных расчетов.

4. Основы проектирования агрегатов трансмиссии и ходовой части МЭС.

4.1. Особенности конструкции и расчета основных параметров муфт сцепления

Классификация и общие сведения.

Муфта сцепления предназначена для плавного отсоединения и присоединения коленчатого вала двигателя и трансмиссии трактора при работающем двигателе, для обеспечения безударного переключения передач в коробке передач и плавного трогания трактора с места. Муфта сцепления позволяет плавно нагружать двигатель и предохраняет его от заглохания, а трансмиссию трактора от чрезмерных перегрузок и ударов при трогании с места и движении тракторного агрегата с резко меняющимся режимом нагружения; ею пользуются также и для кратковременных остановок трактора при работающем двигателе.

Муфты сцепления бывают механическими и гидравлическими (гидромуфты). На отечественных тракторах применяют механические фрикционные муфты сцепления. По направлению перемещений рабочих элементов эти муфты разделяют на осевые и радиальные. В зависимости от формы рабочих элементов осевые муфты разделяют на дисковые и конусные, радиальные – на колодочные и ленточные, а по состоянию поверхностей рабочих элементов – на сухие и «мокрые» (последние работают в масляной ванне). На отечественных тракторах применяют дисковые фрикционные муфты сцепления, работающие в условиях сухого трения. «Мокрые» муфты применяют в качестве составных узлов других агрегатов трансмиссии трактора, например коробок передач с переключением на ходу. Эти муфты позволяют работать с большими удельными давлениями, а, следовательно, снижать габариты и вес агрегатов трансмиссии трактора. Кроме того, в них обеспечивается лучший отвод тепла от рабочих поверхностей трения.

В зависимости от числа работающих дисков различают одно-, двух- и многодисковые муфты сцепления. Количество дисков в муфте сцепления определяется главным образом величиной передаваемого крутящего момента. По конструкции нажимного устройства, сжимающего фрикционные диски, тракторные муфты сцепления разделяют на постоянно и непостоянно замкнутые. При отсутствии воздействия на механизм управления в муфтах сцепления первого типа фрикционные диски находятся в замкнутом состоянии (за счет пред-

варительно сжатых пружин), а в муфтах сцепления второго типа – в свободном состоянии.

На ряде тракторов энергия двигателя муфтой сцепления разделяется на два самостоятельных потока, один из которых поступает на трансмиссию трактора, а другой – на привод системы механизмов рабочих органов навесных или прицепных машин-орудий. В соответствии с этим тракторные муфты сцепления разделяют на однопоточные, в которых крутящий момент двигателя передается только через фрикционный механизм, при размыкании которого происходит остановка как трактора, так и всех приводов рабочих органов навесных и прицепных машин-орудий, и двухпоточные, в которых происходит разделение крутящего момента двигателя на два независимых друг от друга потока. Применение двухпоточных муфт сцепления увеличивает гибкость управления тракторным агрегатом и его маневренность, а также обеспечивает возможность переключения передач трактора без остановки машин-орудий и последовательный разгон их рабочих органов.

В зависимости от конструктивного выполнения двухпоточные муфты сцепления могут быть одинарными и двойными. К одинарным двухпоточным муфтам сцепления относятся те, в которых через фрикционный механизм передается крутящий момент, направляемый на трансмиссию трактора, а момент на привод ВОМ передается через ведущие детали муфты сцепления или отдельный вал, связанный непосредственно с коленчатым валом или маховиком двигателя. К двойным двухпоточным муфтам сцепления относятся те, в которых в одном картере смонтированы два самостоятельных фрикционных механизма – муфта привода трансмиссии и муфта привода ВОМ. В таких конструкциях муфту, передающую крутящий момент двигателя на трансмиссию трактора, принято называть главной муфтой сцепления, в отличие от второй муфты, называемой муфтой сцепления привода ВОМ. Ввиду того, что фрикционные механизмы и механизмы управления однопоточных и одинарных двухпоточных муфт сцепления однотипны, условимся называть их в дальнейшем одинарными муфтами сцепления, а двойные двухпоточные – просто двойными.

Схемы муфт сцепления приведены на рис. 4.1. Ведущую часть одинарной муфты сцепления постоянно замкнутого типа (рис. 4.1, а) образуют маховик 1 двигателя, кожух 2 и нажимной диск 3. Между торцевой поверхностью маховика и нажимным диском зажат ведомый диск 14. На нажимной диск опираются пружины 4, прижимаю-

щие нажимной и ведомый диски к торцовой поверхности маховика, вследствие чего муфта сцепления находится постоянно во включенном (замкнутом) состоянии. При выключении муфты усилие педали 9 передается отводке 5, преодолевая противодействие пружины 11, и далее отжимным рычагам 12, оси которых закреплены на кожухе. Отжимные рычаги другими своими концами, соединенными посредством отжимных болтов 13 с нажимным диском, сжимают пружины 4, вследствие чего нажимной диск отходит от ведомого диска, и муфта сцепления выключается. Для быстрой остановки вала 10 муфты служит тормозок, один из дисков которого – диск 6 – жестко соединен с валом, а другой – диск 8 – через пружинные тяги 7 связан с отводкой и может вместе с ней перемещаться вдоль оси вала. В момент выключения муфты диски тормозка соприкасаются между собой, что и способствует быстрой остановке вала.

В муфтах сцепления непостоянно замкнутого типа (рис. 4.1,б) ведущий диск 2 размещен между ведомым 4 и нажимным 5 дисками, вращается вместе с маховиком 1 и может перемещаться относительно последнего в осевом направлении. Ведомый диск неподвижно закреплен на валу 3 муфты. Нажимной диск насажен на зубчатый венец ступицы ведомого диска и вращается вместе с последним. Кроме того, он может в небольших пределах перемещаться относительно ведомого диска в осевом направлении. Включенное или выключенное состояние муфты зависит от положения двуплечих рычагов 6 нажимного механизма, имеющих ось качания на крестовине 7.

Определение основных размеров муфт и проверка их на износ.

Задачей расчета фрикционных муфт сцепления является определение числа и размеров поверхностей трения, необходимых для передачи крутящего момента, силы нажатия на них, передаточного числа привода управления и размеров деталей муфты.

Размеры муфты сцепления рассчитывают, исходя из возможности передачи ею крутящего момента, несколько превышающего момент двигателя. Это необходимо для обеспечения надежной передачи момента двигателя на трансмиссию при замасливания дисков, некоторого износа поверхностей трения или потери упругости нажимных пружин. Расчетный момент трения муфты

$$M_M = \beta M_\delta,$$

где: β – коэффициент запаса муфты;

M_δ – крутящий момент двигателя.

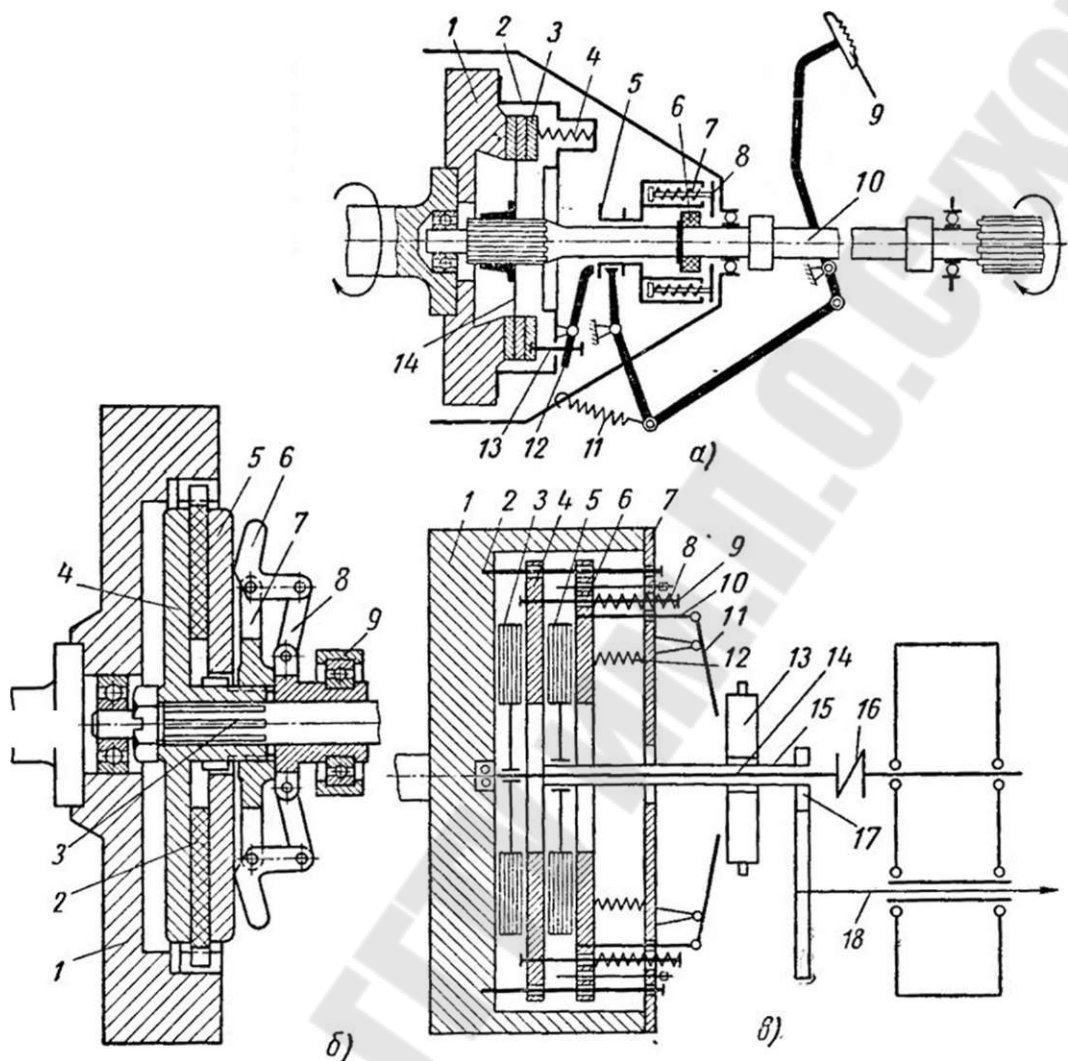


Рисунок 4.1. Схема муфт сцепления:

а – одинарная муфта постоянного замкнутого типа; б – муфта сцепления непостоянно замкнутого типа; в – двойная муфта сцепления с последовательным управлением.

При расчете муфт сцепления сельскохозяйственных тракторов момент двигателя M_D принимается равным номинальному моменту M_H . К выбору значения коэффициента запаса β необходимо подходить осторожно. Недостаточный коэффициент запаса не может гарантировать надежной передачи крутящего момента, а при слишком большом его значении муфта сцепления перестает выполнять роль предохранительного устройства, предотвращающего перегрузку трансмиссии при резком изменении режима работы. Кроме того, при повышенном коэффициенте запаса требуется большая сила нажатия на диски, увеличение числа или размеров поверхностей трения. Пер-

вое влечет за собой рост силы, необходимой для управления муфтой сцепления, а второе – увеличение металлоемкости конструкции.

До настоящего времени нет надежных аналитических методов определения коэффициента запаса β . Предлагаемые методики, в основу которых положены различные допущения, дают более или менее удовлетворительные результаты только для некоторых частных случаев.

При предварительных расчетах муфт сцепления коэффициент запаса β выбирают:

- для постоянно замкнутых муфт транспортных тракторов $\beta = 1,5 \dots 2,5$;

- для сельскохозяйственных тракторов постоянно или непостоянно замкнутых муфт сцепления, имеющих компенсационные пружины, $\beta = 2,5 \dots 3,5$;

- для непостоянно замкнутых муфт сцепления $\beta = 3,5 \dots 4,5$.

Выразим расчетный момент трения через силу Q нажатия на поверхности трения:

$$M_M = \beta M_H = \mu Q R_{cp} i,$$

где: μ – коэффициент трения;

R_{cp} – радиус приложения равнодействующей сил трения;

$$R_{cp} = \frac{2 R_2^3 - R_1^3}{3 R_2^2 - R_1^2},$$

R_1, R_2 – внутренний и наружный радиусы поверхностей трения соответственно

i – число пар поверхностей трения.

Необходимая для передачи момента сила Q нажатия на поверхности трения:

$$Q = \frac{\beta M_H}{\mu R_{cp} i}.$$

Коэффициент трения зависит от многих факторов: материала и температуры трущихся поверхностей, их состояния и относительной скорости скольжения, формы и размеров. При расчетах условно принимают коэффициент трения, зависящим только от материала (табл. 4.1).

Таблица 4.1. Коэффициент трения и допускаемое давление для различных материалов

Материал одной из поверхностей трения (вторая – сталь)	Коэффициент трения		Допускаемое давление, МПа	
	Сухое трение	Работа в масле	Сухое трение	Работа в масле
Сталь или чугун	0,15–0,18	0,03–0,07	0,2–0,25	до 1
Райбест	0,3–0,4	—	0,15–0,25	—
Асбокаучук	0,4–0,5	0,1–0,12	0,2–0,25	до 0,3
Асбобакелит	0,35–0,45	0,1–0,12	0,1–0,3	до 0,3
Металлокерамика	0,4–0,5	0,1–0,12	0,4–0,6	до 3

Наружный радиус поверхностей трения R_2 ограничивается размерами маховика и должен быть согласован с ГОСТ 1786–74 на размеры фрикционных накладок. Обычно

$$R_1 = (0,5 \dots 0,7) R_2.$$

Число пар поверхностей трения:

$$i = m + n - 1,$$

где: m, n – число ведущих и ведомых дисков.

Для расчета муфты сцепления при неизвестном числе дисков пользуются следующей методикой.

Момент трения муфты сцепления выражают через давление на поверхности трения, число пар этих поверхностей и их размеры:

$$M_M = \beta M_H = 2\pi\mu R_{cp}^2 bqi,$$

где: b – ширина поверхностей трения;

q – допускаемое давление (выбирают по табл. 4.1).

Из формулы M_M определяют

$$i = \frac{\beta M_H}{2\pi\mu R_{cp}^2 bq}.$$

Износостойкость муфты сцепления нельзя оценивать только по давлению на поверхностях трения. Муфта сцепления, удовлетворительно работающая на одном тракторе, при установке ее на трактор большей массы может оказаться неработоспособной. Поэтому существенное значение имеет определение работы буксования при трогании тракторного агрегата с места:

$$A = \frac{\omega_H^2}{2(1 - 1/\beta)(1/I_d + 1/I_a)}.$$

где: ω_H – номинальная угловая скорость вала двигателя;

I_∂ – суммарный момент инерции маховика и других вращающихся и поступательно-движущихся частей двигателя, приведенный к валу муфты;

I_a – момент инерции тракторного агрегата, приведенный к тому же валу.

С достаточной степенью точности можно принять

$$I_\partial = 1,2I_M,$$

где: I_M – момент инерции маховика.

Момент инерции тракторного агрегата определяют на основании равенства кинетической энергии эквивалентной массы и масс ею заменяемых по формуле

$$I_a = m_a (r_k / u_T)^2,$$

где: m_a – масса тракторного агрегата, равная сумме масс трактора и сельскохозяйственного орудия;

r_k – радиус ведущих колес трактора;

u_T – передаточное число трансмиссии на высшей передаче.

Абсолютная величина работы буксования A не определяет износостойкость муфт сцепления, имеющих разные размеры поверхностей трения, поэтому для получения сопоставимых результатов пользуются удельной работой буксования

$$l = A / F_i,$$

где: F_i – площадь одной поверхности трения.

Для надежно работающих муфт сцепления $l = 500 \dots 600$ кДж/м². Для муфт сцепления с накладками из металлокерамики удельная работа буксования может быть приблизительно в 2 раза больше.

Помимо проверки износостойкости муфты следует проверить ее детали на нагрев. В однодисковых муфтах сцепления наиболее теплонагруженным является нажимной диск, в многодисковых – стальные диски без накладок.

Прирост температуры детали за одно включение муфты сцепления

$$\Delta t = \gamma A / (C m_\partial),$$

где: γ – доля общего количества выделяемой муфтой теплоты, расходуемая на нагрев данной детали;

C – теплоемкость материала детали;

m_∂ – масса нагреваемой детали.

Температура детали за одно включение не должна повышаться более чем на 10–15° С. Абсолютная температура при повторных включениях на поверхностях дисков не должна превышать 200–350°.

Если при проверке на износостойкость и нагрев окажется, что удельная работа трения или температура при нагреве дисков больше допустимых, то нужно изменить размеры муфты сцепления.

Расчет деталей фрикционных муфт.

Диски. Для уменьшения габаритных размеров муфт сцепления, работающих без смазки, используют накладки из материалов, имеющих высокий коэффициент трения. Их крепят к дискам, штампованным из стального листа толщиной 1,5–2 мм. В многодисковых муфтах применяют диски как с фрикционными накладками, так и без них. Фрикционные накладки должны иметь достаточную механическую прочность, износостойкость и сохранять высокий коэффициент трения при резких повышениях температуры.

В настоящее время на тракторных муфтах сцепления используют безасбестовые, текстолитовые и из спеченных фрикционных материалов СФМ (металлокерамические) накладки.

Для придания накладкам необходимых физико-механических качеств в смесь добавляют различные наполнители: барит, шлаковую вату, окись цинка, сурик, окись алюминия и др. Окись цинка и барит, например, повышают износостойкость и теплостойкость накладок, сурик увеличивает коэффициент трения, окись алюминия стабилизирует последний. Смесь предварительно формируют, а затем в специальных прессах при высоком давлении и, температуре ей придается кольцеобразная форма, после чего накладки шлифуют. Размеры этих накладок нормированы ГОСТ 1786–74. Используют и другие методы изготовления накладок – прокатывание (вальцованные), плетение из нитей асбеста и др.

Для соединения накладок с металлическими дисками применяют заклепки из красной меди, латуни или алюминия диаметром 4–6 мм.

Одним из серьезных недостатков приклепывания накладок является небольшой срок службы последних (1500–2000 ч). Толщина новой накладки составляет 3–4,5 мм, а выбраковывается она после того, как в результате износа начинается трение головок заклепок о диски. Таким образом, при этом способе крепления используется только 50–60% всей толщины накладок. Кроме того, при этом расхо-

дуются много цветного металла и приклепывание занимает много времени.

Для устранения указанных недостатков применяют клеевое соединение накладок с дисками, что повышает межремонтный срок службы сцепления.

В многодисковых муфтах сцепления иногда для уменьшения габаритных размеров применяют диски без фрикционных накладок. В этом случае при одинаковых диаметрах и моменте трения муфт число дисков в 1,5 раза увеличивается (меньше коэффициент трения), но общая толщина комплекта дисков в 1,5–2 раза уменьшается, так как толщина стального диска (4–6 мм) в 2–3 раза меньше, чем толщина диска с накладками. Металлоемкость муфты увеличивается.

Для большинства фрикционных накладок характерно уменьшение коэффициента трения с ростом температуры. Температура, вызывающая заметное снижение коэффициента трения и увеличение износа трущихся поверхностей (критическая), составляет, в зависимости от типа связующего вещества, 200–350° С. Работа муфты при достижении ее поверхностями трения критической температуры приводит к выгоранию связующих веществ и разрушению накладок. Этот фактор начинает играть все большую роль с ростом энергонасыщенности тракторов и большой тепло-напряженностью их фрикционных элементов.

Успехи порошковой металлургии позволили создать новые, более тепло- и износостойкие фрикционные материалы, которые обладают рядом преимуществ. Эти накладки более износостойки, теплопроводны, имеют более высокий и стабильный коэффициент трения, допускают работу при больших давлениях на поверхностях трения, могут работать в масле.

Для муфт сцепления, работающих в условиях сухого трения, поверхности трения дисков выполняют гладкими. У муфт, работающих в масле, на поверхностях трения имеются канавки, которые изготавливают при формовке накладок, либо нарезают на готовом диске. Канавки обеспечивают смазку, охлаждение и удаление продуктов износа с поверхностей трения дисков.

Исследования показывают, что при радиальных канавках (рис. 4.2, а), из-за расклинивающего действия струи жидкости, уменьшается передаваемый муфтой момент. Вместо полужидкостного трения в таких конструкциях в определенных условиях возникает жидкостное трение.

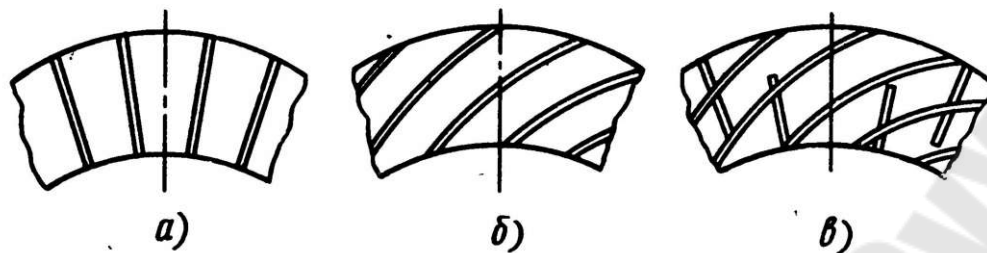


Рисунок 4.2. Расположение канавок на дисках:
 а – радиальное; б – спиральное; в – радиальное и спиральное.

Спиральные канавки (рис. 4.2, б) обеспечивают полужидкостное трение, но условия охлаждения трущихся поверхностей при них хуже.

Хорошие результаты дают диски при сочетании радиальных и спиральных канавок (рис. 4.2, в). При изготовлении дисков и монтаже необходимо предусмотреть, чтобы направление спиралей было противоположным направлению вращения диска.

Общая площадь канавок составляет приблизительно 30% общей поверхности трения диска. Канавки делают глубиной приблизительно 0,5 мм, шаг спирали 1,5–2 мм. Если изготовить накладки большого диаметра трудно, их выполняют в виде отдельных сегментов.

Стальные диски, работающие в масле, изготовляют из стали 40, 45, 65Г с твердостью после термообработки и термофиксации при температуре 500–570° С не менее HRC 40. Их поверхности трения выполняют гладкими.

В процессе работы трактора в трансмиссии возникают крутильные колебания. Поскольку трансмиссия представляет собой много-массовую колебательную систему, соединенную упругими валами, она обладает рядом собственных частот колебаний различных форм. Возникающие при определенных условиях резонансные явления могут привести к росту амплитуд напряжений в деталях.

Для снижения уровня крутильных колебаний в валах муфты сцепления или ведомых дисках устанавливают гасители. В гасителях крутильных колебаний имеется упругий элемент, смонтированный между ведомым диском муфты сцепления и валом. За счет деформации этого упругого элемента обеспечивается относительное перемещение ведущих и ведомых элементов. Возникающие при этом силы, трения способствуют рассеиванию энергии колебательного процесса.

Наибольшее распространение получили пружинно-фрикционные механизмы, у которых роль упругих элементов играют цилиндрические или пластинчатые пружины, резиновые элементы,

смонтированные между ведомым диском и фланцем вала муфты сцепления.

Рассеивание энергии крутильных колебаний происходит за счет трения между фланцем ступицы и дисками. В некоторых конструкциях для увеличения сил трения и эффективности демпфирования устанавливают фрикционные накладки.

Нажимные диски являются ведущими элементами. Их соединяют с маховиком через его кожух или при помощи направляющих пальцев, шпилек, сухарей. Для улучшения теплоотвода нажимные диски делают достаточно массивными, по их торцовой поверхности иногда располагают радиальные или спиральные канавки для циркуляции воздуха. Требованиям хорошего отвода тепла и достаточной жесткости должны удовлетворять также и средние ведущие диски двухдисковых муфт сцепления, теплонапряженность которых приблизительно вдвое выше, чем у нажимных дисков.

Важным условием для двухдисковых и многодисковых муфт сцепления является обеспечение «чистоты» выключения. В многодисковых муфтах трущиеся поверхности при выключении разъединяются под действием сил упругости самих дисков, в однодисковых муфтах – принудительно, с помощью нажимных рычагов, отчего «чистота» выключения последних выше. В двухдисковых муфтах для обеспечения «чистоты» выключения применяют специальные приспособления.

Нажимные и средние диски изготавливают обычно из серого или хромованадиевого чугуна. Толщину диска определяют из условий нагрева. Зная наружный и внутренний радиусы и задаваясь допустимым приростом температуры, можно найти толщину нажимного диска.

В многодисковых муфтах ведущие и ведомые диски соединяют с наружными или внутренними барабанами шлицами. Последние рассчитывают на смятие. Допускаемое напряжение смятия при действии номинального момента двигателя $[\sigma_{CM}] = (3...4)$ МПа.

Валы. Конструкции валов и нагрузки, которые они воспринимают, определяются типом муфты сцепления, условиями эксплуатации и общей компоновкой трактора. При расположении муфты на маховике отдельно от коробки передач ее вал должен быть соосен с валом двигателя. В большинстве случаев соосность обеспечивается установкой двух подшипников, один из которых монтируют в расточке маховика или коленчатого вала, а другой – в картере муфты сцепле-

ния. Для центрирования подшипников при соединении картеров муфты сцепления и маховика обычно *устанавливают* направляющие штифты. Несоосность валов не *должна* превышать 0,1...0,2 мм, что необходимо проверять после сборки.

Валы муфт рассчитывают на кручение по номинальному моменту двигателя:

$$\tau_K = M_H / (0,2d^3) \leq [\tau_K],$$

где: d – диаметр наименьшего сечения вала.

Допускаемое напряжение $[\tau_K] = 80...100$ МПа обеспечивает примерно трехкратный запас по пределу текучести.

Шлицевые соединения рассчитывают на смятие. Допускаемое напряжение при этом не должно превышать 25 МПа. Обычно шлицы имеют эвольвентный профиль. Валы и шлицы следует проверять на кратковременные максимальные нагрузки. С учетом влияния упругости деталей расчетный момент принимают равным удвоенному моменту трения муфты сцепления. Допускаемое напряжение не должно превышать предела текучести. Валы муфт сцепления изготавливают из углеродистых сталей с последующей термической обработкой (сталь 40Х, HRC 35-40; сталь 45, HRC 40–50; сталь 33ХСА, HRC 48–56 и др.)

Пружины. В постоянно- и непостояннозамкнутых муфтах *сцепления* применяют цилиндрические, конические, тарельчатые и другие пружины. Они воздействуют на диски непосредственно или через рычажный механизм. При выключении муфты сцепления нажимные пружины дополнительно деформируются, отчего напряжение в них повышается. Дополнительная осадка пружин равна перемещению нажимного диска, необходимого для разобщения трущихся поверхностей.

Обычно осадка пружины при включении муфты сцепления возрастает приблизительно на 20%, поэтому за расчетную принимают силу $Q' = 1,2Q$. При выключении муфты зазор между соседними витками пружины должен быть не менее 1 мм.

Число рабочих витков пружины

$$n = \frac{dG}{8D^3c},$$

где: d – диаметр проволоки;

G – модуль сдвига; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

D – средний диаметр пружины;

c – жесткость пружины (для применяемых пружин $c = 50 \dots 90$ Н/мм).

Обычно $n = 8 \dots 12$.

Пружины изготавливают из углеродистой стали (сталь 85), марганцовистой, кремнистой или пружинной проволоки. Рассчитывают их на статические нагрузки по формулам, приведенным в табл. 4.2 ($[\tau_K] = 500 \dots 600$ МПа).

Таблица 4.2. Формулы для расчета пружин муфт сцеплений

Пружина	Сечение проволоки	Напряжение τ_K	Деформация λ															
Коническая 		$\frac{16Fr_2}{\pi d^3}$	$\frac{16Fn(r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2)}{d^4G}$															
		$\frac{Fr_2}{vd^3}$	$\frac{2F\Delta n(r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2)}{a^4G}$															
Цилиндрическая 		$\frac{8FD}{\pi d^3}$	$\frac{8FD^3n}{d^4G}$															
		$\frac{8FD}{\pi a^3}$	$2,32 \frac{FD^3n}{a^4G}$															
Примечание. F – сила, действующая на пружину; n – число рабочих витков; v и Δ – коэффициенты, зависящие от отношения a/b : <table style="margin-left: 40px; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding-right: 10px;">a/b</td> <td style="padding-right: 10px;">1</td> <td style="padding-right: 10px;">1,5</td> <td style="padding-right: 10px;">1,75</td> <td>2...</td> </tr> <tr> <td>v</td> <td>0,208</td> <td>0,231</td> <td>0,139</td> <td>0,236...</td> </tr> <tr> <td>Δ</td> <td>5,576</td> <td>2,67</td> <td>2,086</td> <td>1,713...</td> </tr> </table>				a/b	1	1,5	1,75	2...	v	0,208	0,231	0,139	0,236...	Δ	5,576	2,67	2,086	1,713...
a/b	1	1,5	1,75	2...														
v	0,208	0,231	0,139	0,236...														
Δ	5,576	2,67	2,086	1,713...														

4.2. Особенности конструкции и расчета элементов ступенчатых коробок передач.

Коробки передач классифицируют по способу изменения передаточного числа на ступенчатые и бесступенчатые, с ручным и автоматическим управлением.

Ступенчатые коробки передач выполняют шестеренчатыми с неподвижными осями и планетарными. Шестеренчатые коробки передач с неподвижными осями классифицируют по следующим признакам:

по методу осуществления передаточного числа различают коробки с однопарным, двухпарным, трехпарным и более зацеплением и коробки умноженного типа (с двумя последовательно переключаемыми передачами);

по методу переключения передач различают коробки, переключаемые без нагрузки (как правило, с остановкой трактора), и коробки, переключаемые под нагрузкой;

по типу механизма переключения различают коробки с подвижными шестернями и с включением передач зубчатыми или фрикционными муфтами (с шестернями постоянного зацепления).

Коробки передач, основным назначением которых является изменение тяговых усилий на ведущих колесах, должны обеспечивать достаточный диапазон их регулирования с рационально выбранным рядом передаточных отношений. Многолетним опытом установлено, что увеличение рабочих скоростей тракторных агрегатов повышает производительность труда, не ухудшая экономических и агротехнических показателей. На различных фонах почв и видах работы при определенных значениях тягового усилия и скорости движения КПД трактора достигает максимума, после чего начинает уменьшаться, так как более резко увеличивается сопротивление движению.

Выбирая скорости движения сельскохозяйственных и промышленных тракторов, необходимо исходить из всего комплекса технико-экономических и эксплуатационных показателей.

Наилучшие показатели работы агрегата обеспечивают бесступенчатые передачи, из которых наиболее совершенными являются гидродинамические. Они работают автоматически, имеют относительно простую конструкцию и могут полностью снимать динамические нагрузки в трансмиссии. Относительно малый КПД пока ограничивает их использование.

Гидрообъемные передачи не автоматические, но они обеспечивают более широкий диапазон регулирования скорости по сравнению с гидродинамическими. Их КПД также относительно низкий. Эти передачи находят все большее применение на сельскохозяйственных машинах.

Электрические передачи используют главным образом на машинах большой мощности. При малых мощностях они получаются тяжелыми и имеют низкий КПД. Для их изготовления расходуется довольно много цветных металлов.

Фрикционные бесступенчатые передачи из-за малой износостойкости и больших габаритных размеров имеют ограниченное применение на тракторах малой мощности и некоторых самоходных шасси.

Импульсные и другие бесступенчатые передачи из-за малой износостойкости тоже пока не получили распространения.

Наиболее широкое применение на сельскохозяйственных и промышленных тракторах нашли ступенчатые коробки передач, что объясняется отработанностью их конструкций, относительной простотой и высоким КПД. В основном используют коробки с неподвижными осями.

Главным недостатком любой ступенчатой коробки передач является разрыв потока мощности к ведущим колесам при переходе с одной передачи на другую, что вызывает остановку трактора и необходимость последующего разгона машины. Операция переключения передачи занимает 3–5 с, а последующее трогание с места и разгон трактора приводят к уменьшению экономичности работы двигателя. В итоге снижается экономичность и производительность работы агрегата. Для устранения указанных недостатков многие трансмиссии тракторов оснащают специальными устройствами – увеличителями крутящего момента (УКМ). Эти устройства, смонтированные в виде приставки или внутри коробки передач, позволяют увеличивать общее передаточное число трансмиссии на каждой передаче на ходу машины, без ее остановки. УКМ служит для преодоления кратковременных сопротивлений движению при трогании трактора с места и разгоне, при поворотах гусеничных тракторов без переключения передач.

Возможность включения и выключения УКМ без остановки трактора повышает производительность и экономичность работы агрегата на 5–10%. УКМ рассчитывают как на кратковременную, так и

на длительную работу. В последнем случае включение УКМ обеспечивает возможность длительной работы трактора на пониженных скоростях движения. Существует много разнообразных конструкций УКМ, в которых используются как обычные с неподвижными осями валов, так и планетарные передачи.

На рис. 4.3 представлены схемы планетарных увеличителей крутящего момента, выполненных в виде приставок к коробкам передач. На рис. 4.3, а изображена схема УКМ, в котором использован планетарный ряд с внешним зацеплением шестерен.

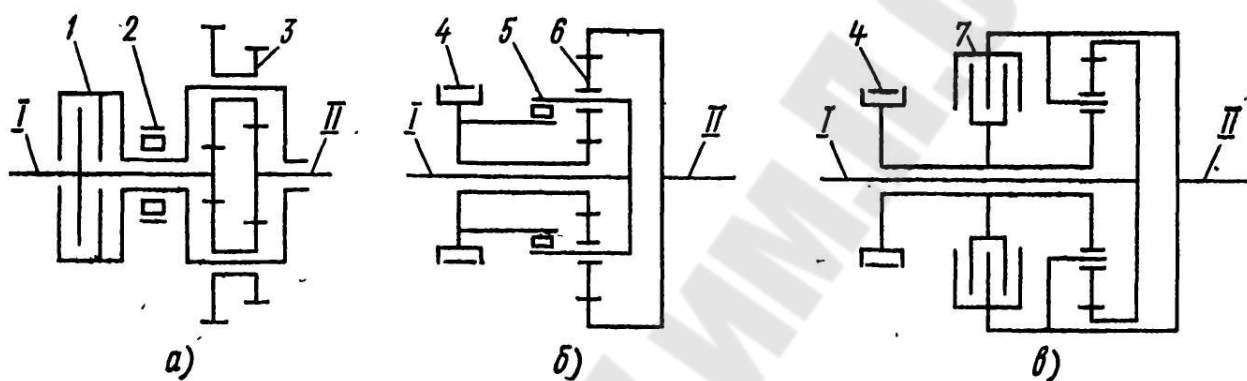


Рисунок 4.3. Схемы увеличителей крутящего момента с планетарным рядом, имеющим зацепление:
а – внешнее; б, в – смешанное.

На валу I муфты сцепления установлена дисковая блокировочная муфта 1 и солнечная шестерня планетарного механизма 3. Водило планетарного механизма соединено с корпусом блокировочной муфты I. При ее включении планетарный механизм блокируется и система вращается, как единое целое ($u_x = 1$). Крутящий момент с вала I непосредственно передается на вал II коробки передач. При выключении блокировочной муфты I водило, поворачиваясь в противоположную валу I сторону, заклинивает обгонную муфту 2 и планетарный механизм включается ($u_2 \neq 1$). Коробки передач, в которых в качестве блокировочных используют фрикционные муфты, не могут работать длительно в выключенном состоянии и применяются только для кратковременной работы.

На рис. 4.3, б изображен УКМ с планетарным рядом смешанного зацепления шестерен. Этот увеличитель момента компактнее, имеет более простую конструкцию и более высокий КПД. При затягивании тормоза 4 механизм включается ($u_2 \neq 1$), при растормаживании муфта 5 свободного хода заклинивается и механизм блокируется.

Крутящий момент с вала I через заблокированный планетарный ряд 6 передается на вал II ($u_2 = 1$).

На рис. 4.3, в представлен вариант предыдущей конструкции, в которой вместо муфты свободного хода установлена блокировочная фрикционная муфта 7. Широкое распространение на тракторах получили УКМ без планетарных механизмов, которые также монтируются внутри коробок передач.

На рис. 4.4, а изображена схема непланетарного увеличителя крутящего момента с двумя блокировочными фрикционными муфтами 2 и 4 и общим ведомым барабаном 5, соединенным с валом II коробки передач. При включенной муфте 2 и выключенной муфте 4 крутящий момент с вала I непосредственно передается на вал II ($u_2 = 1$). При выключении муфты 2 и включении муфты 4 вступает в работу УКМ ($u_2 \neq 1$) и крутящий момент с вала I через шестерни 1, 6, 5 и муфту 4 передается на вал II.

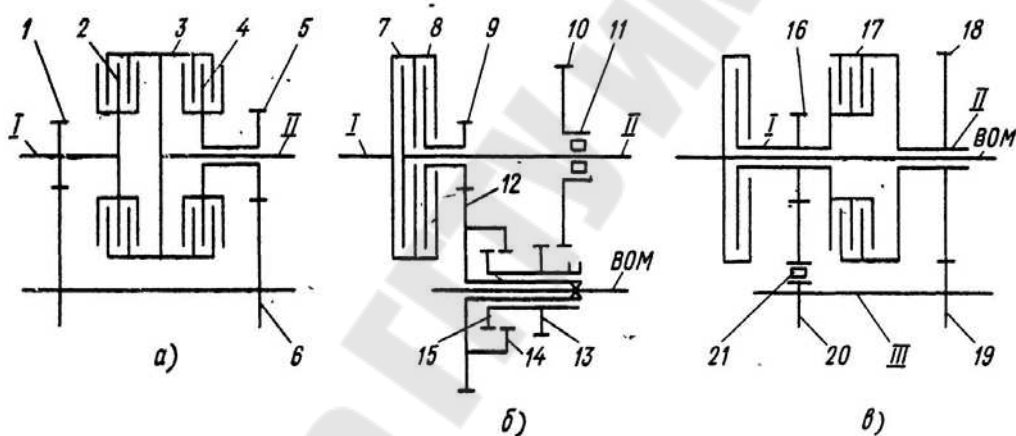


Рисунок 4.4. Схемы непланетарных увеличителей крутящего момента:

а – с двумя блокировочными фрикционными муфтами и общим ведомым барабаном; б – с двойной муфтой сцепления; в – с блокировочной и обгонной муфтами.

На рис. 4.4, б изображена схема УКМ с двойной муфтой сцепления – основной муфтой 7 и муфтой ВОМа 8. При неработающем УКМ шестерни 15 и 14 не соединены. В этом случае крутящий момент с вала I двигателя, как обычно, через муфту сцепления 7 передается на вал II коробки передач. Для включения УКМ вводят зацепление шестерни 15 и 14 зубчатой муфты. При включенных муфтах 7 и 5 (высшая передача) вал II вращается быстрее шестерни 10, обгонная муфта II включается и крутящий момент двигателя через муфту 7 передается непосредственно на вал II коробки передач ($u_2 = 1$). При вы-

включении муфты 7 частота вращения вала II уменьшается, обгонная муфта II заклинивается и крутящий момент на вал II коробки передач передается через шестерни 9, 12, 13, 10 ($u_2 \neq 1$).

Для включения ВОМа зубчатая муфта (шестерни 15 и 14) выключается и крутящий момент от двигателя передается двумя потоками: от муфты 7 на вал II, а от муфты 8 через шестерни 9, 12 и трубчатый вал на ВОМ.

На рис. 4.4, в представлен увеличитель крутящего момента, работающий следующим образом. Ведомый диск муфты сцепления соединен с полым валом I, на котором закреплена шестерня 16 и ведущий барабан блокировочной муфты 17. Ведомый барабан установлен на полном валу II, соединенном с коробкой передач. При включенной блокировочной муфте 17 крутящий момент с вала I через муфту сцепления непосредственно передается на вал коробки передач ($u_2 = 1$). При выключении блокировочной муфты 17 крутящий момент через шестерни 16 и 20, обгонную муфту 21 (она заклинивается) передается на вал III и через шестерни 19 и 18 на вал II ($u_2 = 1$). Обычно $u_2 = 1,2 \dots 1,5$.

Использование УКМ коренным образом не решает проблемы повышения экономичности и производительности тракторного агрегата, так как переход с одной передачи на другую происходит с разрывом потока мощности к ведущим колесам трактора.

Следующим шагом в совершенствовании ступенчатых коробок передач было создание конструкций, позволяющих переключать передачи без разрыва или с малым разрывом потока мощности. Как показывает практика, если время разрыва потока мощности не превышает 0,1–0,15 с, то даже на пахоте трактор не останавливается.

Коробки передач с переключением на ходу получили широкое распространение в нашей стране (тракторы МТЗ-80, Т-150, Т-150К, К-701) и за рубежом. В них используют многодисковые муфты сцепления, работающие в масле и смонтированные внутри коробки. Неразрывность потока мощности при переходе с одной передачи на другую достигается «перекрытием» передач, когда одновременно включены блокировочные муфты двух передач. Для упрощения конструкций коробок передач этот принцип используют только на наиболее кодовых передачах. Безразрывность потока мощности можно достигнуть и в планетарных коробках передач. Коробки передач с неразрывным потоком мощности повышают экономичность и производительность

работы агрегата (приблизительно на 15–20%) и являются переходным этапом к бесступенчатым коробкам передач.

Проектирование и расчет.

Проектирование коробок передач можно разделить на два этапа: определение передаточных чисел, обеспечивающих заданные тяговые и экономические показатели трактора; определение режимов нагружения и расчет основных размеров деталей.

Расчет производят в следующем порядке.

1. На основании технических и эксплуатационных требований, а также с учетом возможностей производства, выбирают тип коробки передач и ее кинематическую схему. Для ступенчатых коробок передач задаются оптимальным числом передач.

2. На основании тягового расчета определяют общие передаточные числа трансмиссии трактора для различных передач.

3. Распределяют общие передаточные числа трансмиссии по механизмам трактора.

4. Находит передаточные числа коробки передач.

5. Устанавливают расчетные режимы и определяют основные размеры деталей коробки передач, одновременно производя компоновку и увязку размеров.

Тяговый расчет проводят методом, изложенным в курсе «Теория трактора», однако при уточнении передаточных чисел нужно иметь в виду, что у современных многоступенчатых коробок передач структура ряда передаточных чисел существенно не влияет на показатели работы трактора, так как эти коробки по своим возможностям приближаются к бесступенчатым. При уточнении передаточных чисел следует в первую очередь стремиться к обеспечению скоростей, обусловленных технологией сельскохозяйственного производства.

Скорости современных сельскохозяйственных тракторов разделяют на рабочие, резервные, пониженные и транспортные. При выборе диапазонов скорости движения исходят из следующих условий.

1. *Рабочие скорости* служат для выполнения основных сельскохозяйственных операций: пахоты, культивации, уборочных работ и др. При выборе передач исходной является расчетная скорость, при которой трактор развивает номинальное тяговое усилие на стерне нормальной влажности при максимально допустимом буксовании (17,5% для колесных тракторов и 5% для гусеничных).

Рабочие скорости современных сельскохозяйственных тракторов составляют 9–15 км/ч. По мере совершенствования сельско-

хозяйственных машин верхний предел рабочих скоростей возрастает. Число рабочих передач на современных тракторах равно 5–6. Передаточные числа внутри рабочего диапазона разбивают по геометрической прогрессии в соответствии с рекомендациями курса «Теория трактора».

2. *Резервные скорости* служат для получения повышенных значений силы тяги трактора. Их используют кратковременно для преодоления особо больших сопротивлений движению тракторного агрегата. При включении резервной передачи развивается максимально возможное по условиям сцепления тяговое усилие. Необходимо, чтобы резервная передача находилась в ряду геометрической прогрессии непосредственно после низшей рабочей передачи.

Поскольку передаточное число резервной передачи определяется из условия получения максимально возможного тягового усилия, предусматривают одну такую передачу. Если разрыв между резервной и первой рабочей передачей очень велик, то устанавливают промежуточную передачу.

3. *Пониженные скорости* характерны для многих машин (початкоделителей, рассадопосадочных машин, картофелеуборочных комбайнов и др.), рабочие скорости которых в соответствии с технологическими требованиями сельскохозяйственного производства составляют 0,2–3,6 км/ч.

Число пониженных скоростей определяется типом трактора и номенклатурой машин, с которыми он агрегатируется. На тракторах обычно имеется до четырех пониженных скоростей (таблица 4.3).

Таблица 4.3. Диапазоны скоростей

Тяговый класс трактора, тс	0,6	0,9–1,4	2	3–4	6–15
Диапазон скоростей, км/ч:					
первый	1–1,6 0,6–1,6	0,35–1 0,2–1	–	0,5–1 0,3–1,2	0,1–0,28 0,06–0,28
второй	–	1,2–2,8 0,7–2,8	1,8–3,6 1,1–3,6	1,8–3,6 1,1–3,6	0,33–0,91 0,2–0,91

В соответствии с рекомендацией, каждый из диапазонов тракторов тягового класса 0,9–1,5 тс должен быть обеспечен бессту-

пенчатым регулированием или не менее чем тремя передачами, подобранными по ряду геометрической прогрессии. Для тракторов класса 0,6 тс надо предусматривать не менее двух пониженных скоростей. Применение всережимного регулятора для маневрирования скоростями движения допускается только при условии, если машины, с которыми агрегатируется трактор, не требуют в процессе работы использования всей мощности двигателя.

4. *Транспортные скорости* применяются при движении сельскохозяйственных тракторов по шоссейным и грунтовым дорогам. Транспортная скорость гусеничных тракторов составляет 10–12 км/ч и близка к высшей рабочей скорости, поэтому гусеничные тракторы имеют обычно только одну транспортную передачу.

У колесных тракторов разница между транспортной и высшей рабочей скоростью значительно больше. Транспортная скорость современного колесного трактора достигает 30 км/ч. В этом случае для движения по дорогам с плохим покрытием и для облегчения разгона трактора вводят дополнительно промежуточную передачу, обеспечивающую скорость 15–20 км/ч. Транспортные скорости также подбирают по геометрической прогрессии.

Общее передаточное число трансмиссии $u_{общ}$ является произведением передаточных чисел механизмов, из которых она состоит:

$$u_{ОБЩ} = u_{к} u_{ц} u_{к.п}.$$

где: $u_{к}$, $u_{ц}$, $u_{к.п}$ – соответственно передаточные числа коробки передач, центральной и конечной передачи.

По аналогии с существующими тракторами или по конструктивным соображениям выбирают передаточные числа центральной и конечной передач, которые обычно составляют $u_{ц} = 2...6$; $u_{к.п} = 4...7$.

Передаточные числа центральной и конечной передач зависят от габаритных размеров трактора и дорожного просвета. Целесообразно принимать их по возможности большими, что позволяет уменьшить размеры коробки передач.

Зная передаточные числа центральной и конечной передач, находят передаточные числа коробки передач. Следует иметь в виду, что некоторые передачи в коробке могут получиться повышающими.

Расчет элементов коробок передач.

Шестерни. В тракторных трансмиссиях для изготовления шестерни применяют в основном цементуемые стали – 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ, 20ХНЗА и др. После цементации и термической обработки твердость зубьев составляет HRC 56...63 при глубине слоя цементации 0,8...1,5 мм. Используют среднеуглеродистые стали 35ХГТ, 45Х и другие, которые для придания поверхностной твердости нагревают токами высокой частоты с последующей закалкой и отпуском.

Форма и размеры элементов шестерен определяются кинематической схемой коробки передач, способом изготовления, а также силами, действующими на шестерни.

Для всех конструкций тракторных коробок передач наблюдается тенденция уменьшения модуля шестерен, который для тракторов с двигателями мощностью до 15 кВт равен 2,5...3 мм, а 22÷30 кВт – 3...4 мм. Значительно уменьшается и рабочая ширина венца зубьев шестерен, которая для трактора с двигателями малой мощности составляет 12...18 мм, а средней мощности – 20...30 мм.

Пары шестерен с большими передаточными числами обычно нарезают без смещения исходного инструмента.

При обычной компоновке трактора в большинстве случаев ведущую шестерню центральной передачи выполняют заодно целое со вторичным валом коробки передач.

Практика эксплуатации тракторов показывает, что иногда шестерни выходят из строя уже через 2000–3000 ч работы вместо нормированных 6000 ч. Причинами являются поломка зубьев, износ и выкрашивание их рабочих поверхностей.

В 1975 г. утвержден ГОСТ 21354–75 для расчета цилиндрических шестерен с внешним зацеплением ($m > 1$ мм) на контактную выносливость и выносливость при изгибе.

В соответствии с ГОСТом поверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе производится по зависимости

$$\sigma_u = \frac{Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma_u],$$

где: $Y_F, Y_\varepsilon, Y_\beta$ – коэффициенты, учитывающие форму зуба, перекрытие зубьев и угол наклона линии зуба соответственно;

ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила,

$$\omega_{Ft} = \frac{P_{Ft} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_w},$$

где: P_{Ft} – исходная расчетная окружная сила;

$K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$ – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями, неравномерность нагрузки по длине контактных линий и динамическую нагрузку соответственно;

b_w – рабочая ширина зубчатого венца.

Допускаемое напряжение изгиба устанавливают по формуле

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_{u\lim}}{S_F} Y_R Y_S K_{xF},$$

где: $\sigma_{u\lim}$ – предел выносливости зубьев при изгибе и заданном эквивалентном числе циклов нагружений;

$Y_R Y_S K_{xF}$ – соответственно коэффициенты, учитывающие влияние шероховатости переходной поверхности зубьев, концентрацию напряжений и абсолютных размеров колес (приведены в ГОСТе);

S_F – коэффициент безопасности.

В проектном расчете определяют требуемый модуль при известном числе зубьев шестерни z_1 :

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{M_1 K_{F\beta} Y_F}{z_1^2 \psi_\alpha [\sigma_u]}}$$

где: K_m – вспомогательный коэффициент (для прямозубых передач $K_m = 14$, для косозубых $K_m = 11,24 \dots 12,5$).

Проверочный расчет на контактную выносливость производят по зависимости

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H],$$

где: $Z_H Z_M Z_\varepsilon$ – коэффициенты, учитывающие соответственно форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, материал колес и суммарную длину контактных линий;

ω_{Ht} – удельная расчетная окружная сила;

u – передаточное число;

d_{w1} – начальный диаметр ведущей шестерни;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение.

Удельная окружная расчетная сила

$$\omega_{Ht} = \frac{P_{Ht} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{b_w}.$$

Входящие в эту формулу величины аналогичны величинам подобной формулы расчета на выносливость по изгибу. Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} Z_R Z_v K_i K_{xH},$$

где: $\sigma_{H \lim}$ – предел контактной выносливости поверхности зубьев при заданном эквивалентном числе циклов нагружений;

$Z_R Z_v K_i K_{xH}$ – коэффициенты, учитывающие соответственно влияние шероховатости поверхностей зубьев, окружной скорости, смазки и абсолютных размеров колес (рекомендации по выбору коэффициентов приведены в ГОСТе);

S_H – коэффициент безопасности.

В проектном расчете определяют начальный диаметр ведущей шестерни

$$d_{w1} = K_\alpha \sqrt[3]{\frac{M_1 K_{H\beta}}{\psi_\alpha [\sigma_H]^2} \frac{u \pm 1}{u}},$$

где: K_α – вспомогательный коэффициент, для прямозубых передач принимают равным 770, для косозубых 675;

ψ_α – коэффициент длины зуба.

Если межосевое расстояние a_w передачи конструктивно обусловлено, расчетом устанавливают необходимую ширину зубчатого венца

$$b_w = \frac{M_1 K_{H\beta} K_\alpha^3}{4a_w^2 [\sigma_H]^2} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)^3.$$

Валы коробок передач с подвижными каретками. Правильно подобранные размеры и материал валов коробок передач во многом определяют надежную работу шестерен и подшипников. Форма вала и нагрузки, которые он воспринимает, зависят от кинематической схемы коробки передач. Одним из основных требований, предъявляемых к валам, является жесткость. При недостаточной жесткости деформация вала вызывает нарушение зацепления и быстрый износ шестерен, а также разрушение подшипников.

Габаритные размеры тракторных коробок передач относительно невелики, поэтому можно обеспечить достаточную жесткость валов при двух опорах. Многоопорные валы на тракторах практически не применяют.

В тракторостроении применяют прямобочные шлицы с центрированием по наружному диаметру вала, что упрощает и удешевляет нет механическую обработку, а также эвольвентные шлицы. Исследования НАТИ показывают, что повышенный износ шлицевых соединений объясняется недостаточной твердостью их поверхности. Неравномерный износ вызывает перекося шестерен и их разрушение. Увеличение твердости шлицев до *HRC 60* и более повышает срок службы до 6000 ч.

Валы коробок передач передают крутящий момент и в большинстве случаев работают на изгиб. Крутящий момент зависит от кинематической схемы коробки передач. В общем случае (без учета КПД) крутящий момент передаваемый валом:

$$M_{Kp} = uM_{\partial},$$

где: *u* – передаточное число механизмов, расположенных между валом двигателя и данным валом.

Момент M_u , изгибающий вал, определяется величиной и направлением сил, действующих на этот вал. Если на вал действует несколько сил в разных плоскостях, то находят реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях, и по ним – результирующие изгибающие моменты.

Действующий на вал эквивалентный момент M_{∂} , определяют по формуле

$$M_{\partial} = \sqrt{M_u^2 + M_{Kp}^2}.$$

На различных передачах эквивалентный момент получается разным, поэтому его находят для всех передач, а расчет ведут по наибольшему значению.

Напряжение изгиба вала

$$\sigma_u = \frac{M_{\partial \max}}{0,1d^3},$$

где: *d* – диаметр гладкого вала в опасном сечении.

В существующих конструкциях допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_u] = 50 \div 70$ МПа, что обеспечивает четырех запас прочности по пределу текучести материала.

В тракторостроении для расчета валов и осей на жесткость и выносливость принята отраслевая нормаль (ОСТ 23.1341–72). Формулы для определения угловых и линейных деформаций не регламентируются.

Предельные углы поворота θ_{\max} валов, установленных на шарикоподшипниках (для посадочных диаметров подшипников от 30 до 90 мм) составляют: $\theta_{\max} = 0,1 \dots 0,2^\circ$ – для легкой, $\theta_{\max} = 0,15 \dots 0,25^\circ$ – для средней и $\theta_{\max} = 0,17 \dots 0,3^\circ$ – для тяжелой серии.

Если валы выполнены с ними как одно целое, то применяют углеродистые стали 40; 50 и др.; если же какую-либо шестерню изготавливают вместе с валом, то применяют легированные стали 45Х; 18ХГТ; 12ХНЗА, 20Х.

Шлицевые и шпоночные соединения валов рассчитывают на смятие, а затем проверяют на срез. Твердость шлицев после термической обработки должна быть приблизительно *HRC* 56–60.

Для неподвижных соединений допускаемое напряжение смятия составляет $[\sigma_{CM}] = 50 \dots 100$ МПа, для подвижных $[\sigma_{CM}] = 30$ МПа.

4.3. Особенности конструкции и расчета элементов ведущих мостов МЭС

В ведущих мостах вращение от валов коробки передач, расположенных вдоль трактора, передается к поперечно расположенным полуосям ведущих колес.

Главная передача предназначена для повышения крутящего момента и изменения направления вращения от продольно расположенного ведущего вала к поперечно расположенной оси вращения дифференциала.

На колесных тракторах Т-150К установлено два ведущих моста: передний и задний, различающиеся только конструкцией корпусов. Каждый ведущий мост трактора Т-150К (рисунок 4.5) состоит из корпуса, главной передачи и дифференциала. Главные передачи переднего и заднего мостов взаимозаменяемы. В главную передачу входит пара спирально-конических шестерен.

Ведущая шестерня 2 изготовлена заодно с валом, который опирается на два конических роликовых подшипника, установленных в стакане 15. Стакан находится в корпусе главной передачи и прикреплен к нему болтами, ввернутыми в фланец стакана. В резьбовые отверстия фланца стакана ввернуты болты-съёмники 18, используемые для выпрессовки стакана. Под фланцем стакана расположены прокладки 16, необходимые при регулировке ее нормального зацепления с ведомой шестерней. Прокладки 17 под внутренней обоймой переднего подшипника используются для регулировки зазоров в подшип-

колеса. Он состоит из корпуса 8, четырех сателлитов 7 и двух полуосевых конических шестерен 9. Корпус дифференциала состоит из двух половин, стянутых болтами и опирающихся на конические подшипники 11, установленные в гнезда корпуса главной передачи. С наружной стороны в гнезда ввернуты гайки 12, которыми регулируют зазоры в конических подшипниках и между зубьями шестерен главной передачи. Дифференциал не нужно регулировать во время эксплуатации.

Между корпусом дифференциала и его коническими шестернями установлены упорные шайбы, которые воспринимают осевые усилия от шестерен.

Полуосевые шестерни внутренними шлицами соединены с полуосями 14 ведущих колес трактора и находятся в постоянном зацеплении с сателлитами:

Во время движения трактора вращение шестерен главной передачи передается корпусу дифференциала (рисунок 4.6), с которым вращаются пальцы вместе с сателлитами.

При прямолинейном движении трактора по ровному месту, когда колеса трактора вращаются с одинаковой скоростью, полуосевые шестерни вращаются с одинаковой частотой вращения, испытывая одно и то же давление от зубьев сателлитов. На повороте вращение колеса, расположенного ближе к центру поворота, и соединенной с ним полуосевой шестерни замедляется. Вращаясь вместе с корпусом и одновременно вокруг своих пальцев, зубья сателлитов упираются в зубья замедлившейся вращение полуосевой шестерни и сообщают дополнительную скорость другой полуосевой шестерне.

Сверху к корпусу переднего моста с двух сторон приварены накладки, к которым прикреплены рессоры.

На корпусе заднего моста имеются планки-указатели установки моста. На корпусах обоих мостов имеются заливное, контрольное и сливное отверстия с пробками. Оба моста снабжены сапунами 3 (рисунок 4.6). Вращающиеся детали ведущих мостов смазывают трансмиссионным автотракторным маслом.

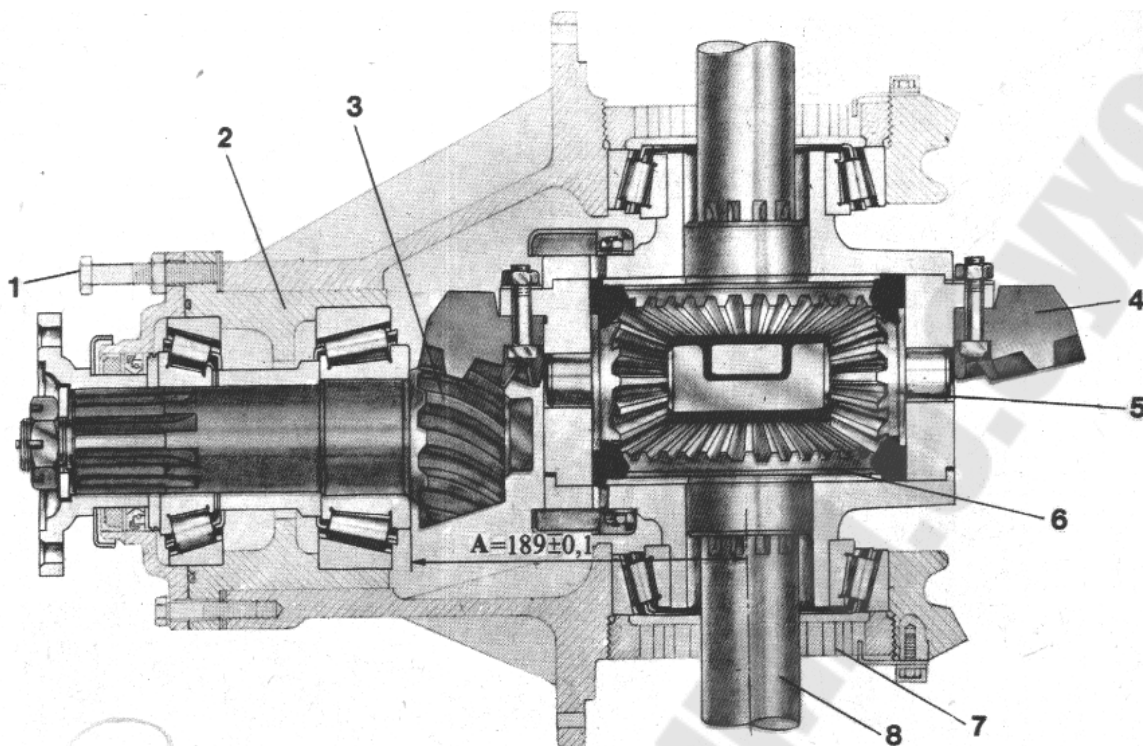


Рисунок 4.6 Схема ведущего моста колёсного трактора:
 1 – болт – съёмник; 2 – стакан подшипников; 3 – ведущая шестерня;
 4 – ведомая шестерня; 5 – сателлит; 6 – полуосевая шестерня; 7 – ре-
 гулирующий винт; 8 – полуось; А – установочный размер

Ведущий мост гусеничного трактора Т-150 состоит из корпуса 7 (рисунок 4.7) и двух независимых главных передач 15. Главные передачи унифицированы между собой, каждая из них включает корпус 16 и пару спирально-конических шестерен. Корпуса главных передач закреплены штифтами и шпильками на корпусе 7 ведущего моста. Корпус моста, прикрепленный к раме бугельными зажимами, служит задней связью рамы. Правильное положение моста относительно рамы обеспечивается шпонками 5, через которые рама воспринимает реактивный момент от корпуса ведущего моста. К корпусу моста приварен кронштейн, на котором установлен редуктор вала отбора мощности.

Внутри корпуса моста находятся ведущая 4 и ведомая 9 шестерни главной передачи. Узел ведущей шестерни подобен такому же узлу колесного трактора. На ступице ведомой шестерни нарезаны шлицы, в которые входит шлицевой конец полуоси. Ступица опирается на два конических роликовых подшипника, наружные обоймы, которых вставлены в расточки корпуса главной передачи. На внешних поверхностях расточек сделана резьба. В резьбу ввернуты гайки 10 и 13, не-

обходимые для регулировки зазоров в конических подшипниках и между зубьями конических шестерен. От произвольного вращения гайки удерживаются стопорными пластинами 14.

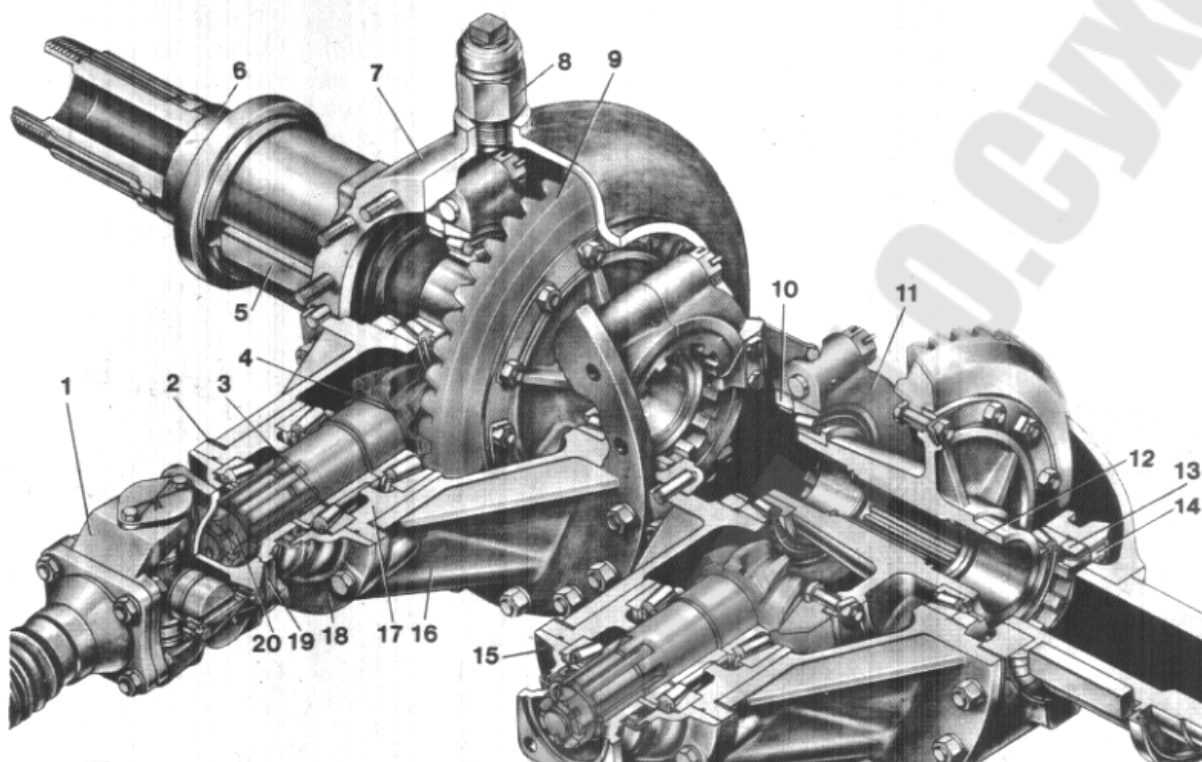


Рисунок 4.7 – Ведущий мост гусеничного трактора Т-150:

1 – карданный вал, 2,3 – регулировочные прокладки, 4 – ведущая шестерня, 5 – призматическая шпонка, 6 – рукав, 7 – корпус моста, 8 – сапун, 9 – ведомая шестерня, 10 и 13 – регулировочные гайки, 11 – крышка подшипника, 12 – ступица ведомой шестерни, 14 – стопорная пластина, 15 – главная передача, 16 – корпус главной передачи, 17 – стакан подшипника, 18 – крышка главной передачи, 19 – фланец карданного вала, 20 – гайка

Детали главной передачи смазывают трансмиссионным авто-тракторным маслом. Его заправляют через горловину, расположенную в верхней части корпуса, до уровня контрольного отверстия, закрываемого пробкой. Загрязненное масло сливают из отверстия с магнитной пробкой. Атмосферное давление внутри корпуса главной передачи поддерживается благодаря сауну 8. В крышках главных передач 15 установлены войлочные и каркасные сальники, удерживающие масло в корпусе.

Задний мост трактора БЕЛАРУС-1523 (рисунок 4.8) состоит из главной передачи, дифференциала с гидроуправляемой фрикционной

муфтой блокировки, бортовых передач, расположенных в корпусе заднего моста, и конечных передач, расположенных в рукавах полуосей.

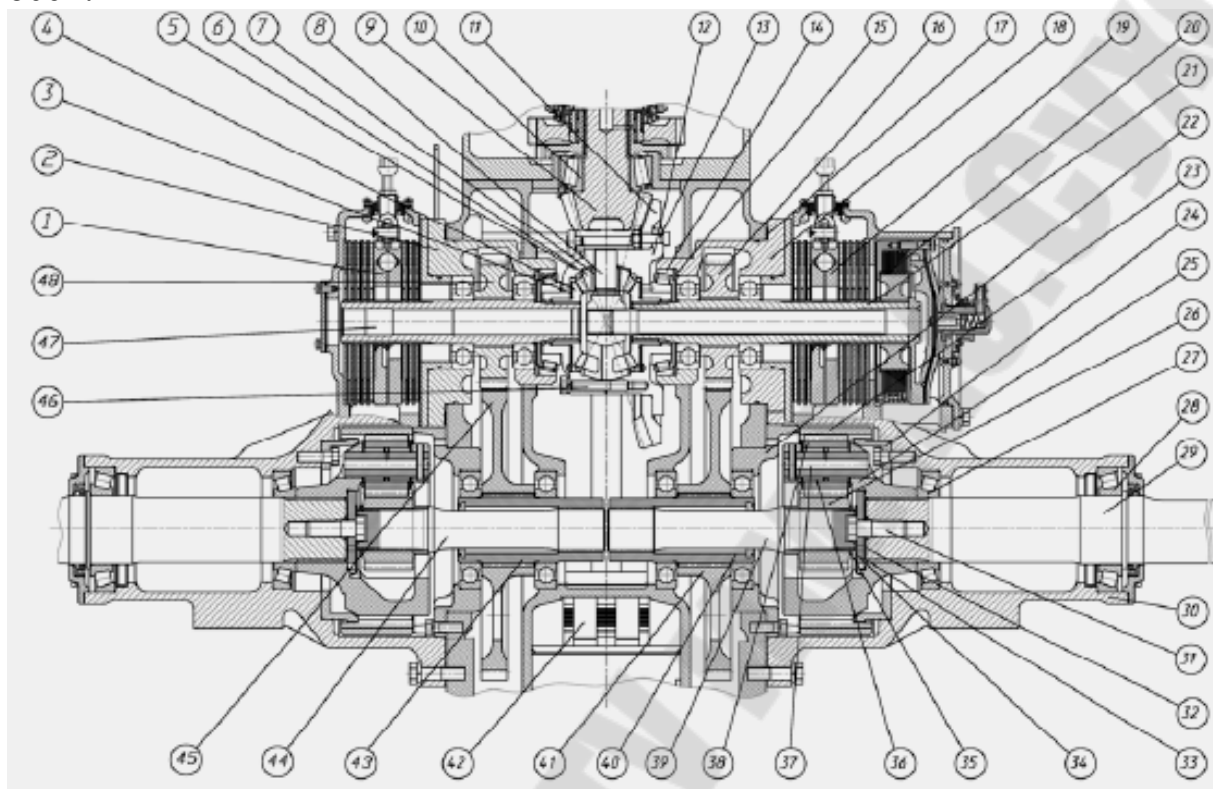


Рисунок 4.8 – Задний мост трактора БЕЛАРУС-1523:

1 – тормоз левый; 2, 18 – стакан подшипников; 3 – шайба опорная; 4 – полуосевая шестерня; 5 – крышка дифференциала; 6 – сателлит; 7 – шайба сферическая; 8 – крестовина дифференциала; 9 – шестерня ведущая главной передачи; 10 – подшипник роликовый конический; 11 – шестерня ведомая; 12 – корпус дифференциала; 13 – болт; 14, 27, 28 – подшипник роликовый конический; 15 – кольцо упорное; 16, 48 – шестерня ведущая бортовой передачи; 17, 32 – прокладки регулировочные; 19 – тормоз правый; 20 – муфта блокировки дифференциала; 21 – вал правой ведущей шестерни; 22 – стакан подшипников; 23 – шестерня коронная; 24 – ступица коронной шестерни; 25 – водило; 26 – шестерня солнечная; 29 – полуось; 30 – рукав полуоси; 31 – болт; 33 – шайба; 34 – пластина стопорная; 35 – шайба; 36 – ролик; 37 – ось сателлитов; 38 – сателлит; 39, 44 – вал-торсион; 40, 43 – втулка ведомой шестерни; 41, 45 – шестерня ведомая; 42 – ВОМ задний; 46 – болт; 47 – вал левой ведущей шестерни

Главная передача – коническая с круговыми зубьями – состоит из ведущей конической шестерни 9, выполненной за одно целое с

вторичным валом КП и ведомой шестерни 11, закрепленной болтами 13 на корпусе дифференциала 12.

Дифференциал – блокируемый, конический, закрытый – состоит из корпуса 12 и крышки 5, соединенных болтами 46, крестовины 8, четырех сателлитов 6 установленных на роликах со сферическими шайбами 7 и двух полуосевых шестерен 4 с опорными шайбами 3.

Корпус дифференциала в сборе поддерживается в корпусе заднего моста двумя коническими роликоподшипниками 14. Для блокировки дифференциала предусмотрена гидрорегулируемая фрикционная многодисковая муфта 20, которая блокирует крестовину и сателлиты с правой полуосевой шестерней дифференциала.

Бортовые передачи состоят из двух пар прямозубых цилиндрических шестерен 16, 41 и 45, 48.

Ведущие шестерни 16, 48 бортовых передач установлены на шлицах валов 21, 47 соответственно и поддерживаются шарикоподшипниками. Осевая фиксация обеспечивается упорными кольцами 15. Валы 21 и 47 через шлицевые соединения связывают полуосевые шестерни 4 дифференциала с ведущими шестернями бортовых передач и дисками тормозов. Ведомые шестерни 41, 45 посажены на шлицевых втулках 40, 43 и поддерживаются шарикоподшипниками. Между фланцами стаканов 18 и корпусом заднего моста установлены регулировочные прокладки 17 толщиной 0,2 мм и 0,5 мм для регулировки осевого зазора в конических роликоподшипниках 14 и бокового зазора в зацеплении шестерен 9 и 11 главной передачи.

Конечные передачи состоят из двух цилиндрических прямозубых планетарных механизмов, расположенных в рукавах полуосей, валов-торсионов 39, 44 со шлицами, соединяющими ведомые шестерни 41, 45 бортовых передач с планетарными механизмами.

Планетарный механизм состоит из не подвижной коронной шестерни 23, прикрепленной к рукаву 30 через ступицу 24, водила 25, солнечной шестерни 26, неподвижно связанной с валом-торсионом 39, четырех сателлитов 38, установленных на осях 37 с помощью роликов 36. Регулировка подшипников 27, 28 осуществляется подбором пакета прокладок 32 толщиной 0,2 мм и 0,5 мм.

Задний мост трактора БЕЛАРУС-2522 (рис. 4.9) состоит из главной передачи, дифференциала с механизмом блокировки, конечных передач и тормозов, смонтированных в одном корпусе. В переднем отсеке корпуса заднего моста расположена редукторная часть, включающая в себя шестерни: переключения III и IV диапазонов КП,

привода ПВМ, привода насоса гидронавесной системы и привода насоса трансмиссии. В заднем отсеке корпуса моста установлены муфта и редуктор заднего ВОМ. На корпусе заднего моста с правой стороны установлены: насос гидронавесной системы, датчик оборотов хвостовика ВОМ, механизм переключения привода насоса трансмиссии (от двигателя или от колес).

С левой стороны заднего моста находится заливная горловина масла трансмиссии. Масло заливается по уровень контрольного отверстия расположенного с правой стороны корпуса заднего моста. Уровень масла в трансмиссии контролируется масломером. Уровень масла должен находиться между верхней и нижней метками масломера. На плите корпуса заднего моста находится насос гидросистемы трансмиссии 3225Ш либо НМШ32. На рукавах конечных передач установлены датчики оборотов полуосей. Слив масла из трансмиссии через сливное отверстие с пробкой.

Главная передача (рис. 4.9) – пара конических шестерен с круговыми зубьями. Ведущая шестерня 25, выполнена за одно целое с валом, ведомая шестерня 26 крепится болтами 27 между корпусом блокировки и корпусом дифференциала. Гайки 29 болтов дифференциала стопорятся от самоотворачивания попарно стопорными пластинами 28.

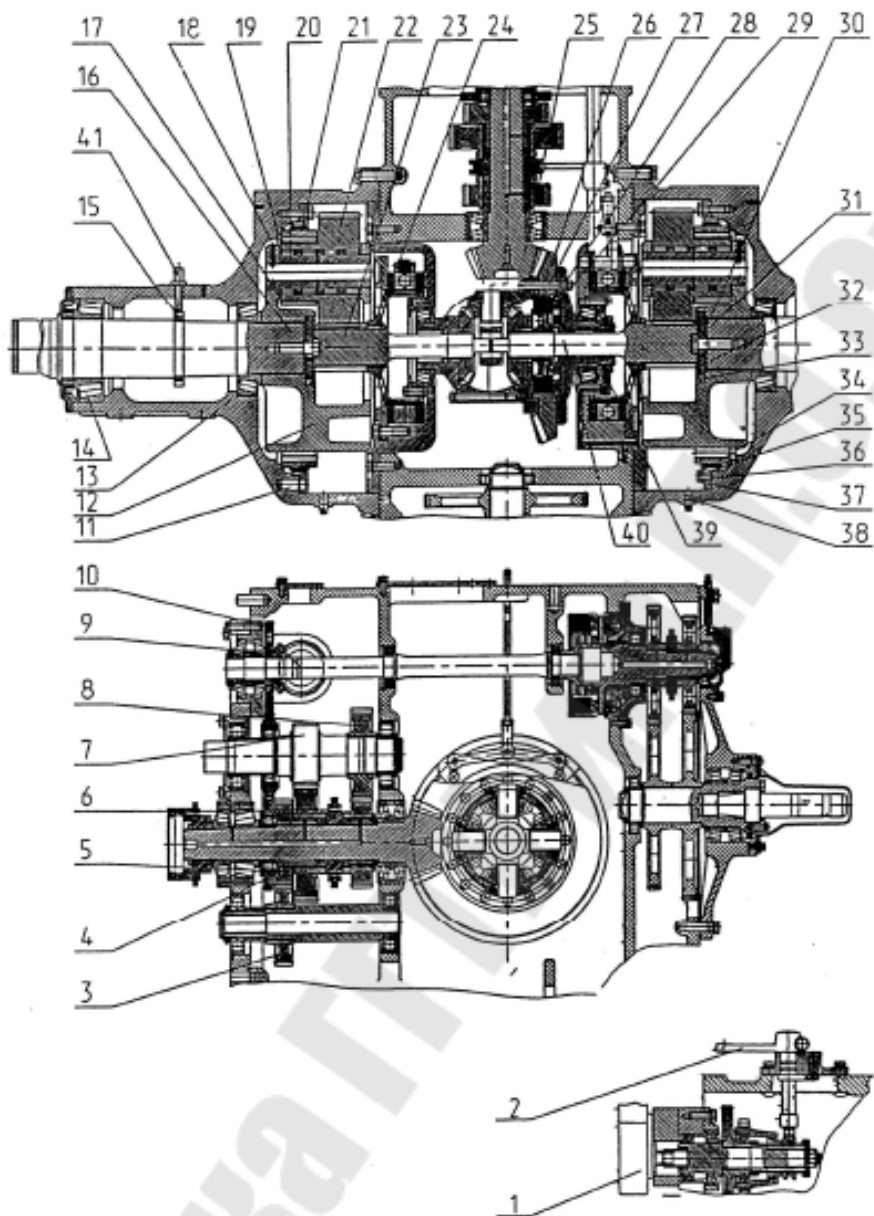


Рисунок 4.9. Задний мост трактора БЕЛАРУС-2522:

1 – насос трансмиссии; 2 – механизм переключения привода насоса; 3, 4, 5; 7; 8; 9; 10 – шестерня; 6 – муфта; 11 – штифт ступицы; 12 – водило; 13; 14 – подшипники полуоси; 15 – зубчатый диск; 16 – полуось; 17 – шайба; 18 – штифт свертный; 19 – ролики; 20 – ось сателлита; 21 – коронная шестерня; 22 – сателлит; 23 – солнечная шестерня левая; 24 – ступица тормоза; 25 – ведущая шестерня; 26 – ведомая шестерня; 27 – болт; 28 – стопорная пластина; 29 – гайка; 30 – регулировочные прокладки; 31 – болт полуоси; 32 – шайба полуоси; 33 – шайба стопорная; 34 – упор; 35 – болт ступицы; 36 – стопорная пластина; 37 – ступица; 38 – пробка; 39 – кольца чугунные; 40 – солнечная шестерня правая; 41 – датчик скорости

Главная передача с дифференциалом и полуосями должна удовлетворять следующим требованиям:

- обеспечивать передаточные числа, соответствующие оптимальным тяговым качествам и топливной экономичности;
- осуществлять кинематическую согласованность с направляющим устройством подвески, а в случае управляемого ведущего моста - и с рулевым приводом;
- обеспечивать низкий уровень шума;
- не создавать колебаний угловой скорости в трансмиссии;
- иметь небольшие габаритные размеры для осуществления простой компоновки и обеспечения необходимого дорожного просвета;
- обладать достаточными прочностью и жесткостью при минимальной массе.

Расчет элементов центральных передач.

До недавнего времени конические шестерни центральных передач изготавливали прямозубыми. В настоящее время их заменяют косозубыми шестернями, причем в большинстве случаев с нулевым средним углом наклона зуба. Передачи с косозубыми шестернями при тех же габаритных размерах имеют передаточное число приблизительно вдвое большее, чем передачи с прямозубыми шестернями. Кроме того, их срок службы превышает срок службы прямозубых конических передач. Подобные шестерни применяют при передаточных числах пары не менее трех.

Конические передачи с прямыми зубьями рассчитывают по формулам, аналогичным формулам для цилиндрических передач. При расчете на изгиб применяют формулу

$$\sigma_u = \frac{P}{y_1 b p_{tm}},$$

где: P – окружная сила, отнесенная к среднему начальному диаметру;

y_1 – коэффициент формы зуба, выбираемый по числу зубьев z_{vb} эквивалентной ведущей шестерни;

p_{tm} – средний окружной шаг.

Число зубьев эквивалентной конической ведущей шестерни

$$z_{vb} = \frac{z_1}{\cos \delta_1},$$

где: δ_1 – угол делительного конуса ведущей шестерни.

Средний окружной модуль

$$m_{tm} = \frac{d_{w1}}{z_1},$$

где d_{w1} – средний начальный диаметр колеса.

Средний окружной шаг:

$$p_{tm} = \pi m_{tm}.$$

Внешний окружной модуль m_{te} связан с окружным модулем m_{tm} отношением

$$m_{tm} = m_{te} - b \sin \frac{\delta_1}{z_1}.$$

Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_u] = 400 \div 450$ МПа.

Расчет конических передач с круговым зубом проводят по отраслевой нормали ОСТ-23.4.59–73, в соответствии с которой

$$\sigma_u = \frac{3000 M_1}{z_1 m_{te}^2 b C' A},$$

где: C' – комплексный параметр, рассчитываемый по эквивалентной цилиндрической шестерне (методика определения приведена в нормали);

A – коэффициент, учитывающий непостоянство сечения зуба по длине.

Коэффициент A определяют по формуле

$$A = 1 - \frac{b}{R_e} + \frac{1}{3} \left(\frac{b}{R_e} \right)^2,$$

где: R_e – внешнее конусное расстояние.

Внешний окружной модуль

$$m_{te} \geq 2,23 \sqrt{\frac{M_1}{C' z_1 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}} \text{ при } \beta_m \leq 18^\circ;$$
$$m_{te} \leq 2,23 \sqrt{\frac{M_1}{C' z_1 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}} \text{ при } \beta_m \geq 18^\circ;$$

где: z_1 и z_2 – число зубьев ведущей и ведомой шестерен соответственно;

β_m – средний угол наклона линии зуба (в существующих конструкциях $\beta_m = 0 \div 21^\circ$).

В практике тракторостроения чаще используют зубья с нулевым средним углом наклона линии зуба $\beta_m = 0$. Так как обычно $b/R_e = 0,25$, справедливо равенство

$$R_e = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Тогда напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{31170M_1}{m_{te}^3 C' z_1 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}.$$

Откуда внешний окружной модуль при $[\sigma_u] = 2,5$ МПа.

$$m_{te} = 2,32 \sqrt[3]{\frac{M_1}{C' z_1 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}}.$$

При $\beta_m = 0$ комплексный параметр C' можно выбрать из таблицы 4.4.

Таблица 4.4. Комплексный параметр C' для конических шестерен с нулевым углом β_m

Число зубьев	C' для шестерни		Число зубьев	C' для шестерни		Число зубьев	C' для шестерни	
	ведущей	ведомой		ведущей	ведомой		ведущей	ведомой
11	0,58	0,53	16	0,61	0,61	22	0,64	0,64
12	0,58	0,55	17	0,625	0,625	23	0,64	0,64
13	0,59	0,59	18	0,625	0,625	24	0,64	0,64
14	0,60	0,60	19	0,63	0,63	25	0,64	0,64
15	0,61	0,61	20	0,64	0,64	—	—	—
			21	0,64	0,65			

Механизмы блокировки дифференциалов, конструкции и их расчет.

Дифференциалы используют в задних и передних мостах колесных тракторов и автомобилей. Они обеспечивают качение ведущих колес без проскальзывания на поворотах и при движении по неровностям.

Кроме общих, предъявляемых ко всем механизмам требований, дифференциалы должны препятствовать буксованию одного из колес, попавшего на почву со слабыми сцепными свойствами.

По конструкции дифференциалы разделяют на простые (одинарные), двойные, а также конические, цилиндрические червячные.

Наиболее распространены на тракторах простые конические симметричные (с одинаковыми размерами полуосевых шестерен) дифференциалы, которые, вследствие малых внутренних потерь на трение, распределяют подводимый крутящий момент M по полуосям практически поровну.

Пренебрегая КПД, можно записать:

$$M = M' + M'', \quad M' = M'' = 0,5M,$$

где: M' и M'' – крутящие моменты на левой и правой полуосях.

Если при работе одно из ведущих колес трактора попадает на почву с небольшим коэффициентом сцепления φ' , то касательная сила тяги $P'\varphi$, а следовательно, и крутящий момент, которые могут быть реализованы этим колесом, ограничены:

$$M' = P'\varphi r_k = \varphi G_k r_k,$$

где: G_k – нормальная нагрузка на колесо, принимаемая равной грузоподъемной силе баллона;

r_k – радиус качения колеса.

Момент на втором колесе, независимо от его коэффициента сцепления с почвой, определяется крутящим моментом на буксующем колесе:

$$M' = M'' = \varphi' G_k r_k.$$

Суммарный крутящий момент на обоих ведущих колесах в этих условиях ($M = 2M'$) может оказаться недостаточным для движения и трактор остановится.

Для повышения тяговых показателей колесных тракторов применяют дифференциалы повышенного трения, существенно влияющие на распределение крутящего момента по полуосям.

На рисунке 4.10, а изображена схема конического дифференциала повышенного трения. Концы полуосей связаны пакетом сжатых дисков. При разных угловых скоростях полуосей диски, поворачиваясь, создают момент трения M_T . Когда одно из колес начинает пробуксовывать и проворачиваться относительно второй полуоси, момент трения препятствует проворачиванию и помогает вращению отстающей полуоси:

$$M' = 0,5M - M_T; \quad M'' = 0,5M + M_T.$$

В результате при повышении трения в дифференциале увеличивается также момент M'' , который может быть реализован на небуксующем колесе.

На рисунке 4.10, б показан дифференциал повышенного трения. Внутри разъемного корпуса 1 установлены наборы фрикционных дисков 4. Крестовина 2 сделана в виде двух самостоятельных осей сателлитов 3, которые могут перемещаться одна относительно другой. Корпус 1 дифференциала ведет оси сателлитов через скосы, сделанные под углом β в их верхней части. Торцы полуосевых шестерен 6 упираются в нажимные диски 5. Между последними и корпусом дифференциала установлены фрикционные диски 4.

При равенстве крутящих моментов на полуосях система вращается как единое целое. Если $M'+M''$ то полуоси поворачиваются одна относительно другой, наличие скосов на осях 3 вызывает осевые силы, сжимающие диски 4. Поэтому возникающий момент трения M_T пропорционален передаваемому крутящему моменту.

Кулачковые дифференциалы (рис.4.10,в) также относятся к дифференциалам повышенного трения. На концах полуосей 7 и 12 вместо шестерен установлены шайбы 8 и 11 с профильными кулачками на торцах. Междукулачками расположены сухари 10, смонтированные в сепараторе 9. К последнему подводится крутящий момент. При относительном поворачивании полуосей сухари, перемещаясь по наклонным плоскостям, нажимают на кулачки другой полуоси, ускоряя ее вращение. Число выступов на торцовых поверхностях шайб должно быть различным.

Кулачки дифференциала могут располагаться в осевом (рис.4.10,в) или радиальном (рис. 4.10, з) направлении.

Червячные дифференциалы, которые также относятся к механизмам повышенного трения, на тракторах распространения не получили.

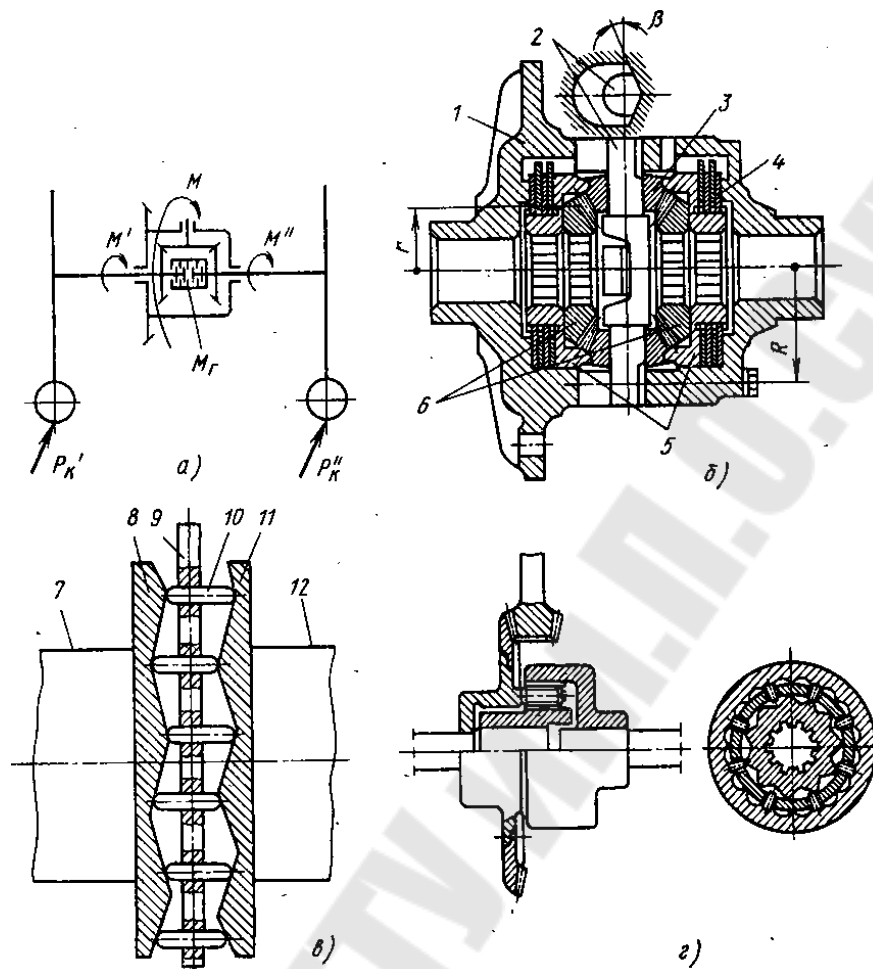


Рисунок 4.10. Схема дифференциала повышенного трения:
 а – с тормозом между полуосями; б – фрикционного; в – кулачкового; г – фрикционного с автоматическим включением.

Потери на трение в дифференциале оценивают коэффициентом блокировки, представляющим отношение момента трения в дифференциале к подводимому крутящему моменту:

$$K_{\delta} = M_T / M.$$

Для применяемых дифференциалов $K_{\delta} = 0,25 \dots 0,4$.

Дифференциалы повышенного трения только частично улучшают динамику трактора, не решая проблемы в целом; кроме того, при их установке снижается общий КПД трансмиссии, что является существенным недостатком.

На рисунке 4.11 изображены схемы блокирующихся дифференциалов, позволяющих в необходимых случаях передавать весь крутящий момент на небуксующее колесо трактора.

На рисунке 4.11,а показана конструкция самоблокирующегося дифференциала с муфтами свободного хода. На концах полуосей 1 и 5 установлены звездочки 2 и 4, в тангенциальные вырезы которых заложены ролики 6. Снаружи ролики охватываются корпусом 3. Сепараторы каждого из рядов роликов могут поворачиваться один относительно другого на ограниченный угол, необходимый для расклинивания одного из рядов роликов. Наклоненные плоскости вырезов звездочек 2 и 4 направлены в противоположные стороны, что обеспечивает работу механизма при переднем и заднем ходе трактора.

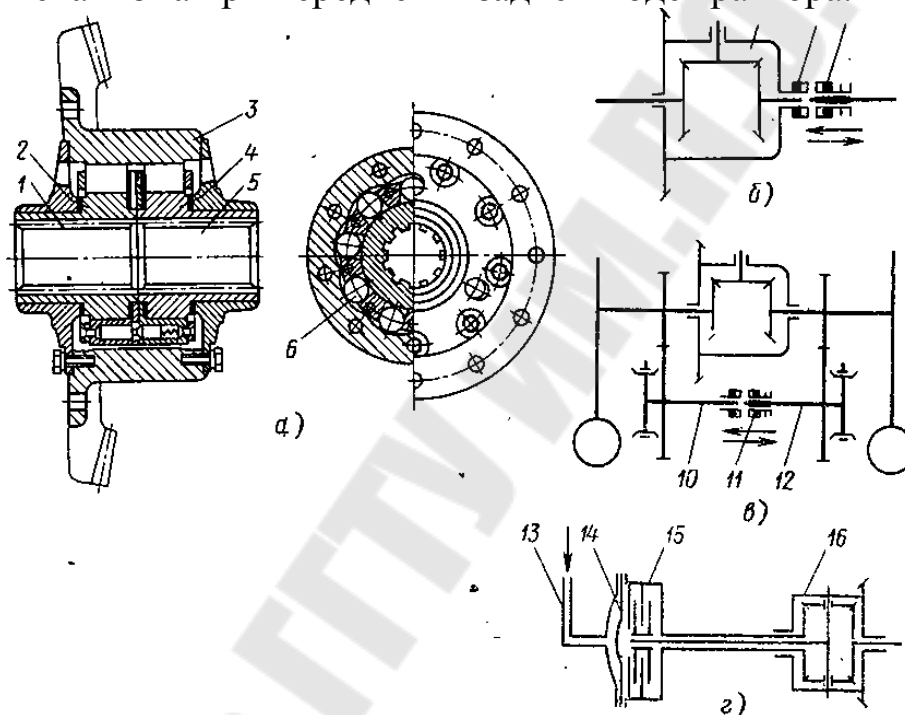


Рисунок 4.11. Схемы дифференциалов:

а – самоблокирующихся; *б, в, г* – с принудительной блокировкой.

Независимо от направления движения буксующее колесо отключается, а отстающее блокируется, и весь крутящий момент передается на него. Система работает автоматически, однако ролики быстро изнашиваются, и поэтому такие конструкции на тракторах широкого распространения не получили.

Кроме самоблокирующихся дифференциалов используют простые дифференциалы, снабженные устройствами для принудительного блокирования. Эти устройства, устанавливаемые почти на всех современных тракторах, конструктивно просты, но имеют недостатки: в большинстве случаев включение сопровождается ударом, устройства не являются автоматическими и требуют дополнительного рычага управления.

При необходимости блокировать дифференциал полуоси соединяют в единую кинематическую систему.

Наибольшее распространение получили следующие способы блокировки:

1) кулачковой муфтой, смонтированной на шлицах одной из полуосей дифференциала; при включении муфты ее зубья 9 (рис. 4.11,б) входят в зубья 8 на корпусе дифференциала 7;

2) кулачковой муфтой 11 (рис. 4.11,в), установленной на дополнительных валах 10 и 12 привода колес, тормозных валах и т. д., которые кинематически связаны с полуосями дифференциала.

На рисунке 4.11,г показана схема дифференциала 16, принудительная блокировка которого производится при помощи блокировочной муфты 15 с гидравлическим сжатием трущихся поверхностей. Маслопроводом 13 муфта соединена с распределителем, установленном на рулевом механизме. При прямолинейном движении трактора масло от распределителя поступает к диафрагме 14, которая сжимает пакет дисков и дифференциал блокируется.

При повороте рулевого колеса на заданный угол распределитель отключает подачу масла к блокировочной муфте и она выключается. При необходимости блокировочное устройство можно отключить специальным краном.

Детали дифференциала монтируют в корпусе, к которому прикрепляют ведомую шестерню центральной передачи. При двух сателлитах часто для увеличения жесткости используют неразъемный корпус, в котором для удобства монтажных работ имеются окна. В этом случае ось сателлитов вставляют с наружной стороны и закрепляют стопорным болтом. Для фиксации сателлитов на оси применяют распорные втулки. При числе сателлитов больше двух корпус дифференциала делают разъемным и соединяют половины заклепками или болтами. Поверхности сателлитов, соприкасающиеся с корпусом, выполняют плоскими или сферическими. В последнем случае сателлиты самоцентрируются при монтаже. Сателлиты со сферической опорной поверхностью требуют высокой точности изготовления, иначе возникают повышенные силы трения, что приводит к быстрому изнашиванию деталей. Для уменьшения трения под торцы сателлитов и полуосевых шестерен устанавливают бронзовые шайбы. С этой же целью в отверстия сателлитов запрессовывают бронзовые втулки. Установка сателлитов на подшипниках качения на тракторах не практикуется.

Для подачи смазки к трущимся поверхностям на осях сателлитов имеются канавки.

Конечные передачи.

Конечные передачи располагаются за дифференциалами у колесных тракторов и за механизмами поворота у гусеничных. Они служат для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и дорожного просвета трактора. По конструкции конечные передачи разделяют на шестеренчатые с неподвижными в пространстве валами (одинарные и двойные), шестеренчатые планетарные (с внешним и внутренним зацеплением шестерен) и цепные.

У большинства тракторов конечные передачи размещают около ведущих колес. Такая компоновка объясняется стремлением уменьшить длину тягела нагруженных валов и необходимою максимально увеличить свободное пространство под трактором. У некоторых колесных тракторов общего назначения конечные передачи размещают вне корпуса моста (рис. 4.12) или около дифференциала (рис. 4.13). В этом случае задний мост получается компактным и жестким, но значительно уменьшается дорожный просвет.

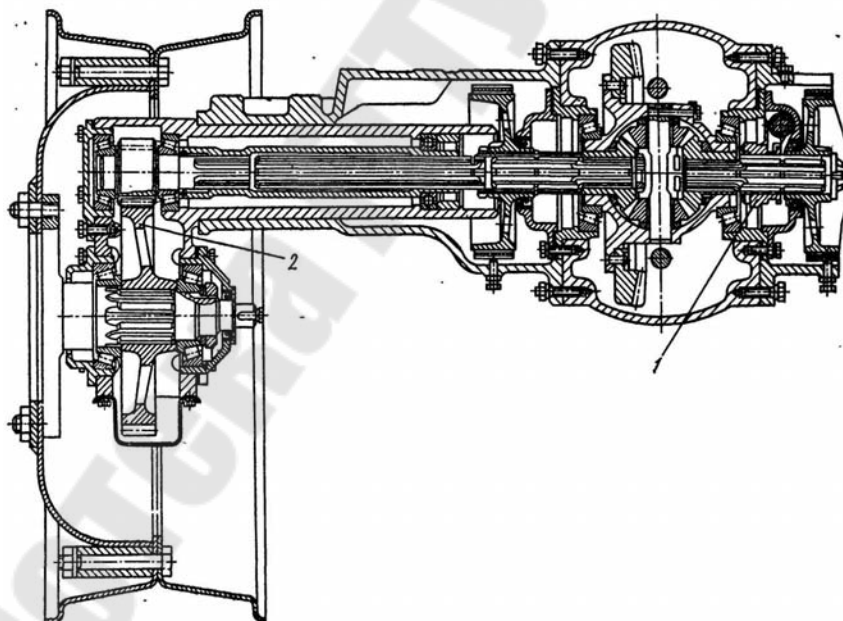


Рисунок 4.12. Задний мост с конечной передачей:

1 – муфта блокировки дифференциала; 2 – конечная передача.

Наиболее распространенными являются одинарные конечные передачи с внешним зацеплением шестерен и передаточным числом $i = 4...7$.

Если надо иметь большое передаточное число или большой дорожный просвет, которые нельзя получить при одной паре шестерен, то применяют двухступенчатые и даже многоступенчатые передачи.

Использование внутреннего зацепления для конечных передач позволяет получить большое передаточное число при небольшом межосевом расстоянии, но при этом трудно центрировать валы, обеспечить необходимую жесткость и надежно уплотнить картеры. Планетарные передачи применяют на мощных тракторах для уменьшения габаритных размеров заднего моста.

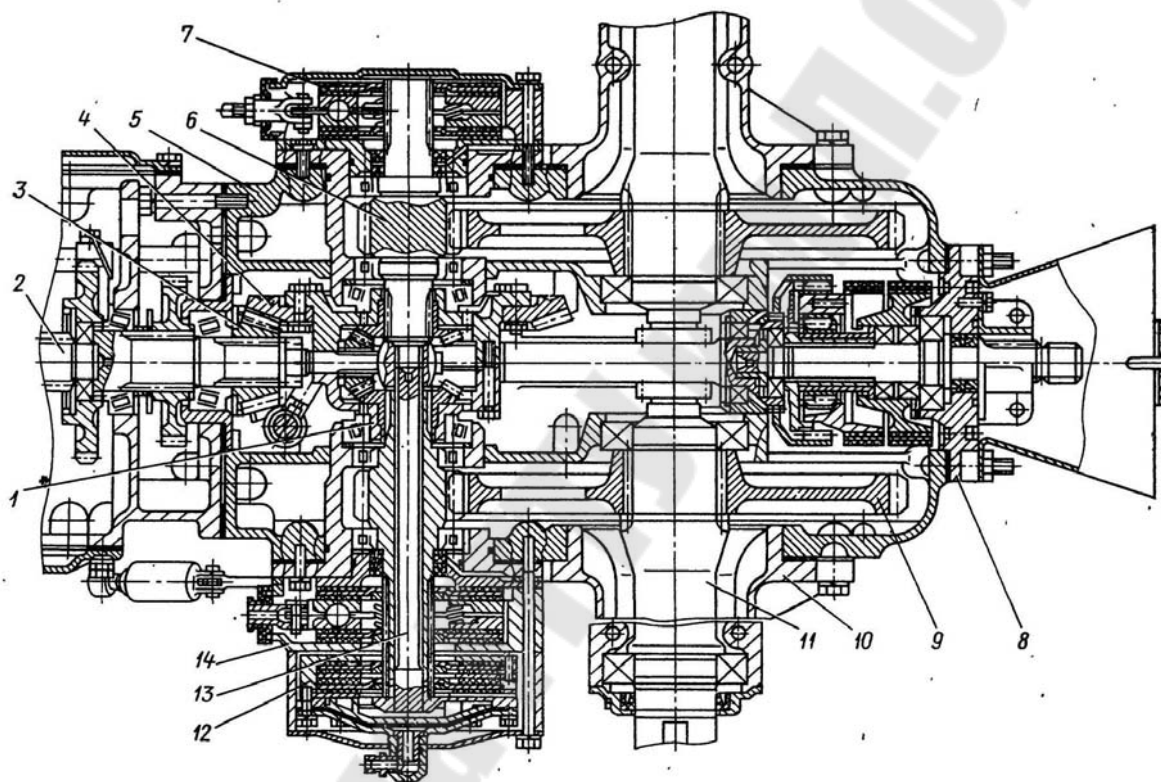


Рисунок 4.13. Задний мост колесного трактора с конечной передачей расположенной около дифференциала:

1 – корпус дифференциала; вторичный вал коробки, 3 – ведущая шестерня центральной передачи, 4 – ведомая шестерня центральной передачи, 5 – корпус заднего моста, ведущая шестерня конечной передачи, 7 – дисковый тормоз, 8 – редуктор ВОМа, 9 – ведомая шестерня конечной передачи, 10 – кожух полуоси, 11 – полуось, 12 – корпус блокировочной муфты дифференциала, 13 – блокировочный вал, 14 – дисковый тормоз

Цепные передачи в настоящее время из-за низкой долговечности и необходимости регулировок применяют редко. Максимальная жесткость конструкции достигается при моноблочной отливке картеров

конечной передачи и заднего моста, но этот способ можно использовать только для тракторов небольшой мощности. Для тракторов большой мощности, у которых размеры механизмов велики, картеры отливают отдельно. Усложняется моноблочная отливка картеров и у колесных тракторов в тех случаях, когда конечная передача вынесена к ведущим колесам. Для увеличения жесткости конструкции заднего моста у гусеничных тракторов средней и большой мощности широко используют установку дополнительных связей в виде балок, кронштейнов и раскосов между конечной передачей и картерами конечных передач. Иногда конструкцию усиливают ребрами жесткости.

Срок службы конечных передач в значительной степени зависит от их герметизации. Опыт эксплуатации показывает, что при улучшении уплотнений срок службы передачи повышается в 2–3 раза. В настоящее время для этого широко используют самоподжимные радиальные, торцовые и лабиринтные уплотнения.

Смазка деталей конечных передач, размещенных около ведущих колес, осуществляется разбрызгиванием масла. Уровень масляной ванны в картере должен обеспечивать погружение ведомой шестерни в масло. В конечных передачах, смонтированных около центральных передач, используют общие масляные ванны.

Бортовой редуктор энергосредства УЭС-2-250А представлен на рисунке 4.14. Бортовой редуктор представляет собой двухступенчатый цилиндрический редуктор. Быстроходная ступень выполнена в виде цилиндрической прямозубой пары зубчатых колес, тихоходная – в виде планетарного механизма.

На бортовых редукторах (рис. 4.14) установлены тормоза 2 и 8, которые приводятся в действие гидроцилиндрами. Управление тормозами осуществляется педалями. Стояночные тормоза представляет собой те же тормоза, приводимые в действие механически, не задействуя гидроцилиндры. Управление стояночными тормозами осуществляется из кабины.

Передача вращения и крутящего момента от ведомых шестерен главных передач к ведущим колесам осуществляется у гусеничного трактора конечными передачами, а у колесного трактора - колесными редукторами.

Детали колесного редуктора трактора Т-150К (рис. 4.15) и конечной передачи трактора Т-150 (рис. 4.16) конструктивно выполнены одинаково. В сборе они представляют собой редукторы планетарного типа, включающие ведущую солнечную шестерню 2, три сател-

лита 4, водило 5, неподвижную эпициклическую шестерню 6 и корпус 7.

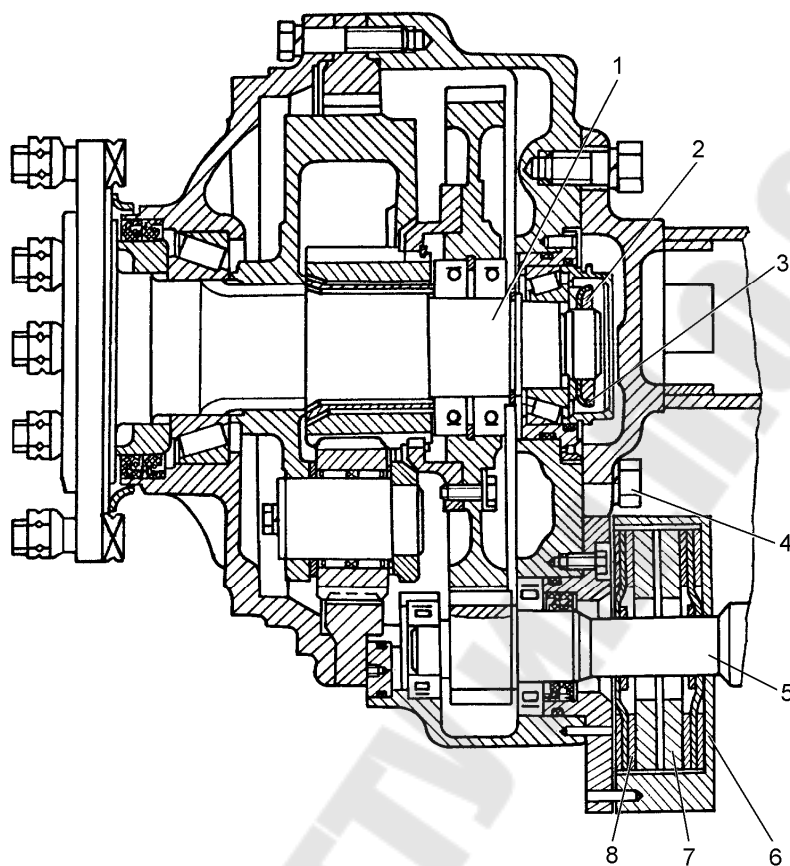


Рисунок 4.14 – Бортовой редуктор:

1 – ось колеса; 2 – гайка; 3 – шайба; 4 – болт; 5 – ведущий вал;
6 – корпус тормоза; 7 – нажимной диск тормоза; 8 – фрикционный диск тормоза

Солнечная шестерня установлена на шлицах полуоси и закреплена гайкой. Другой шлицевой конец полуоси входит в отверстие ступицы ведомой шестерни главной передачи (у гусеничного трактора) или в отверстие полуосевой шестерни дифференциала (у колесного трактора). Цилиндрические сателлиты, находящиеся в постоянном зацеплении с солнечной и эпициклической шестернями, вращаются на роликовых подшипниках, помещенных на осях 3, которые установлены в водиле. Водило прикреплено шпильками и гайками к корпусу редуктора. Фланец корпуса 7 редуктора, ступица 8 и тормозной барабан 13 (у гусеничного трактора ведущее колесо 16, рисунок 4.16) стянуты болтами. Водило и корпус образуют ведомую часть редуктора и вращаются вместе с ведущим колесом трактора.

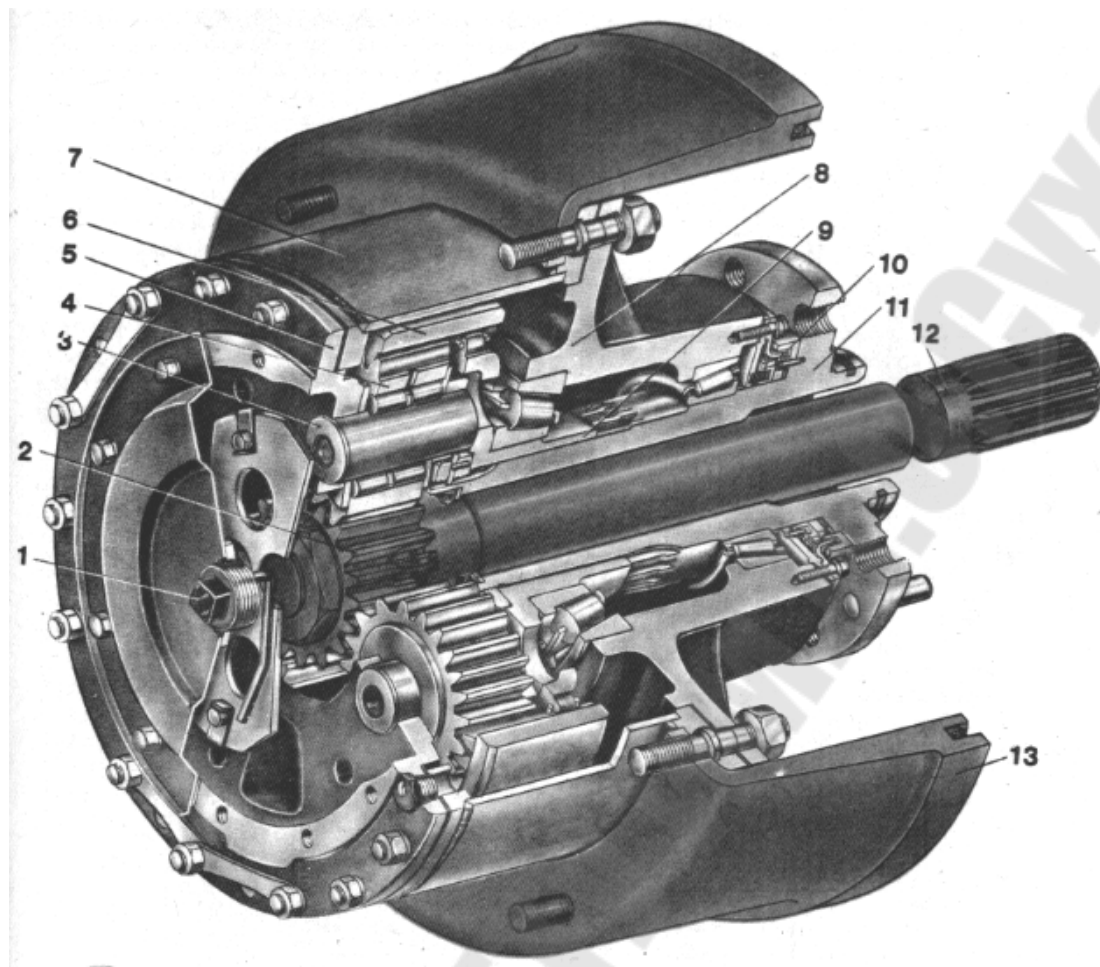


Рисунок 4.15 – Колёсный редуктор трактора Т-150К:

1 – пробка; 2 – солнечная шестерня; 3 – ось сателлита; 4 – сателлит;
 5 – водило; 6 – эпициклическая шестерня; 7 – корпус редуктора;
 8 – ступица; 9 – переходная ступица; 10 – уплотнение; 11 – рукав ведущего моста; 12 – полуось; 13 – тормозной барабан ведущего колеса

Ступица ведущего колеса находится на конических подшипниках, установленных на рукаве 11 ведущего моста. Рукав ведущего моста соединен с неподвижной эпициклической шестерней переходной ступицей 9, кото рая имеет внутри шлицы, а снаружи - зубья. Эпициклическая шестерня установлена на зубьях этой ступицы.

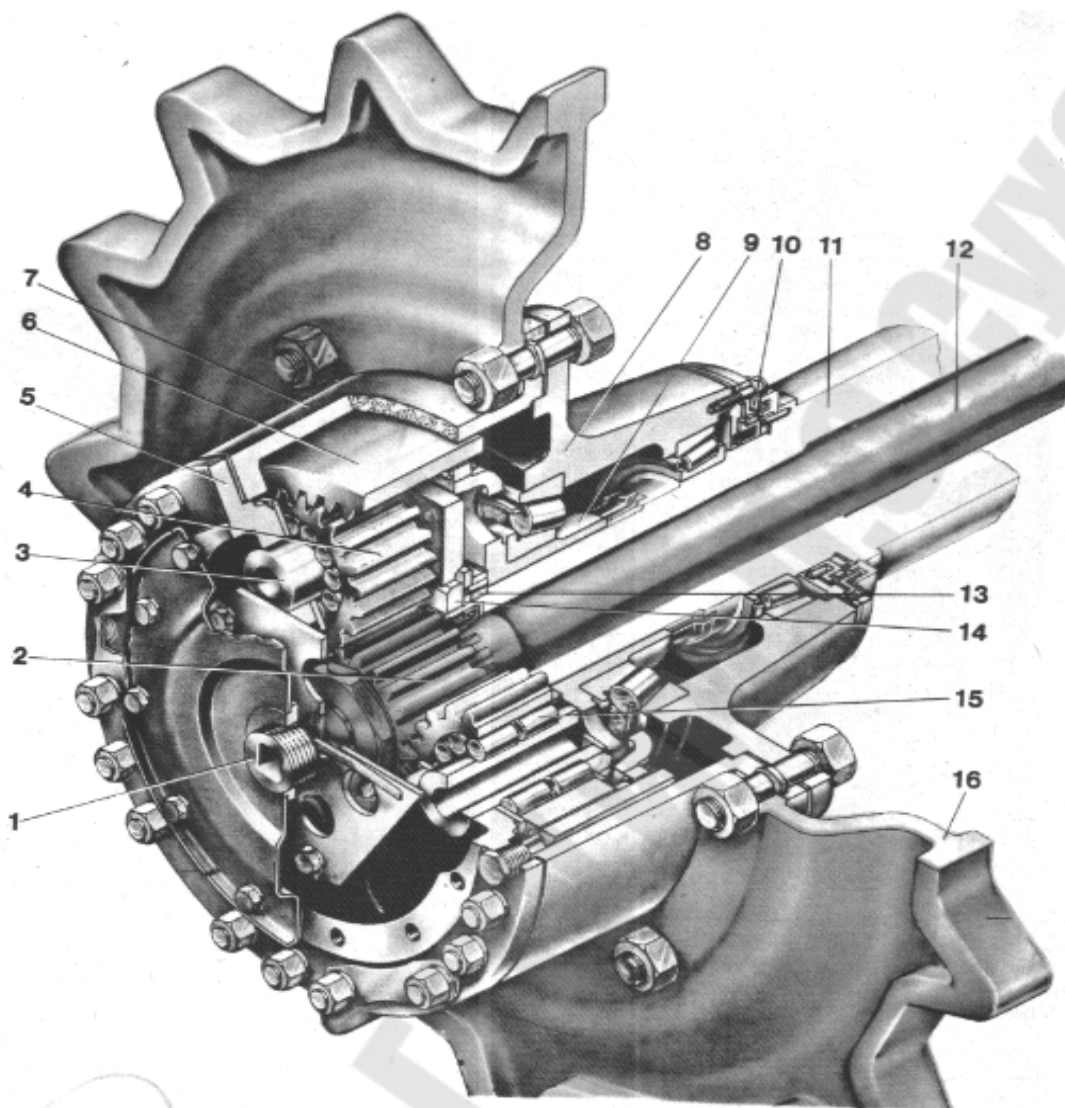


Рисунок 4.16 – Конечная передача трактора Т-150:

1 – пробка; 2 – солнечная шестерня; 3 – ось сателлита; 4 – сателлит; 5 – водило; 6 – эпициклическая шестерня; 7 – корпус редуктора; 8 – ступица; 9 – переходная ступица; 10 – уплотнение; 11 – рукав ведущего моста; 12 – полуось; 13 – регулировочная гайка; 14 – контрагайка; 15 – роликовый подшипник; 16 – ведущее колесо (звёздочка)

При движении трактора солнечная шестерня 2 приводит во вращение сателлиты 4, перекатывая их по неподвижной эпициклической шестерне 6. Сателлиты через оси увлекают за собой водило 5, которое через корпус 7 редуктора передает вращение на ведущее колесо.

Детали редуктора смазывают трансмиссионным автотракторным маслом, заливаемым через отверстие в центре крышки. Это отверстие закрывают пробкой со щупом, имеющим метки, соответствующие верхнему и нижнему допустимым уровням. Загрязненное масло сли-

вают из отверстия с конической пробкой. Общий уровень масла в полостях главной передачи и колесного редуктора определяют по кромке отверстия под контрольную пробку 1.

Масло из полости редуктора не вытекает благодаря торцовому уплотнению, установленному между рукавом ведущего моста и ступицей ведущего колеса. Уплотнительное устройство состоит из неподвижного (упорного) и подвижного (нажимного) металлических колец. Кольца удерживаются от проворачивания штифтами, а сжатие их трущихся поверхностей обеспечивается пружинами. Упорное кольцо уплотнено резиновой прокладкой, а нажимное - диафрагмой. Грязь скапливается в лабиринте между защитным кольцом и крышкой.

Конечные передачи трактора БЕРУС-2522 (рис. 4.9) – планетарные редукторы с двухвенцовыми сателлитами 22 и плавающими коронными шестернями 21. Ведущие (солнечные) шестерни 23 и 40 со ступицами тормозов 24 шлицами соединены с полуосявыми шестернями дифференциала. Каждая из солнечных шестерен своим зубчатым венцом ($z=15$) зацепляется с зубчатыми венцами ($z=42$) трех двухвенцовых сателлитов. Солнечные шестерни не зафиксированы в радиальном направлении и самоустанавливаются (плавающее положение) между венцами ($z=42$) трех сателлитов. В расточках водила 12 установлены три оси сателлита 20, на которых на роликах 19 вращаются двухвенцовые сателлиты 22. От перемещения и проворачивания в водиле оси фиксируются свертными штифтами 18. Для повышения износостойкости торцевых поверхностей водила 12 между ним и двухвенцовыми сателлитами 22 установлены шайбы 17. Водило установлено на шлицах полуоси 16 и от перемещения по ним ограничивается шайбой полуоси 32, которая крепится к полуоси болтом 31. От проворачивания болт 31 полуоси фиксируется стопорной шайбой 33.

Полуось установлена в рукаве на двух конических роликоподшипниках 13 и 14, регулировка зазора в которых осуществляется регулировочными прокладками 30.

Три двухвенцовых сателлита 22 каждой конечной передачи своими малыми венцами ($z=24$) зацепляются с коронной шестерней 21. Коронная шестерня устанавливается по зубчатым венцам ($z=24$) в соединении коронная шестерня-ступица 37. Осевое перемещение коронной шестерни 21 ограничивается упорами 34, которые крепятся болтами 35 со стопорными пластинами 36 к ступице 37, установленной на штифтах 11 в проточке рукава.

Для слива остатков масла из конечных передач (после слива масла из трансмиссии через сливное отверстие в днище корпуса заднего моста) служат отверстия в рукавах конечных передач закрываемые пробками 38. На полуосях установлены зубчатые диски 15 на изменение оборотов, которых реагируют установленные над ними на рукавах датчики оборотов полуоси.

В конечных передачах рассчитывают оси, шестерни и подшипники. Методика расчета связана с конструкцией и компоновкой этих элементов в агрегате.

При работе в элементах конечной передачи возникают напряжения от сил и моментов, действующих со стороны трансмиссии и ходовой системы трактора. На ведущие колеса действуют силы в вертикальной, продольной и поперечной плоскостях.

Вертикальную реакцию почвы G_B для колесного трактора (рис. 4.17, б) принимают равной грузоподъемной силе баллона. На ведущие колеса гусеничных тракторов, которые мало приподняты над поверхностью почвы, действует сила, обусловленная массой машины, кроме того, при преодолении препятствий и наездах на неровности возникают также вертикальные реакции, которые принимают равными 0,2 веса трактора.

В плоскости колеса действует касательная сила тяги P_K .

Горизонтальная поперечная реакция почвы F возникает при поворотах, движении на поперечных склонах и наезде на препятствия. В зависимости от условий движения она может быть направлена в ту или иную сторону:

$$F = \pm \mu \cdot G_B,$$

где: μ – коэффициент сопротивления боковому сдвигу; для колесного трактора $\mu = 0,7$, для гусеничного $\mu = 0,9$.

В полюсах зацепления шестерен конечной и центральной передач действуют радиальные R и R' , окружные P и P' и осевые Q и Q' силы.

Одним из наиболее нагруженных элементов конечной передачи является ось колеса.

На схеме, показанной на рисунке 4.18, а, ось 1 колеса смонтирована на двух подшипниках, находящихся по обе стороны ведомой шестерни 2 конечной передачи, ведущее колесо 3 расположено консольно. В этом случае ось воспринимает силы и моменты, возникающие при взаимодействии колеса с дорогой, а также усилия в зацеплении конечной передачи.

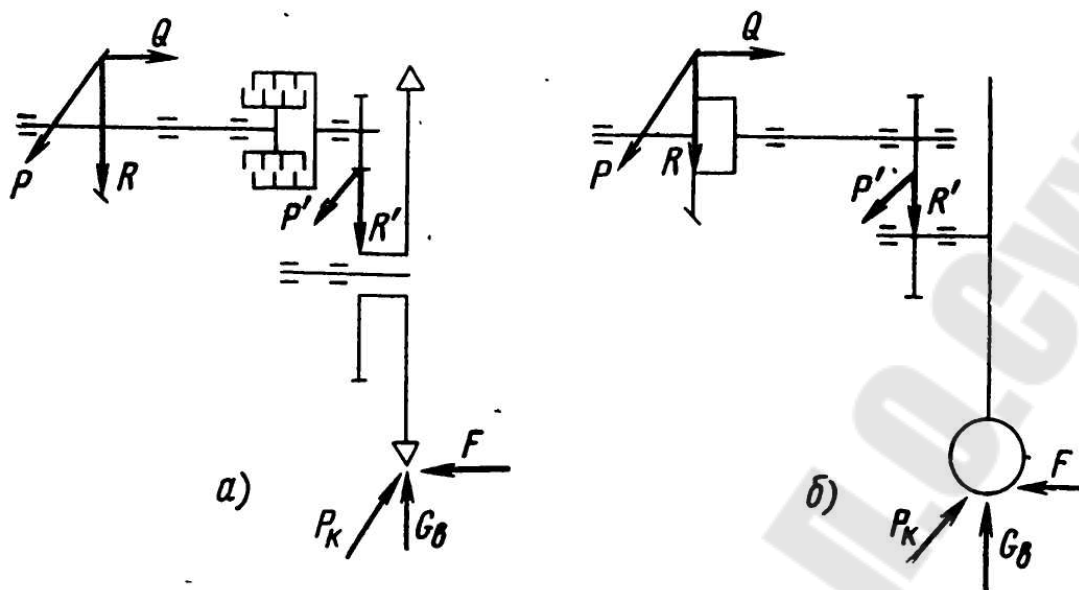


Рисунок 4.17. Схема для расчета конечной передачи трактора:
а – гусеничного; *б* – колесного.

В конструкции, представленной на рисунке 6.13, *б*, ступица 4 ведомой шестерни 2 конечной передачи установлена на подшипниках в кожухе оси 1. При помощи шлицевого соединения ось 1 связана со ступицей 4. Ось разгружена от усилий, возникающих в зацеплении конечной передачи, и воспринимает только усилия и моменты, действующие со стороны ведущего колеса 5.

В схемах, изображенных на рисунке 4.18, в, г, ступицы 6 ведущих колес 3 свободно вращаются на подшипниках, смонтированных на кожухе оси 1. Крутящий момент с оси 1 на ступицу 6 колеса передается через фланцы 5 на концах осей. В этих случаях оси работают только на кручение, все нагрузки, возникающие со стороны ведущих колес, воспринимаются подшипниками на корпусе оси. В действительности в подобных конструкциях, вследствие упругих деформаций и неточности изготовления, возникают напряжения изгиба, составляющие приблизительно 15–20% на напряжения кручения.

Расчет полуосей на прочность проводится по максимальному динамическому моменту, возникающему при резком включении муфты сцепления или при сцеплении ведущих колес трактора с почвой при максимальном значении коэффициента сцепления φ .

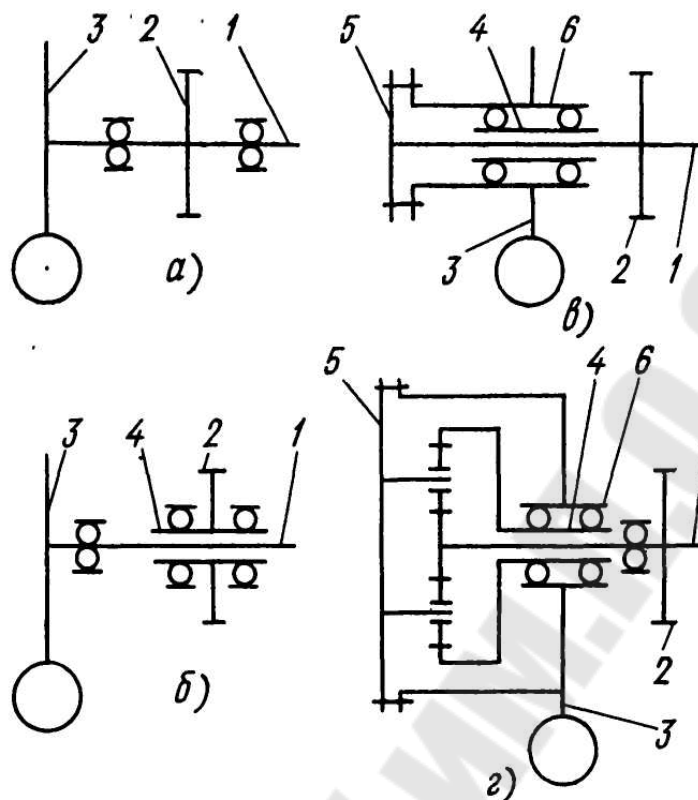


Рисунок 4.18. Кинематические схемы конечных передач тракторов.

При расчете по моменту, возникающему при максимальном коэффициенте сцепления ведущих колес с почвой, рассматривают прямолинейное движение трактора и поворот или занос. При прямолинейном движении действуют касательная сила тяги $P_K = 2\varphi$ (Z – нагрузка, приходящаяся на одно колесо) и вертикальная нагрузка на колесо.

Момент касательной силы тяги:

$$M_K = P_K \cdot r,$$

где: r – радиус колеса.

Приведенные напряжения изгиба и кручения для полуоси: полуразгруженной:

$$\sigma = \frac{\sqrt{b^2(P_K^2 + Z_K^2) + P_K^2 \cdot r^2}}{0.1 \cdot d^3};$$

полностью разгруженной

$$\tau = \frac{P_K \cdot r}{0.2d^3},$$

где: d – диаметр полуоси в опасном сечении.

При повороте или заносе действуют вертикальная нагрузка на колесо Z и осевая сила – $Y \approx Z\varphi$ (может быть направлена и влево и вправо).

Для полуразгруженной полуоси напряжение изгиба:

$$\sigma = \frac{Zb \pm Y \cdot r}{0.1d^3}.$$

Для полностью разгруженной полуоси напряжения изгиба принимаются при этом расчете равными нулю.

Расчет по максимальному крутящему моменту при резком включении муфты сцепления производится по формуле.

$$M_{\max} = \frac{M_{\text{д}} u_{\text{ТР}} K_{\text{д}} (1 + K_{\text{б}})}{2},$$

где: $M_{\text{д}}$ – максимальный крутящий момент двигателя;

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

$K_{\text{д}}$ – коэффициент динамичности;

$K_{\text{б}}$ – коэффициент блокировки дифференциала.

В гусеничных тракторах конечные передачи располагают в отдельных картерах, крепящихся к заднему мосту. Конечные передачи могут быть одноступенчатыми (Т-74, Т-50В, ДТ-75, ТДТ-40М), двухступенчатыми (Т-38М, Т-100М) с простыми или планетарными (Т-150, ДЭТ-250, К-700) редукторами.

На конечные передачи гусеничных тракторов действуют касательная сила тяги на ведущем колесе, усилие натяжение гусениц, силы от вертикальных ударов > возникающих при переезде через препятствия и раскачивании трактора, поперечные силы от сдвига гусеницы на повороте.

Детали конечных передач смазывают разбрызгиванием масла, залитого в картер. В конечных передачах применяют самоподжимные радиальные и торцовые уплотнения с лабиринтной, пыльниковой или смешанной защитой от прямого попадания абразивной среды.

Долговечность конечных передач повышает, увеличивая жесткость картеров путем применения ребер, дополнительных креплений к корпусам заднего моста, герметизация внутренних полостей за счет установки в неподвижных соединениях маслостойких прокладок. Габаритные размеры и металлоемкость уменьшают применением планетарных редукторов.

4.4. Передние управляемые мосты, требования к конструкции, конструкция и расчет.

Передние оси служат для соединения направляющих колес с остовом трактора. Они должны передавать усилия, возникающие в системе, и обеспечивать правильную установку колес. В зависимости от того, являются передние колеса только направляющими или к ним подводится крутящий момент, их разделяют на передние оси и передние мосты. По способу соединения с остовом передние оси могут быть поддрессоренными или неподдрессоренными, с расставленными или сближенными колесами, с разрезной или целой осью.

Для обеспечения устойчивого прямолинейного движения и легкого поворота трактора направляющие колеса надо устанавливать в определенном положении по отношению к дороге и балке передней оси.

При установке шкворня под углом β (обычно $\beta = 2...10^\circ$) уменьшается плечо обкатки колеса $m > m'$ (расстояние от точки контакта середины колеса до пересечения оси шкворня с почвой) и, следовательно, момент, необходимый для его поворота (рис. 4.19,а).

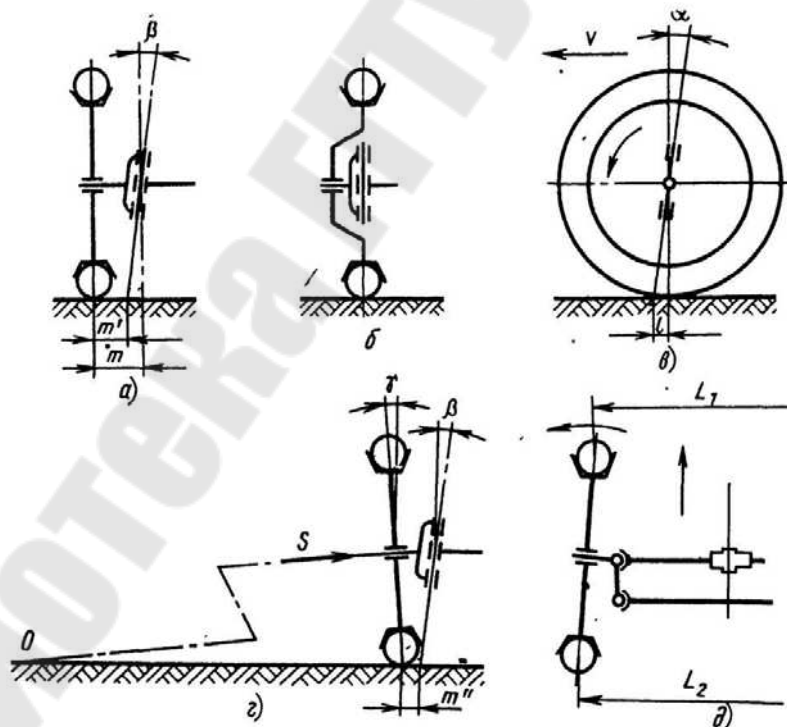


Рисунок 4.19. Схема установки направляющих колес трактора:
 а – с боковым, наклоном шкворня; б – шкворень в плоскости колеса;
 в – с наклоном шкворня назад; г – установка колес с развалом;
 д – то же, со сходимостью

Для применяемых тракторов $m = 10...30$ мм. Кроме того, при повороте колеса вокруг наклонного шкворня передняя часть трактора несколько приподнимается, и составляющие массы будут стремиться возвратиться колеса в исходное положение.

В некоторых случаях для тракторов общего назначения шкворень komponуют в плоскости колеса (рис. 4.19, б), но это ухудшает устойчивость движения трактора, так как стабилизирующий момент отсутствует.

Наклон шкворня вперед или назад в продольной плоскости позволяет получить дополнительный стабилизирующий момент от боковых реакций почвы.

При увеличении скоростей движения трактора вследствие деформации баллонов смещается точка приложения равнодействующей реакции почвы, т. е. изменяется плечо L (рис. 4.19, в).

При повороте колеса возникает момент от боковых реакций сопротивления повороту, стремящийся повернуть колесо в исходное положение. Этот динамический стабилизирующий момент можно определить по формуле

$$M_{CT} = \mu \cdot l \cdot \cos \alpha,$$

где μ – коэффициент сопротивления повороту.

Угол наклона оси шкворня назад $\alpha = 0...4^\circ$, а вперед $0...10^\circ$.

Наклон шкворня в продольной плоскости вызывает увеличение сопротивления на рулевом колесе при повороте трактора.

При установке колес с наклоном к поверхности грунта (рис. 4.19, г) (с развалом) расстояние между ободьями колес снизу, получается несколько меньше расстояния сверху. Этот способ также уменьшает плечо обкатки ($m'' < m$), а под действием составляющей силы тяжести S , направленной по оси цапфы, колесо прижимается к ступице, компенсируя износы. Такое расположение колес вызывает также отрицательные явления: колеса стремятся катиться по дугам к центрам в точке O , левое колесо – влево, правое – вправо, что приводит к скольжению и дополнительному износу шин. В существующих конструкциях тракторов угол $\gamma = 1,5...5^\circ$.

Для устранения проскальзывания колеса устанавливаются со сходимостью, т. е. не параллельно продольной оси трактора, а так, что расстояние между их серединами впереди трактора меньше, чем сзади (рис. 4.19, д), при этом $L_2 - L_1 = 1...2$ мм (измерение производят в

точках пересечения обода колеса с горизонтальной плоскостью, проходящей через оси колес).

Сходимость достигается регулированием длины поперечной рулевой тяги. При такой установке колеса стремятся катиться по окружности, центр которой находится в точке пересечения продолжения оси цапфы поворотного кулака с опорной поверхностью. Силы сопротивления движению стремятся повернуть колеса относительно шкворней, что нарушает устойчивость прямолинейного движения. При отсутствии сходимости колеса могли бы установиться под отрицательным углом. Подбор правильного положения колес устраняет эти недостатки.

При установке на тракторах передних мостов с ведущими направляющими колесами для уменьшения углов перекоса валов соединительных муфт поперечный наклон шкворня β и развал колес γ часто делают близкими к нулю. Практически это мало сказывается на устойчивости движения машины, так как использование шин низкого давления и большого диаметра, обладающих значительной эластичностью, приводит при повороте к появлению стабилизирующих моментов из-за боковой деформации шин.

У тракторов с шарнирной рамой (рис. 4.20), остов которых состоит из двух шарнирно-соединенных секций, колеса жестко связаны с остовом и установлены без развала и сходимости.

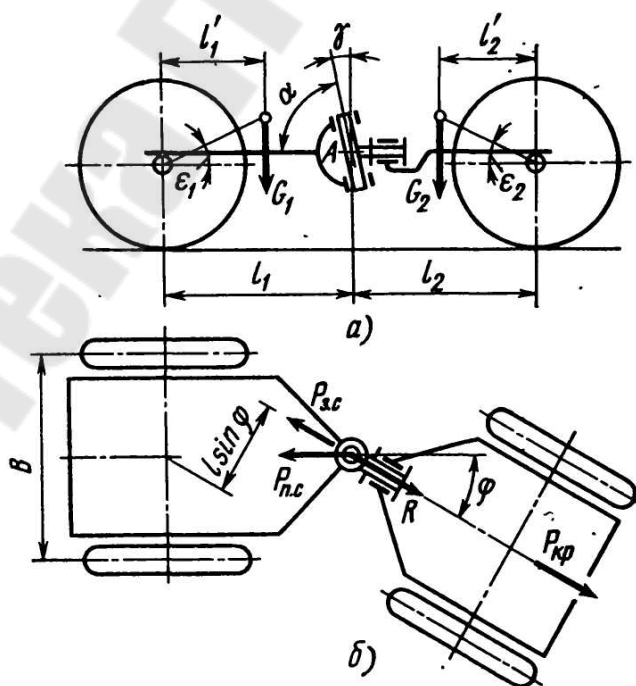


Рисунок 4.20. Схема поворота трактора с шарнирной рамой:
а – вид сбоку; б – вид сверху

Для повышения тяговых качеств тракторов подобного типа и обеспечения устойчивого прямолинейного движения необходимо, чтобы основным ведущим мостом был передний, задний же мост должен подключаться только в тяжелых условиях движения. Автоматизация включения и выключения заднего моста достигается применением обгонных муфт, установленных в приводе. Когда передний мост является ведущим (задний в это время выключен), появляется стабилизирующий момент $M_{B.C}$ (момент ведущей секции), который при повороте секций на угол φ стремится вернуть систему в исходное положение:

$$M_{B.C} = R \cdot l_1 \cdot \sin \varphi,$$

где R – реакция со стороны заднего моста ($R=fG_2+P_{кр}$; здесь f – коэффициент сопротивления перекачиванию, G_2 – доля веса трактора, приходящаяся на заднюю секцию).

Если ведущим мостом будет задний, то толкающее усилие $P_{3.C}$ создаст поворачивающий момент, вызывающий неустойчивое прямолинейное движение. Для устойчивого прямолинейного движения трактора помимо выполнения данных выше рекомендаций, необходимо, чтобы ось соединительного шарнира устанавливалась под углом γ в продольной плоскости трактора. В этом случае во время поворота секций из-за изменения высоты расположения центра машины появляется стабилизирующий момент:

$$M_C = \frac{\left(1 + \frac{l_2}{l_1}\right) \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \varphi}{\left(1 + \frac{l_2}{l_1} \cos \varphi\right)^2} \left(G_1 l'_1 \frac{l_2}{l_1} + G_2 l'_2\right),$$

где G_1 и G_2 – вес передней и задней секций. Обычно l'_1/l_1 и l'_2/l_2 делают меньше 0,25. Угол γ до 15° .

Если центры масс каждой секции вынесены за базу машины, то для получения указанного стабилизирующего момента надо, чтобы угол α был больше 90° .

При прямолинейном движении колесного трактора по неровной дороге, а иногда и на гладкой асфальтированной поверхности, наблюдаются отклонения управляемых колес от нейтрального положения, переходящие в некоторых случаях в устойчивые колебания. Основные причины, вызывающие эти явления, можно разделить на две группы.

К первой группе относятся наезд на препятствия, повышенные зазоры в деталях рулевого привода или передней оси, конструктивные дефекты, вследствие которых появляется кинематическое несоответствие привода рулевого управления и подвески оси, колебания, вызванные дисбалансом шин или дисков колес.

Ко второй группе относятся эластичность шин, жесткая связь между управляемыми колесами и деталями рулевого привода, резонансные колебания подвески и рулевого привода, появление гироскопического момента при подъеме и отклонении колеса от вертикальной плоскости.

Причины первой группы устраняются ликвидацией дефектов рулевого управления. Колебания колес, вызванные причинами второй группы, определяются взаимосвязью комплекса конструктивных параметров рулевого управления и ходовой системы трактора.

Конструкция балки передней оси и способ ее изготовления определяются эксплуатационными требованиями, предъявляемыми к трактору.

Для тракторов общего назначения, а также пропашных, предназначенных для обработки низкостебельных культур, наибольшее распространение получили оси с расставленными колесами. Эти оси обеспечивают наилучшую устойчивость и проходимость трактора по междурядьям. Дорожный просвет 400–550 мм легко обеспечивается удлинением стойки шкворня поворотной цапфы. Однако для обработки высокостебельных культур необходимо увеличить дорожный просвет до 600–760 мм, а для особо высокостебельных (чай, хлопок и др.) – 800–1000 мм и более (например, для обработки виноградников).

На многих пропашных тракторах для увеличения дорожного просвета, а также для удобства компоновки сельскохозяйственных машин применяют оси со сближенными передними колесами, или устанавливают одно направляющее колесо. Такие тракторы имеют малую поперечную устойчивость, кроме того, они при работе перекрывают только четное число рядов. У тракторов со сближенными направляющими колесами или с одним направляющим колесом вертикальный вал устанавливают в кронштейне, воспринимающем нагрузки от колес.

Выбор колеи пропашного трактора определяется возможностью механизации обработки различных пропашных культур, размеры междурядий которых зависят от вида растений и климатических условий данного района.

Стремление сделать колесные тракторы более универсальными привело к тому, что у большинства тракторов с расставленными направляющими колесами колею делают регулируемой. В связи с этим большое распространение получили составные телескопические балки передней оси с цапговым креплением выдвигаемых труб. Наружная разрезная труба затягивается хомутом. В зависимости от конструкции балки передней оси бывают литыми или штампованными (круглыми, двутавровыми, трубчатыми и др.).

Колея передних колес может несколько отличаться от колеи задних колес, что объясняется разными размерами шин. При использовании сближенных направляющих колес колею устанавливают в пределах 200...450 мм.

Подвеска передней оси выполняет несколько функций: через нее передается масса передней части трактора на балку, она обеспечивает передачу толкающих усилий от остова к передним колесам, воспринимает толчки и удары от передних колес, улучшает приспособляемость колес трактора к неровностям пути.

У большинства тракторов переднюю ось соединяют с остовом в одной точке при помощи шарнира. Для разгрузки последнего от толкающих усилий устанавливают специальные вилки. Если передняя ось сделана укороченной или имеется только одно переднее колесо, то все усилия воспринимаются подшипниками вертикального вала.

Повышение скоростей движения тракторов привело к возрастанию динамических нагрузок на оси, поэтому для увеличения срока службы тракторов стали использовать упругие элементы в системе подвески передних, а иногда и задних осей.

В конструкции переднего моста, изображенного на рисунке 4.21, *a*, использованы тарельчатые пружины 7, установленные на шкворнях 8 поворотных кулаков 9. Характерной чертой этой конструкции является возможность изменения колеи при помощи выдвигаемых труб 1, которые фиксируются в заданном положении стопорами 2. Шкворень 8 и конечная передача 5 вписаны в габариты диска 6 направляющего колеса.

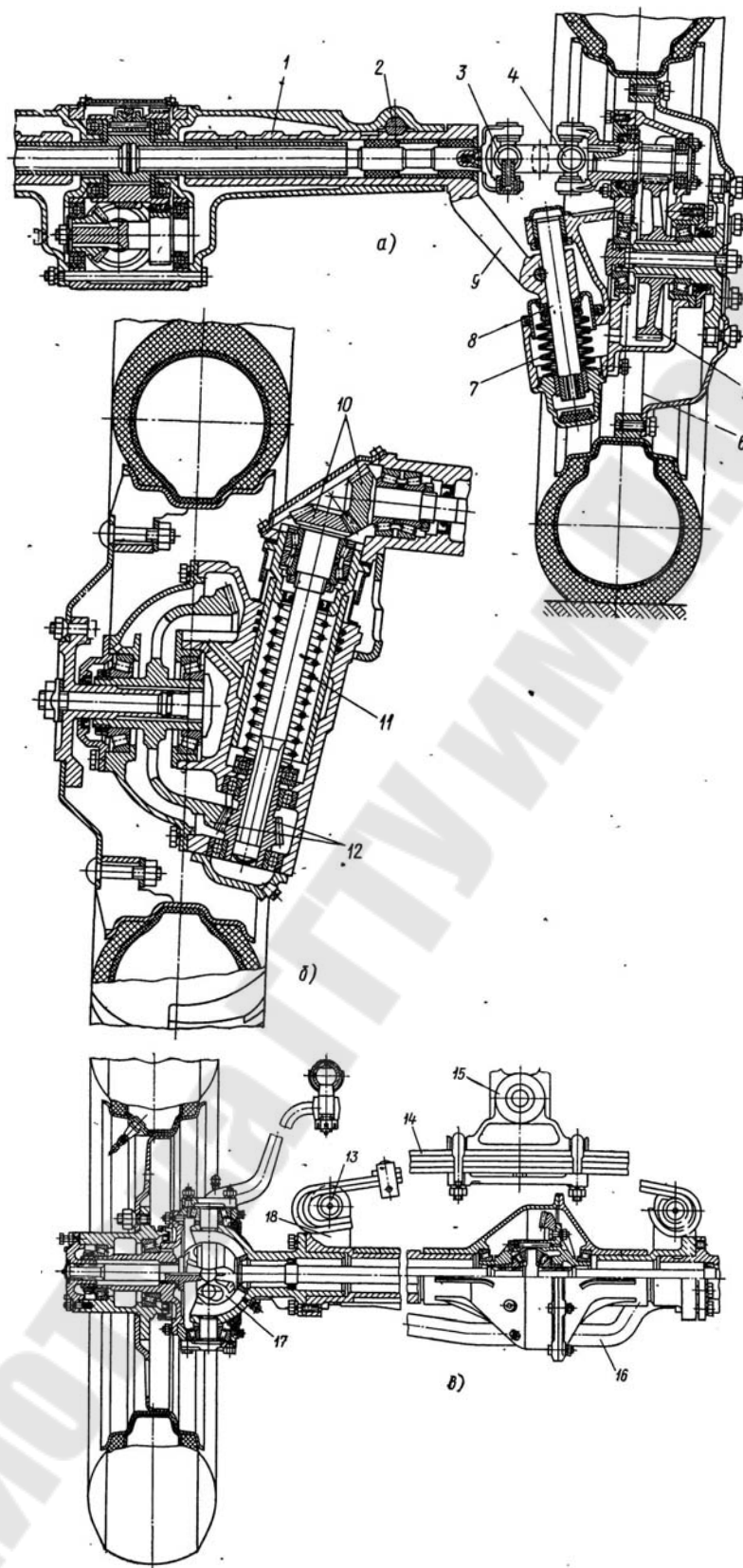


Рисунок 4.21. Передний мост с направляющими колесами:
 а – тарельчатыми пружинами, б – цилиндрическими пружинами,
 в – листовой рессорой

Крутящий момент к колесу подводится через две последовательно установленные соединительные муфты 3 и 4 неравных угловых скоростей.

На рисунке 4.21, б изображён передний мост трактора, у которого для подрессоривания колес установлены цилиндрические пружины 11. В конструкции оригинально решен вопрос подвода крутящего момента к направляющим колесам без соединительных муфт при помощи двух пар конических шестерен – 10 и 12.

Для подрессоривания переднего моста, конструкция которого изображена на рисунке 4.21, в, применена поперечная листовая рессора 14, которая шарниром 15 в средней части соединена с остовом трактора. Концы рессоры проушинами 13 прикреплены к кронштейнам 18 переднего моста. Для предотвращения скручивания рессоры толкающими усилиями служит вилка 16. Крутящий момент к колесам подводится через соединительную муфту 17 равных угловых скоростей.

При конструировании тракторов с четырьмя ведущими колесами необходимо иметь в виду, что трансмиссия, ведущие колеса и почва составляют замкнутый силовой контур, вследствие чего может возникнуть циркулирующая мощность из-за разных динамических радиусов ведущих колес. Изменение динамических радиусов колес объясняется неодинаковым давлением в баллонах, перераспределением нагрузки на колеса в процессе работы и другими причинами.

Для уменьшения отрицательного влияния циркулирующей мощности и повышения динамических качеств тракторов устанавливают специальные механизмы, например межосевой дифференциал, который дает возможность ведущим колесам передней и задней оси вращаться с разными угловыми скоростями, исключая дополнительную загрузку трансмиссии.

В контакте с почвой на направляющие колеса действуют вертикальные реакции $G_l + G_n = G'$ (здесь G_l и G_n – нагрузки, действующие на левые и правые колеса), которые зависят от типа трактора, его назначения и условий эксплуатации. Так, у трактора с четырьмя ведущими колесами одинакового размера на переднюю ось приходится приблизительно 60% общего веса трактора, у тракторов с двумя ведущими колесами 25–40%. При движении возникают динамические нагрузки, поэтому с учетом коэффициента динамичности расчет ведут по удвоенной нагрузке.

При поворотах трактора, работе на склонах и боковом скольжении действуют боковые реакции почвы R_l и R_n (индексы «л» и «п» относятся к левому и правому колесам):

$$R_l = R_n = 0,5\mu'G',$$

где μ' – коэффициент сопротивления боковому сдвигу ($\mu' = 0,6$).

Толкающее усилие от остова трактора к передней оси равно силе сопротивления качению направляющих колес ($P_f = P_{fl} + P_{fn}$):

$$P_{fl} = P_{fn} = 0,5fG'$$

где f – коэффициент сопротивления качению.

Когда направляющие колеса встречают непреодолимое препятствие, толкающее усилие достигает максимального значения, равного силе тяги по сцеплению:

$$P_{K\phi} = \phi \cdot G'',$$

где ϕ – коэффициент сцепления ведущих колес с почвой ($\phi = 0,8$); G'' – вес трактора, приходящийся на ведущие колеса.

Балку передней оси обычно штампуют из углеродистой стали 20, 35 или 40. В некоторых случаях применяют литые балки.

Методика расчета балки 6 передней оси определяется ее конструкцией. На схеме, изображенной на рисунке 4.22, передняя ось соединена с остовом трактора при помощи шарнира 7 и вилки 5, которая служит для передачи толкающих усилий от остова трактора на переднюю ось. В свою очередь, вилка 8 соединена с остовом шарниром 9.

Балку передней оси рассчитывают на изгиб в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Допускаемое суммарное напряжение изгиба принимают для кованых осей 100 – 150 МПа, для литых 50 – 60 МПа.

Поворотные цапфы 1, на которых устанавливают направляющие колеса, обеспечивают их поворот и воспринимают нагрузку от массы, приходящуюся на переднюю ось трактора и передаваемую через упорные подшипники 2 и далее через цапфу на колеса.

Силы и моменты, действующие на переднюю ось и направляющие колеса, воспринимаются шкворнями 4 и подшипниками 3 и 5, установленными в стойке поворотного кулака.

Поворотные кулаки штампуют из стали 40, 40Х и 45Х. Цапфы поворотного кулака рассчитывают на изгиб по опасному сечению у основания. Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_{из}] = 300 \dots 400$ МПа.

Шкворни поворотных кулаков изготавливают из легированных сталей 18ХГТ, 20Х, 40Х и 20ХН с последующей термической обработкой.

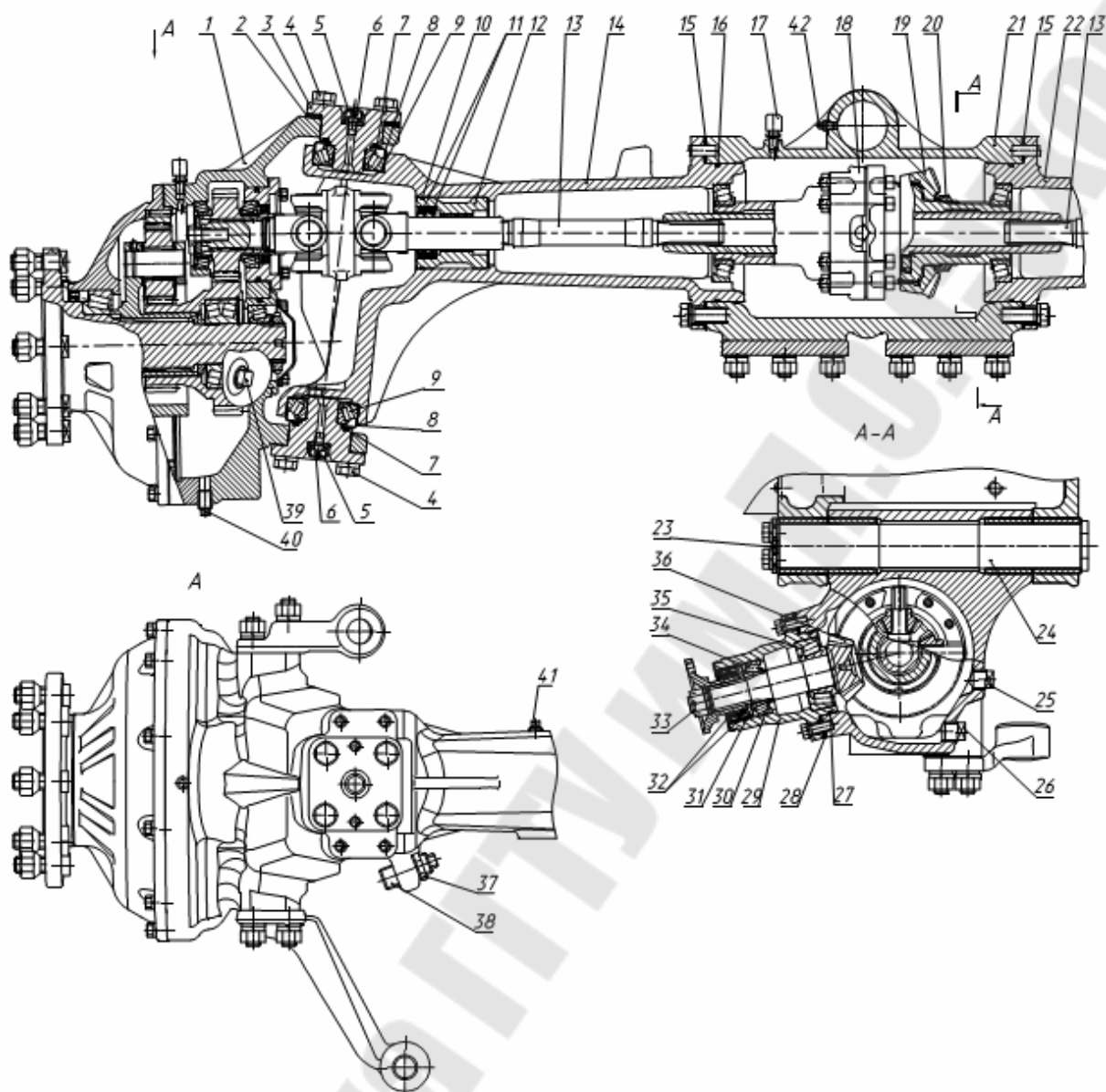


Рисунок 4.23 – Передний ведущий мост трактора БЕЛАРУС-1523:
 1 – редуктор конечной передачи; 2, 15, 28 – регулировочные прокладки;
 3 – ось шкворня; 4 – болт; 5 - колпачок; 6 – масленка; 7, 10, 16,
 27 – кольцо резиновое; 8 – стакан; 9, 34, 35 - подшипник роликовый
 конический; 11, 32 – манжета; 12 – обойма; 13 – вал полуосевой;
 14 – рукав левый; 17 – сапун; 18 – дифференциал; 19 - коническая ве-
 домая шестерня; 20 – гайка; 21 – корпус ПВМ; 22 – рукав правый;
 23 – шайба; 24 – ось качания; 25 – пробка; 26 – пробка сливная;
 29 – стакан ведущей шестерни; 30 – регулировочные шайбы;
 31 – маслосгонное кольцо; 33 – гайка; 36 – ведущая коническая шес-
 терня; 37 – контргайка; 38 – винт; 39 – пробка заливная; 40 – пробка
 сливная, 41 – пробка заливная, 42 – масленка

ПВМ состоит из главной передачи, дифференциала и колесных редукторов. Левый 14 и правый 22 рукава соединенные с корпусом ПВМ 21 болтами, образуют балку моста.

Корпус ПВМ снабжен сапуном 17, поддерживающим нормальное давление в полости балки моста и главной передачи. Заправка масла в балку моста осуществляется до нижней кромки заливного отверстия через пробки 41 установленные в рукавах 14 и 22. Слив масла из балки моста осуществляется путем отворачивания сливной пробки 26 в корпусе ПВМ. Заправка через отверстие в одном из рукавов производится до тех пор, пока смазка во втором рукаве не достигнет нижней кромки заливного отверстия. Заправка ПВМ необходимо производить на горизонтальной поверхности.

Корпус 21 переднего ведущего моста соединен с брусом осью 24, на которой мост вместе с колесами может качаться в поперечной плоскости, отклоняясь на углы ограниченные упорами ребер в рукавах 14 и 22 при их контакте с брусом трактора. От осевых перемещений ось стопорится шайбой 23. Смазка оси производится через масленку 42.

Передний ведущий мост трактора БЕЛАРУС-2522 (рис. 4.24) предназначен для передачи крутящего момента к управляемым передним колесам трактора.

Передний мост состоит из цельнолитой балки (корпуса ПВМ) 14, центрального редуктора 15, сдвоенных карданных шарниров, полуосевых валов 12 и планетарных колесных редукторов 1.

Центральный редуктор 15 установлен в корпус ПВМ 14 на 2-х штифтах 26 и крепится к нему болтами 21. Для уплотнения стыка корпуса и центрального редуктора применяется жидкая прокладка (ЛОСТИТЕ 5900). Крутящий момент от центрального редуктора к колесным редукторам передается полуосевыми валами 12 и сдвоенными карданными шарнирами.

Сдвоенный карданный шарнир состоит из вилок 36 и 43, соединенных со сдвоенной вилкой 37 двумя крестовинами 42 с игольчатыми подшипниками. Шарнир установлен в корпусе переднего моста на двух шариковых подшипниках 9 и 11, между которыми установлена дистанционная втулка 10.

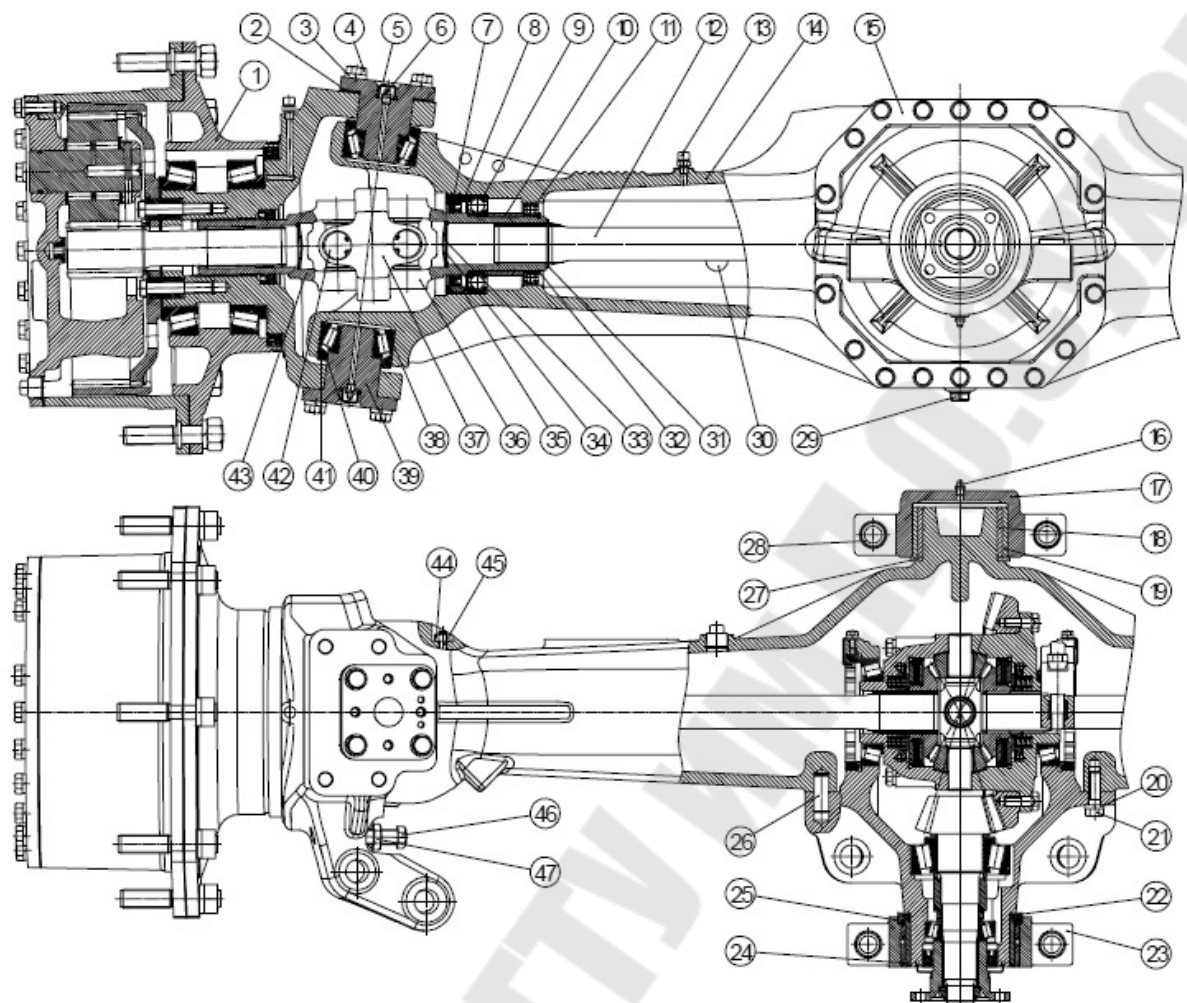


Рисунок 4.24 – Передний ведущий мост трактора БЕЛАРУС-2522:
 1 – колесный редуктор; 2 – регулировочная прокладка; 3 – пружинная шайба; 4 – болт; 5 – колпачок; 6 – масленка; 7 – кольцо; 8 – обойма; 9 – подшипник; 10 – втулка; 11 – подшипник; 12 – полуосевой вал; 13 – сапун; 14 – балка; 15 – центральный редуктор; 16 – масленка; 17 – бугель; 18,19 – втулка; 20 – пружинная шайба; 21 – болт; 22 – шайба; 23 – бугель; 24,25 – втулка; 26 – штифт; 27 – шайба; 28 – втулка; 29,30 – пробка; 31,32 – стопорное кольцо; 33 – заглушка; 34 – прокладка; 35 – уплотнение; 36,43 – вилка шарнира; 37 – вилка сдвоенная ; 38 – подшипник; 39 – ось; 40 – кольцо; 41 – обойма; 42 – крестовина с подшипниками; 44 – контргайка; 45 – винт; 46 – болт регулировочный; 47 – контргайка

Для предотвращения вытекания масла из корпуса ПВМ по вилке карданного шарнира 36 служит обойма 8 с установленными в ней уплотнением 35 и резиновыми кольцами 7. В корпусе моста 14 сдвоенный карданный шарнир фиксируется стопорным кольцом 31 и сто-

порными винтами 45. Полуосевой вал 12 с двухсторонними шлицами установлен между сдвоенным шарниром и дифференциалом, расположенным в центральном редукторе. Для предотвращения вытекания масла по шлицам полуосевого вала из балки ПВМ в вилке 36 сдвоенного шарнира установлена заглушка 33 и прокладка 34.

Планетарные колесные редукторы 1 соединены с корпусом ПВМ с помощью осей 39 и могут поворачиваться относительно балки ПВМ на 2-х подшипниках

38. Соединение осей с поворотным кулаком колесного редуктора осуществляется с помощью болтов 4. Для регулировки угла поворота колесных редукторов служат болты 46 и контргайки 47.

Смазка шкворневых осей 39 осуществляется через масленки 6, установленные на осях. От попадания грязи масленки защищены резиновыми колпачками 5. Для предотвращения попадания грязи к подшипникам шкворня в корпусе ПВМ установлены обоймы 41 с кольцами 40. Регулировка натяга подшипников 38 шкворня осуществляется прокладками 2. Заправка масла в корпус ПВМ осуществляется до нижней кромки заливного отверстия, в которое устанавливается пробка 30, а слив - путем отворачивания сливной пробки 29.

Корпус переднего моста снабжен сапуном 13, поддерживающим нормальное давление в полостях балки ПВМ. Для предотвращения течей масла по уплотнениям ПВМ, требуется регулярно производить очистку сапуна от грязи.

Главная передача и дифференциал (рис. 4.25) смонтированы в одном блоке – центральном редукторе ПВМ – и представляет собой пару конических шестерен с круговым зубом и предназначена для повышения крутящего момента и изменения направления его передачи.

Ведущая вал-шестерня главной передачи 20 установлена в корпусе центрального редуктора на двух роликовых конических подшипниках 12 и 14, между которыми установлена дистанционная втулка 13 и регулировочные шайбы 21.

Ведомая шестерня главной передачи 40 посажена на центрирующий пояс корпус дифференциала 3 и крепится к нему с помощью болтов 1. Для предотвращения отворачивания болтов служат отгибные пластины 2. На шлицевом конце ведущей вал-шестерни установлен фланец 19 привода переднего ведущего моста, который крепится к ведущей шестерне 20 с помощью гайки 17. На фланце 19 установлен грязевик 16, служащий для предотвращения попадания грязи в рабочую полость корпуса центрального редуктора.

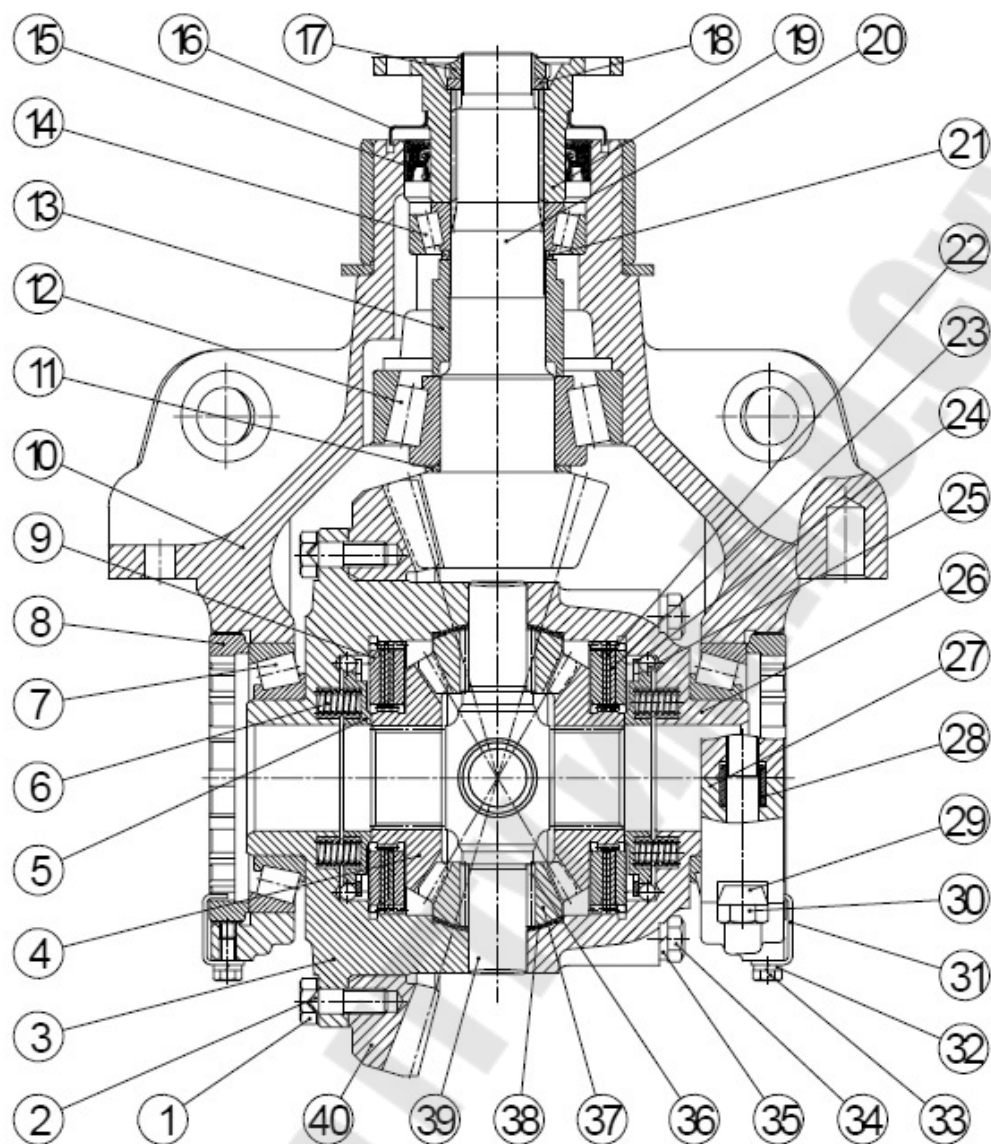


Рисунок 4.25 – Центральный редуктор:

- 1 – болт; 2 – отгибная пластина; 3 – корпус дифференциала; 4 – полу-осевая шестерня; 5 – тарелка пружины; 6 – пружинный пакет; 7 – подшипник; 8 – гайка; 9 – опорный фрикционный диск; 10 – корпус; 11 – шайба; 12 – подшипник; 13 – дистанционная втулка; 14 – подшипник; 15 – уплотнение; 16 – грязевик; 17 – гайка; 18 – шайба; 19 – фланец; 20 – ведущая шестерня; 21 – шайба; 22 – ведущий фрикционный диск; 23 – ведомый фрикционный диск; 24 – стопорное кольцо; 25 – шарик; 26 – крышка дифференциала; 27 – корпус подшипника; 28 – втулка; 29 – отгибная пластина; 30 – болт; 31 – стопор; 32 – пружинная шайба; 33 – болт; 34 – болт; 35 – пружинная шайба; 36 – ролик; 37 – сателлит; 38 – сферическая шайба; 39 – крестовина; 40 – ведомая шестерня

Для предотвращения вытекания масла в корпусе 10 установлено уплотнение 15. С целью обеспечения правильного положения ведущей шестерни, при сборке центрального редуктора под ее торец подбирается шайба 11 необходимого размера.

Дифференциал - самоблокирующийся, повышенного трения со смещенной характеристикой блокирующих свойств, которые проявляются только при работе трактора с высокими тяговыми нагрузками (пахота, культивация и др.).

Блокировка дифференциала отсутствует при движении трактора по усовершенствованным дорогам. В корпусе 3 и крышке 26 дифференциала, соединенных болтами 34, размещены четыре сателлита 37 на крестовине 39, полуосевые шестерни 4, фрикционные диски - опорные 9, ведущие 22 и ведомые 23, четыре сферических шайбы сателлитов 38 и пружины 6, служащие для обеспечения блокирующих свойств дифференциала лишь в области повышенных тяговых нагрузок трактора. Дифференциал установлен в расточках корпуса центрального редуктора на 2-х роликовых конических подшипниках 7 и от осевого перемещения фиксируется гайками 8. Гайки также служат для регулировки зацепления главной передачи и обеспечения необходимого пятна контакта. От отворачивания гайки 8 фиксируются стопорами 31, прикрепленными к корпусам подшипника 27 болтами 33 через пружинные шайбы 32.

4.5. Особенности конструкции и расчета элементов гусеничных движителей МЭС.

Гусеничный движитель обеспечивает перемещение трактора, поддержание его остова, натяжение и направление движения гусеничных цепей. Движитель состоит из ведущих и направляющих колес с направляющим и амортизирующим устройствами, опорных и поддерживающих катков и гусеничных цепей.

Ведущие колеса, вращаясь, перематывают гусеничную цепь, обеспечивая движение трактора. Их классифицируют по месту расположения на тракторе – с передним и задним расположением; по конструкции обода – с одинарным и двойным венцом; по типу зацепления с гусеницей (цевочное, гребневое, зубовое).

Проф. М.И. Медведевым установлено, что место расположения ведущего колеса в зависимости от скорости движения трактора влияет на КПД машины. Так, при скоростях движения до 20 км/ч рациональным является заднее, а при больших скоростях – переднее расположение ведущих колес.

Сельскохозяйственные и большинство промышленных тракторов имеют заднее расположение ведущих колес.

Высоту h_K расположения ведущих колес от плоскости качения (беговых дорожек гусениц) выбирают в зависимости от типа подвески. При полужестких подвесках размер h_K должен обеспечить свободный сход трактора с разостланной гусеницы:

$$h_K = 0.5D_B + 10 \text{ мм,}$$

где: D_B – диаметр ведущего колеса, мм.

При упругих подвесках этот размер выбирают из условия предотвращения ударов колес при переходе препятствия с максимальной силой тяги на крюке, когда задние рессоры подвески получают дополнительную деформацию.

Угол наклона задней ведущей ветви гусеницы у сельскохозяйственных тракторов должен составлять 1–10°.

Для предотвращения передачи пульсирующей нагрузки на детали при перематывании гусеницы расстояние от оси ведущего колеса до оси ближайшего опорного катка принимают равным $(2,5–3)h_T$, где h_T – шаг звена гусеницы.

Наибольшее распространение на сельскохозяйственных тракторах получили ведущие колеса с одинарным венцом, которые проще

по конструкции и обеспечивают лучшую самоочищаемость от налипшей грязи.

Для облегчения ремонта и эксплуатации ведущие, колеса делают составными. Зубчатый венец болтами прикрепляют к ступице, к ней же обычно привертывают и ведомую шестерню конечной передачи.

Ведущие колеса с цевочным зацеплением получили преимущественное распространение на сельскохозяйственных тракторах, гребневое зацепление применяют редко.

Профилирование зубьев ведущих колес. Срок службы ведущих колес определяется как материалом, так и профилем зубьев венца колеса.

При цевочном зацеплении зубья ведущего колеса, входя в зацепление с цевками, перематывают гусеничную цепь. При этом возможны два способа передачи усилия P_k от зуба ведущего колеса на цевку: тянущий и толкающий.

При тянущем способе зуб колеса упирается в цевку, расположенную на переднем по ходу трактора конце звена гусеницы (рис. 4.26). Входящая в зацепление цевка, находясь под действием полной касательной силы тяги, скользит по зубу колеса. При выходе цевки из зацепления скольжение отсутствует, так как цевка отходит от зуба.

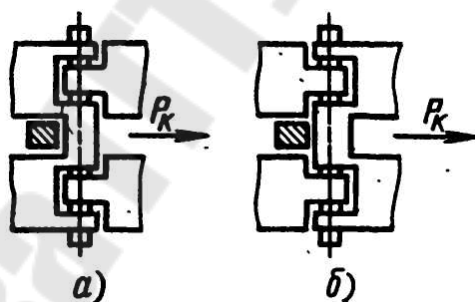


Рисунок 4.26. Схема передачи тягового усилия способом:
а – тянущим; б – толкающим

При толкающем способе передачи усилия зуб колеса упирается в цевку, выполненную в задней части звена гусеницы (рис. 4.26, а, б). При входе в зацепление звено гусеницы предварительно укладывается на ведущее колесо, а затем цевка без скольжения входит в зацепление с зубом колеса. Выход цевки из зацепления сопровождается проскальзыванием ее под нагрузкой по зубу колеса. В этом случае работа сил трения в шарнирах цепи несколько меньше, чем в предыдущем.

В зависимости от соотношения шагов гусеницы t_r и ведущего колеса t_K зацепление разделяют на специальное ($t_r < t_K$) и нормальное ($t_r = t_K$).

В специальном зацеплении шаг гусеничной цепи на 1–5% меньше шага колеса. В этом случае при работе трактора ведущим является один верхний зуб колеса. При выходе его из зацепления гусеничная цепь проскальзывает по колесу и в зацепление вступает второй зуб, что сопровождается ударом, вызывающим повышенный износ системы. Специальное зацепление применяют главным образом на быстроходных машинах с литыми звеньями гусениц для увеличения срока их службы до выбраковки по износу.

В процессе работы трактора по мере износа и вытягивания гусеничной цепи специальное зацепление переходит в нормальное, а при дальнейшей работе шаг цепи может стать больше шага колеса.

При нормальном зацеплении ведущими являются все зубья колеса, находящиеся в зацеплении с гусеницей, но по мере износа шаг гусеницы становится больше шага колеса и ведущим становится один нижний зуб колеса.

Положение цевки на зубе колеса гусеницы определяется равнодействующей сил натяжения набегающего и сбегающего звеньев гусеницы и силами трения о зуб.

Определяют размеры ведущего колеса и вычерчивают профиль зуба в следующем порядке (рисунок 4.27, а).

1. Находят радиус ведущего колеса R_K , для чего по аналогии с параметрами существующих машин задаются центральным углом

$$\rho = \frac{360}{z},$$

где z – число звеньев гусеничной цепи, укладываемых по периметру ведущего колеса (может быть нецелое число)].

Для гусеничных тракторов, работающих со скоростями до 12 км/ч, $\rho = 20 \dots 30^\circ$ (шаг звена гусеницы 150–200 мм). У машин, работающих на более высоких скоростях, для уменьшения сил инерции и работы трения в шарнирах при перематывании гусеницы шаг звена уменьшают.

Шаг звена гусеницы t_T (м) находят из уравнения скорости v (км/ч) гусеничного трактора:

$$v = 0.06 \cdot z \cdot t_T \cdot n_k,$$

где n_k – частота вращения ведущего колеса, об/мин.

В этом уравнении n_k и скорость трактора известны из тягового расчета, неизвестным является шаг t_r .

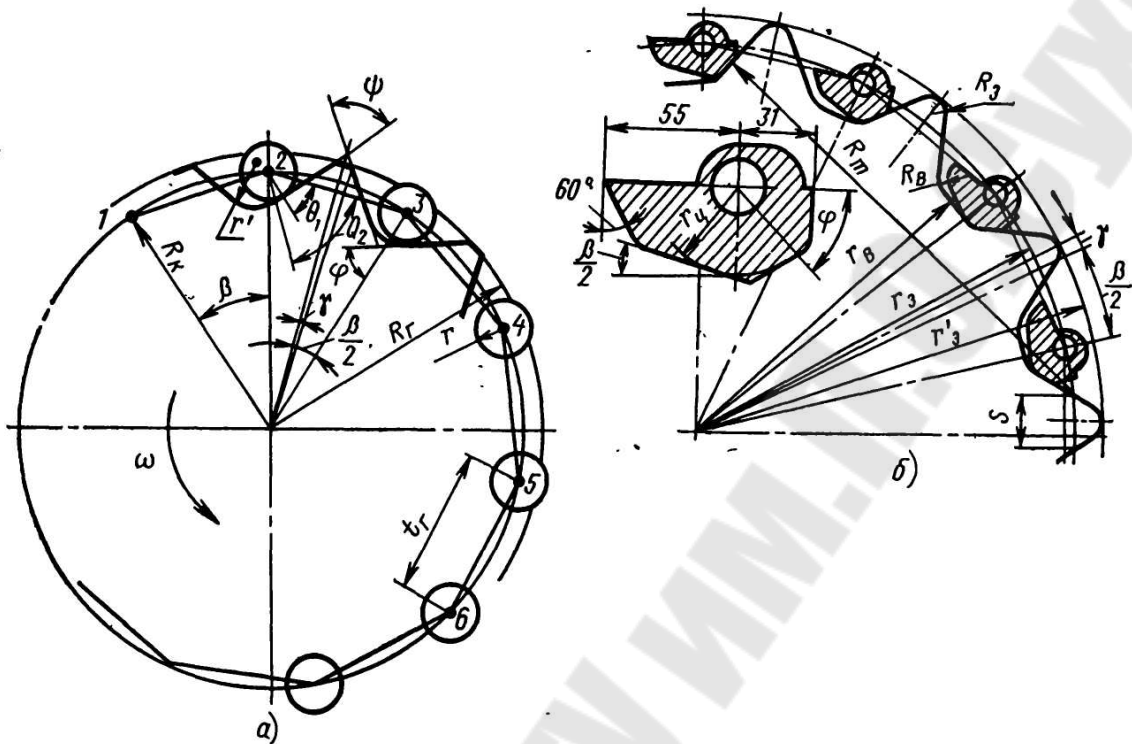


Рисунок 4.27. Ведущее колесо:

а – с цилиндрическими цевками; б – с плоскими цевками.

Радиус ведущего колеса:

$$R_K = \frac{t_r}{2 \sin(\beta/2)} = \frac{t_r}{2 \sin(180/z)}$$

2. Радиусом R_K проводят окружность.
3. Вписывают в полученную окружность многоугольник со стороной, равной шагу гусеничной цепи t_r (точки 1, 2, ...).
4. Определяют углы θ_1 зацепления прямолинейного участка зуба и θ_2 зацепления впадины по уравнениям

$$\operatorname{tg} \theta_1 = \frac{q_1 \sin \beta}{1 - q_1 \cos \beta}; \quad \operatorname{tg} \theta_2 = \frac{q_2 \sin \beta}{1 - q_2 \cos \beta},$$

где q_1 и q_2 – показатели геометрической прогрессии, определяющей распределение усилия по зубьям (предполагается, что в зацеплении находится несколько зубьев).

Показатели геометрической прогрессии q_1 и q_2 находят по формулам:

$$q_1 = m-2 \sqrt[m-2]{\frac{P_{\Gamma}}{P_{\Gamma} + 0,5P_K}}; q_2 = m-2 \sqrt[m-2]{\frac{P_{\Gamma}}{P_{\Gamma} + 0,5fQ}},$$

где m – число звеньев гусеничной цепи, фактически укладываемых на ведущем колесе (должно быть целое число);

P_{Σ} – сила предварительного натяжения гусеницы;

P_K – номинальная касательная сила тяги на колесе;

f – коэффициент сопротивления движению;

Q – вес машины.

5. Определяют угол ψ заострения зуба с учетом того, что толщина зуба s должна исключать возможность заклинивания гусеничной цепи при ее износе. Для выполнения этого условия между зубом колеса и цевкой цепи при ее износе должен оставаться зазор $\Delta = (0,03 \dots 0,04) t_r$. Угол заострения зуба $\psi = 2(\theta_1 + \nu)$, где ν – центральный угол зазора [$\operatorname{tg} \nu = 2\Delta \operatorname{tg}(\beta/2)$].

6. Из центра шарнира цепи (точка 1, 2, ...) проводят два луча под углами θ_1 и θ_2 к стороне (1–2, 2–3, ...) многоугольника и окружность радиусом $r = (0,15 \dots 0,3) t_r$, определяющую размеры цевки. В точке пересечения луча, направленного под углом θ_1 и окружности цевки проводят нормаль к лучу, определяющую прямолинейный участок профиля зуба колеса.

7. Делят угол β пополам и от стороны, прилегающей к цевке, откладывают угол γ , одна из сторон которого является осью симметрии зуба. Впадину зуба между лучами, направленными под углами θ_2 для одного и другого зуба, проводят окружностью радиусом $r_l = (1,1 \dots 1,3)r$. Вторую половину зуба строят симметрично первой.

8. Из центра ведущего колеса радиусом $R_{\Gamma} = R_K + (0,8 \dots 1,2)r$ проводят окружность головок зубьев ведущих колес

Для уменьшения износа зубьев ведущих колес и цевки НАТИ предложена конструкция зацепления с развитыми поверхностями контакта (рисунок 4.27,б).

При гребневом зацеплении (рисунок 4.28) ведущее колесо состоит из двух дисков 1 и 9 соединенных осями 5, которые состоят из болта 5, распорной втулки 6 и ролика 7.

На обод колеса укладываются звенья гусеницы. В некоторых случаях ободья обрезают.

Гусеница 3 имеет выступы-гребни 2. При большом шаге, когда число звеньев гусеницы, укладываемых по периметру ведущего колеса невелико, звенья гусениц, имеющих гребни, располагают через одно с гладкими звеньями. Профиль гребня образуется прямыми, рас-

положенными под углом $65\text{--}80^\circ$ к поверхности беговой дорожки гусеницы. Головку и ножку гребня закругляют.

При зубовом зацеплении на венце ведущего колеса выполняют впадины, куда входят выступы гусеницы. По сравнению с цевочным и гребневым зацеплениями площадь контакта колеса получается значительно большей, вследствие чего износ элементов уменьшается.

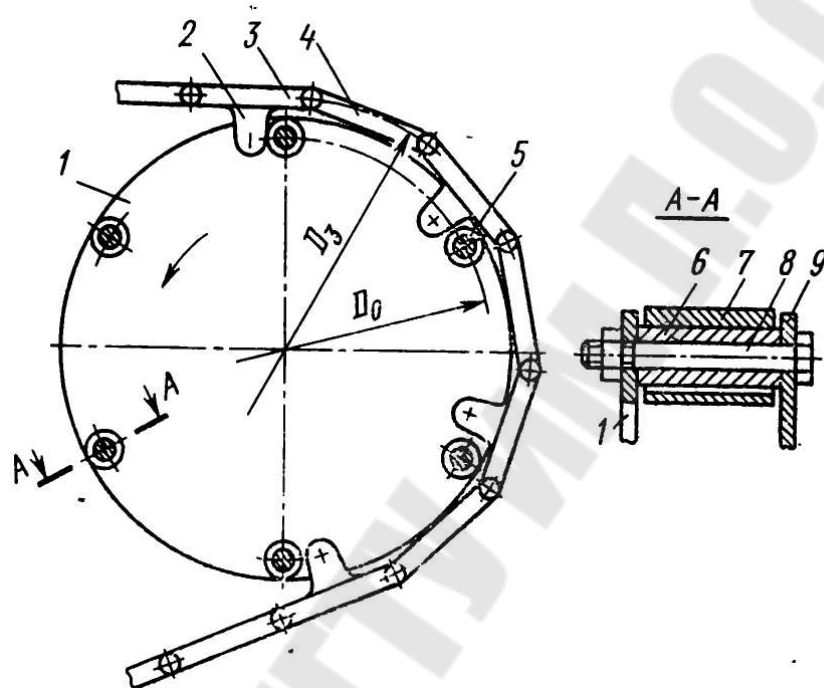


Рисунок 4.28. Ведущее колесо с гребневым зацеплением

Методика профилирования зубового зацепления заключается в следующем.

1. Методом, аналогичным профилированию цевочного зацепления, определяют радиус ведущего колеса и диаметр D_3 расположения окружностей цевок на ведущем колесе (рисунок 4.29.).

2. Определяют углы зацепления θ_1 и θ_2 , и показатели геометрической прогрессии q_1 и q_2 .

3. Проводят окружность диаметром D_3 , разбивают ее на дуги, хорды которых равны шагу гусеницы. Из центров шарниров A и B от хорды, представляющей звено гусеницы, внутрь ведущего колеса откладывают углы θ_1 и θ_2 . На лучах, образующих угол θ_1 откладывают нормальную к шарниру силу N_B и силу, действующую вдоль звена гусеницы $N_A = N_B q_1$ [где q_1 – показатель геометрической прогрессии], и находят их равнодействующую N .

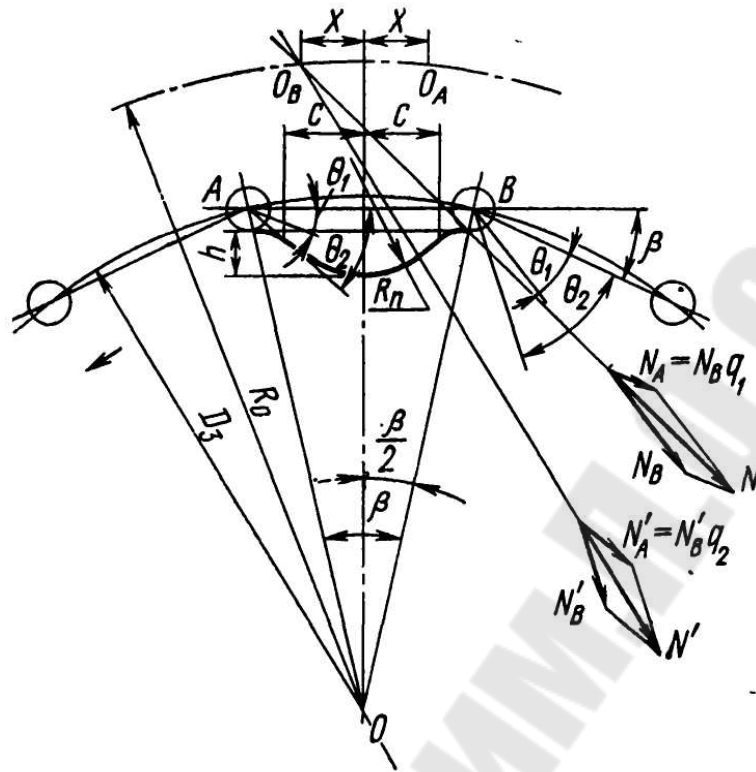


Рисунок 4.29. Профилирование зубового зацепления

Аналогично определяют равнодействующую N' для угла θ_2 .

На пересечении направлений векторов N к N' находят точку O_e . Из центра O радиусом R_o через точку O_e проводят делительную окружность.

На расстоянии $0,5d_n + \delta$ (d_n – диаметр пальца шарнира, δ – толщина проушины) проводят линию, параллельную плоскости, представляющей беговую дорожку гусеницы.

От оси симметрии звена вправо и влево откладывают отрезки $c = 0,3t_g$, определяя толщину основания зуба. К плоскости звена гусеницы восстанавливают перпендикуляры, наносят на них на расстоянии 10–15 мм точки, через которые из центра O_e проводят дугу радиусом R_n , являющуюся профилем зуба. Вторую дугу профиля зуба проводят из симметричного центра O_A .

Высоту зуба принимают равной 50–60 мм. Вершину зуба скругляют дугой радиусом 20–30 мм, а основание – дугой радиусом 10–15 мм.

Наружный диаметр колеса принимают равным $D_H = D_3 - 2[0,5d_n + \delta + (2 \dots 3)]$ (здесь D_H – наружный диаметр ведущего колеса, мм; D_3 – диаметр делительной окружности, мм; d_n – диаметр пальца, мм; δ – толщина стенки проушины, мм).

Венцы ведущих колес отливают из сталей 40, 45, 50, специальной хромоникелевой или хромованадиевой стали. Проводится термообработка до твердости $HRC\ 48-60$.

Независимо от типа зацепления считают, что усилие на гусеничную цепь передается только одним зубом и составляет $0,8mg$ (здесь m – масса трактора; g – ускорение свободного падения).

Зуб колеса рассчитывают на изгиб и контактную прочность. Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_{из}] = 400...500$ МПа, смятия $[\sigma_{см}] = 500...1000$ МПа.

Направляющие колеса служат для направления движения и изменения степени натяжения гусеничной цепи. Кроме общих требований они должны обеспечивать хорошую самоочищаемость от грязи и снега.

Направляющие колеса классифицируют по типу обода – с односторонним и двойным ободом; способу крепления – на кривошипе и на ползунах; наличию амортизирующего устройства – с амортизирующим устройством и без него.

У всех гусеничных тракторов направляющие колеса выполняют функцию натяжных устройств. С их помощью изменяют степень натяжения гусеничной цепи, что необходимо для демонтажа гусеницы и ее предварительного натяжения, так как при провисании цепи резко увеличиваются потери на самопередвижение трактора и возможно спадание гусеницы при работе.

Для изменения натяжения гусеничной цепи ступицы направляющего колеса устанавливают на коленчатой оси или на ползунах. Первый способ применяют при балансирной или индивидуальной подвеске (коленчатую ось закрепляют на остова трактора), второй – при полужесткой (ползуны устанавливают на тележках гусениц).

На рисунке 4.30, а представлена схема установки направляющего колеса 1 на ползуне 2, расположенном на тележке 5 гусеничной рамы.

Для изменения натяжения гусеницы вращают регулировочную гайку 5, накрученную на винт, конец которого связан с полузном. На последнем укреплен ось направляющего колеса 1.

На стержень натяжного винта надевают предварительно сжатую пружину 4 амортизирующего устройства, уменьшающего силу ударов на детали тележки 5 гусениц и остов трактора.

Конструкция, схема которой изображена на рисунке 4.30, б, отличается от предыдущей главным образом ползуном 2, на котором установлено направляющее колесо 1. В ней имеется направляющий

стережень 6, установленный на кронштейнах, закрепленных на раме тележки гусениц, по которому скользит фасонная втулка 7 с осью направляющего колеса.

В некоторых случаях направляющие колеса устанавливаются не на ползунах, а на кривошипах (рис. 4.30, в, г), ось качения которых укрепляют на раме 5 тележек гусениц. При вращении регулировочных гаек 3 натяжной винт перемещает ось направляющего колеса 1, которая, двигаясь по дуге с радиусом, равным радиусу кривошипа R_a , изменяет степень натяжения гусеницы.

По сравнению с предыдущими схемами, конструкция, изображенная на рисунке 4.30,б, имеет преимущество, так как амортизирующее устройство поглощает не только горизонтальные, но и вертикальные толчки, действующие на направляющее колесо.

На тракторах с полужесткой подвеской направляющие колеса несколько приподнимают над плоскостью качения так, что нижняя ветвь гусеницы образует с почвой угол $1-5^\circ$. При использовании балансирных и индивидуальных подвесок для предотвращения ударов о почву при деформации упругих элементов подвески колеса приподнимают выше и угол подъема нижней ветви гусеницы составляет $5-25^\circ$.

Для более равномерного хода трактора, чтобы не было толчков при перематывании гусеницы, ось направляющего колеса должна быть удалена от оси переднего опорного катка на расстояние не менее $3 t_g$, где t_g – шаг гусеницы.

Для уменьшения потерь в ходовой системе при перематывании гусеницы диаметр направляющего колеса стремятся делать по возможности большим. В сельскохозяйственных тракторах его принимают на $50-100$ мм меньше наружного диаметра ведущего колеса.

Направляющее колесо у сельскохозяйственного трактора приподнято над землей на небольшую высоту, поэтому при наезде на неровности и препятствия оно воспринимает удары.

Детали направляющего колеса, натяжного и амортизирующего устройств рассчитывают в зависимости от назначения трактора и компоновки его ходовой системы.

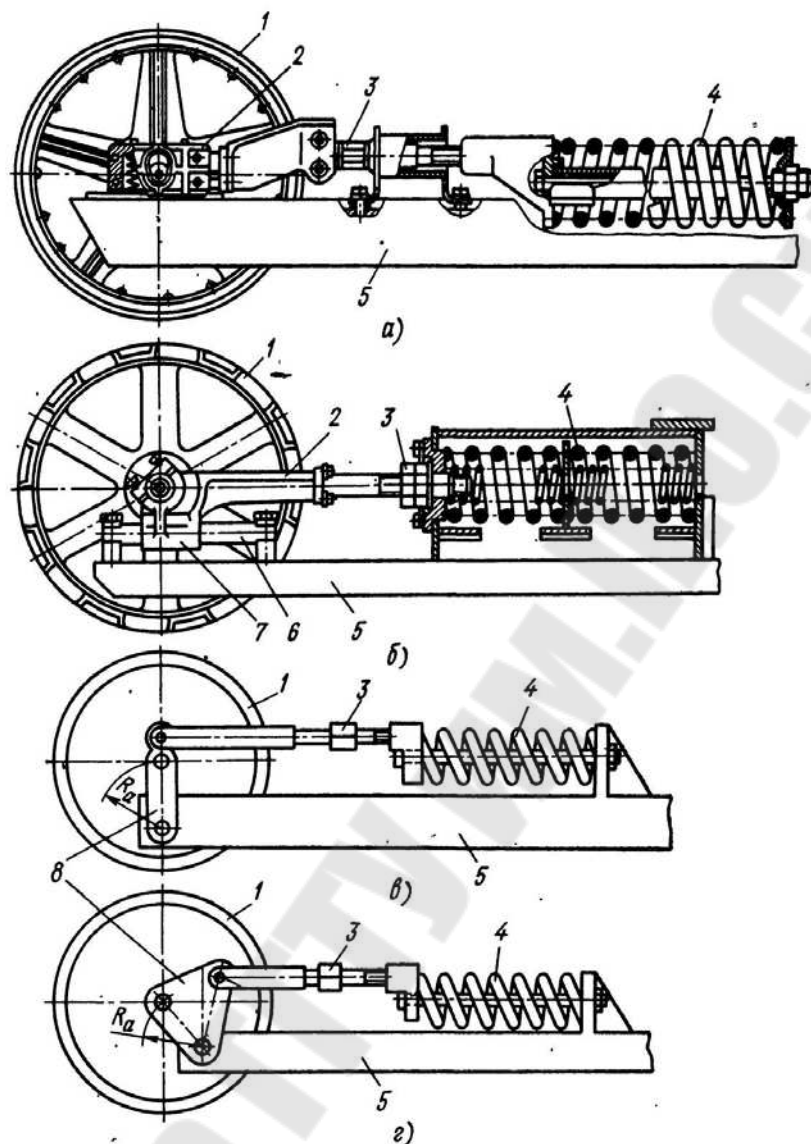


Рисунок 4.30. Схемы установки направляющего колеса при полужесткой подвеске:

а, б – на ползуне; в, г – на кривошипе

На направляющее колесо действуют следующие силы.

1. Сила предварительного натяжения гусеницы

$$P_T = q \cdot l_0^2 / (8f),$$

где: q – вес единицы длины гусеницы;

l_0 – расстояние между осями поддерживающих катков;

l – стрела прогиба гусеницы между поддерживающими катками.

При слабо натянутой гусенице, когда, стрела прогиба велика, увеличивается опасность спадания гусеничной цепи, появляется сильное биение цепи, что приводит к повышенному износу звеньев и уменьшению КПД ходовой системы.

При сильно натянутой гусеничной цепи КПД ходовой системы также уменьшается.

Для сельскохозяйственных тракторов стрела прогиба верхней части гусеничной цепи определяется в зависимости от расстояния l_0 между ее опорами:

$$f = (0.03...0.06)l_0$$

2. Касательная сила тяги P_k . При заднем расположении ведущего колеса во время движения трактора задним ходом на верхнюю ветвь гусеницы действует касательная сила тяги $P_{ю}$ которая передается на обод направляющего колеса.

3. Реакция со стороны грунта. Если направляющее колесо выполняет функции опорного катка, то реакцию со стороны почвы на него определяют теми же методами, что и для остальных опорных катков.

Натяжное устройство рассчитывают в зависимости от его конструктивной схемы. Пружина амортизирующего устройства предохраняет детали трактора от ударов при наезде направляющего колеса на препятствия, а также детали ходовой системы от перегрузок, которые могут возникнуть при попадании посторонних предметов между опорными катками и гусеницей. Если сила, действующая на направляющее колесо, становится больше силы максимального сжатия пружины, последняя полностью сжимается и ее амортизирующее действие прекращается.

Силу $P_{пр}$ предварительного натяжения пружины амортизирующего устройства выбирают так, чтобы устройство не срабатывало при движении трактора задним ходом и резком торможении.

Для применяемых тракторов упругий ход при деформации пружины амортизирующего устройства составляет 60–130 мм.

Опорные катки передают на почву массу остова, а также направляют движение трактора по гусеничной цепи.

Помимо удовлетворения общих, предъявляемых ко всем механизмам требований, опорные катки должны оказывать малое сопротивление при движении трактора, иметь хорошо защищенные подшпикники от попадания абразивных частиц и влаги.

Опорные катки разделяют на одинарные и двойные, а по наличию упругого элемента – на катки с упругим элементом и без него.

Размеры и расположение катков определяются назначением трактора и типом подвески. Катки большого размера оказывают меньшее сопротивление перекатыванию, но при увеличении их диаметра уменьшается число катков, которое можно разместить на той же дли-

не опорной поверхности. При уменьшении числа опорных катков создается неблагоприятная эпюра давлений на почву. Масса трактора на гусеничную цепь в этом случае передается через небольшое число точек, появляются максимальные нагрузки.

Для создания равномерного давления необходимо устанавливать катки меньших размеров, но они оказывают большое сопротивление движению. У относительно тихоходных сельскохозяйственных тракторов, для которых эпюра распределения давления на почву имеет решающее значение, размеры опорных катков уменьшают; на быстроходных тракторах, для которых важно небольшое сопротивление движению, применяют катки больших диаметров.

Для увеличения числа опорных катков при той же длине опорной поверхности катки с ребордами чередуют с гладкими катками. При использовании гусеничных цепей с цельными звеньями ободья опорных катков делают гладкими.

В зависимости от конструкции подвески оси опорных катков делают двухопорными и консольными. Двухопорные оси используют при полужестких подвесках, когда ось закрепляется в П-образной раме тележки гусеницы. При таких катках полость рамы тележки может забиваться грязью.

Установка катков на консолях обеспечивает хорошую самоочищаемость, требует меньшего числа уплотнений, но ось в этом случае работает в более напряженных условиях.

Опорные катки отливают из стали 40 или 45 с последующей закалкой до твердости HB 355–440. Толщина обода не менее 15 мм.

Поддерживающие катки устанавливают для поддержания верхней ветви гусеницы. В полужестких подвесках их закрепляют на верхней части рамы тележек гусениц, а в упругих – на консольных кронштейнах, расположенных на остова трактора. Если устанавливают один поддерживающий каток, то его монтируют ближе к ведущему колесу.

Для снижения шума при работе ободья поддерживающих катков некоторых тракторов оснащают резиновыми бандажами.

Размеры поддерживающих катков определяют из условия обеспечения его вращения под действием сил трения движущейся гусеницы. Диаметр катка:

$$D_{II} = 2 \cdot M_y \frac{t_{\Gamma}(2+z)}{g_{\Gamma} \cdot L_0 \cdot (\mu - f_n)}$$

где: M_y – момент сопротивления проворачиванию уплотнений ($M_y = 1,5 \dots 5,5$ Нм);

t_r – шаг гусеницы;

z – число поддерживающих катков (на одной стороне);

g_r – вес единицы длины гусеницы;

L_o – база трактора;

μ – коэффициент трения гусеницы о ролик $\mu = 0,15 \dots 0,2$;

f_n – коэффициент сопротивления вращению катка ($f_n = 0,01 \dots 0,08$).

По экспериментальным данным нагрузка на поддерживающий каток для трактора класса 3,0 тс составляет 1,8–7,5 кН.

Гусеничная цепь передает массу трактора на почву и реализует его тяговую мощность.

Гусеничная цепь должна обеспечивать высокие сцепные качества независимо от фона почвы, а также небольшое сопротивление движению трактора.

По конструкции гусеничные цепи разделяют на составные и с цельными звеньями; металлические, резинометаллические и эластичные.

Работая в очень напряженных условиях, в абразивной среде и влаге гусеничные цепи во многом определяют ресурс трактора. Срок службы гусеничных цепей приблизительно в 2–3 раза меньше, чем срок службы других агрегатов трактора, и составляет 500–2000 ч.

Усовершенствование гусеничных цепей проводят по двум направлениям: а) усовершенствование технологии производства и подбор более стойких материалов; б) усовершенствование конструкции.

Наиболее распространенной причиной выхода гусеницы из строя является износ шарниров, которые могут быть открытыми или закрытыми с шарниром на игольчатых подшипниках или с упругим элементом.

На срок службы гусеничных цепей и, в частности, шарниров большое влияние оказывает жесткость звена, которая должна обеспечиваться рациональной формой и размещением на нем ребер жесткости. Толщину стенок литых звеньев принимают равной 7–8 мм, а беговых дорожек 12–14 мм. Толщину проушины делают неравномерной – в направлении основного износа 10–12 мм, а в остальных местах 7–8 мм. Для снижения концентрации напряжений на кромках увеличивают число проушин звена гусеницы.

Несмотря на небольшой срок службы, необходимость использования легированных сталей и неремонтопригодность, такие гусеницы

благодаря простоте изготовления и малой металлоемкости (от 10 до 15% от массы трактора), возможности использования на машинах, работающих на повышенных скоростях, получили широкое использование на отечественных тракторах.

Из-за большой массы составные гусеницы применяют на тихоходных тракторах с полужесткой подвеской.

Составные гусеницы нельзя считать перспективными, так как они помимо указанных недостатков оказывают большое сопротивление движению трактора, снижая его КПД и ухудшая экономичность.

Большой интерес представляют гусеничные цепи, у которых непосредственный контакт и трение металлических поверхностей заменены внутримолекулярным трением в промежуточных резиновых элементах. Бесшумность работы, высокий КПД и износостойкость при работе в среде с большим содержанием абразивных частиц, смягчение ударов, передаваемых на трансмиссию со стороны ходовой части, делают резинометаллические гусеничные цепи перспективными.

В настоящее время используют два типа сочленений звеньев в подобных гусеничных цепях: с пальцевыми резинометаллическими шарнирами и бесшарнирные.

На рисунке 4.31, *а* изображено литое звено 2 гусеничной цепи, в котором резиновые втулки 3 расположены в проушинах с одной стороны звена, с другой стороны в проушинах звена резиновых втулок нет. Палец 4 закреплен болтами 1. На рис. 6, *б* изображена конструкция, в которой резиновые втулки установлены во всех проушинах. В первом случае угол закручивания резиновых втулок при работе равен углу относительного поворота звеньев на ведущем колесе трактора, во втором, при прочих равных условиях, угол закручивания каждой втулки вдвое меньше.

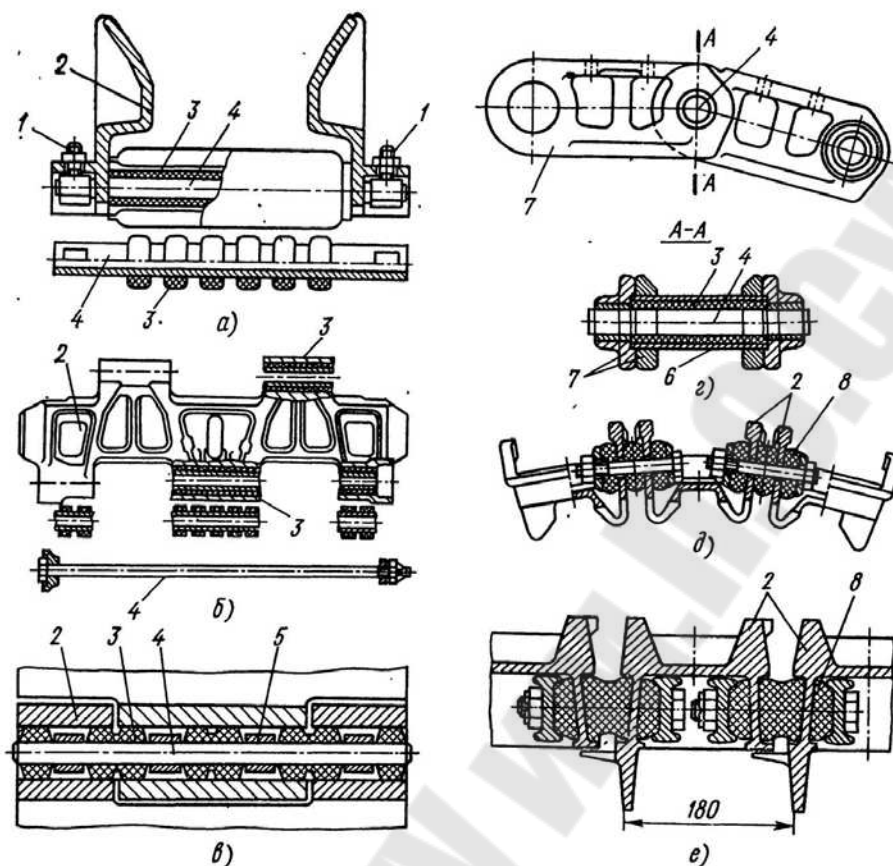


Рисунок 4.31. Резинометаллические гусеничные цепи:

а, б – с резиновыми втулками; в – с ограничителем радиальной деформации; г – со сплошной резиновой втулкой; д, е – бесшарнирные.

Установлено, что наиболее опасными для разрушения резиновых втулок являются радиальные деформации. В связи с этим была предложена конструкция резинометаллического шарнира с ограничителем радиальной деформации резиновых втулок (рис. 4.31, в). На палец 4 звена 2 поочередно надевают резиновые 3 и металлические 5 втулки. Наружный диаметр резиновых втулок делают больше диаметра металлических. В обычных условиях эксплуатации, когда силы тяги не превышают средних значений, работают резиновые втулки. Когда сила тяги приближается к максимальной, деформация резиновых втулок увеличивается, и в контакт с проушиной вступает металлическая втулка. С этого момента работают обе втулки. Предварительные испытания показали высокие эксплуатационные качества такой гусеничной цепи.

На рис. 4.31, г показана гусеничная цепь с составными звеньями с резинометаллическими шарнирами трактора «Катерпиллер». Резино-

вая втулка 3 привулканизирована к пальцу звена 4 и разрезной металлической обойме. Полученный комплект запрессовывают во втулку 6, а ее – в рельсы 7 гусеничной цепи.

Для уменьшения деформации резиновых элементов в процессе работы трактора при сборке резинометаллических гусеничных цепей соседние звенья устанавливают под углом одно относительно другого. Этот угол равен половине угла поворота звеньев на вращающемся колесе трактора. Способы установки и крепления резиновых элементов в таких шарнирах разнообразны (используют вулканизацию, наклейку, запрессовку и т. д.).

На рис. 4.31, *д,е* изображены бесшарнирные резинометаллические гусеничные цепи тракторов «Ренсемс» и «Роудлесс», у которых роль шарниров выполняют резиновые блоки 8, установленные между сопряженными звеньями 2 гусеничной цепи. Подобные гусеничные цепи имеют большой срок службы при работе трактора на песчаных почвах. Однако их нельзя считать перспективными, так как они имеют большую массу (около 28% от массы трактора) и сложны по конструкции, большинство деталей необходимо подвергать механической обработке.

В настоящее время ведутся работы по созданию ленточных, бесшарнирных гусениц для сельскохозяйственных тракторов.

Как показывает опыт, причинами выхода цельнолитых гусеничных цепей из строя являются износ шарниров (70%), цевок (12%), беговых дорожек (10%).

Литература

1. Анилович В.Я. и др. Конструкция и расчет с/х тракторов. М.- Машиностроение. 1976.
2. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. М.. 1980.
3. Ксенович Н.П. Проектирование универсально пропашных тракторов. Минск. 1980.
4. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004. – 504с.
5. Скотников В.А. и др. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.. Агропромиздат. 1986.
6. Советские тракторы. Под общей редакцией И.Б. Барского. М., Машиностроение, 1970, 369 стр.
7. Тракторы. Теория, Под ред. Гуськова В.В., М. Машиностроение. 1988.-376с.
8. Шарипов В.М., «Конструирование и расчет тракторов». – М.: Машиностроение, 2004. – 592с
9. Универсальное энергетическое средство УЭС-2-250А “Полесье - 2-250А” инструкция по эксплуатации. “ПО Гомсельмаш”, 2006. – 212с.
10. Гуревич А.М., Болотов А.К., Судницын В.И. Тракторы и автомобили. М.: Агропромиздат, 1989. – 368 с.
11. Проектирование подвижных энергетических средств: прак. рук. для выполнения прак. и лаб. работ по специальности Т.05.09.00. «Тракторы и с/х машины» дневного и заочного обучения. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2005. – 42 с. М/ук 3102.
12. Проектирование мобильных энергетических средств : метод. указания к курсовому проекту для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2006. – 39 с. М/ук 3377.
13. Проектирование подвижных энергетических средств: лаборатор. практикум по одноим. дисциплине для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / П. Е. Родзевич. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2013. – 104 с. М/ук 4183.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Пособие

**по одноименной дисциплине для студентов
специальности 1-36 12 01 «Проектирование
и производство сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Составитель Родзевич Павел Евгеньевич

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 13.02.20.

Рег. № 34Е.
<http://www.gstu.by>