



Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

В. Ф. Хиженок, В. Б. Попов

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

КУРС ЛЕКЦИЙ

по одноименной дисциплине

для студентов специальности 1-36 12 01

**«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»**

дневной и заочной форм обучения

Гомель 2011

УДК 631.372(075.8)
ББК 40.721я73
Х43

*Рекомендовано научно-методическим советом
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 28.06.2011 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Металлорежущие станки и инструменты»
ГГТУ им. П. О. Сухого канд. техн. наук, доц. *М. И. Михайлов*

Хиженок, В. Ф.
Х43 Тракторы и автомобили : курс лекций по одноимен. дисциплине для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / В. Ф. Хиженок, В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011. – 101 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: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Изложено общее устройство автомобилей и тракторов, определены параметры сцепления, выбор основных параметров коробок передач, карданной и главной передачи.

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

УДК 631.372(075.8)
ББК 40.721я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2011

СОДЕРЖАНИЕ

Тема № 1. Основы проектирования автомобилей.....	4
Тема № 2. Сцепление. Определение основных параметров сцепления. Буксование фрикционного сцепления.....	16
Тема № 3. Коробка передач. Выбор основных параметров коробки передач.....	24
Тема № 4. Бесступенчатая передача. Гидродинамические передачи. Объемные гидropередачи.....	33
Тема № 5. Карданная передача. Карданный вал.....	40
Тема № 6. Главная передача. Дифференциалы колесных тракторов.....	44
Тема № 7. Подвеска. Колебания и плавность хода автомобиля. Упругие элементы подвески. Амортизаторы.....	55
Тема № 8. Тормозное управление. Принципиальные схемы тормозных механизмов. Определение тормозных моментов на колодках.....	63
Тема № 9. Рулевое управление. Рулевой привод. Рулевой механизм.....	75
Тема № 10. Остов и рабочее оборудование тракторов.....	87
Список литературы.....	101

Тема № 1. Основы проектирования автомобилей.

Цикл жизни автомобиля и трактора включает четыре стадии: создание, производство, обращение (поставки) и эксплуатацию (рис.1.1.)



Рисунок 1.1. Цикл проектирования

Исследование и обоснование разработки. Цель: определить возможность и целесообразность разработки. Включает прогнозирование, научное исследование, разработку технического задания (ТЗ) на проектирование.

Прогнозирование.

Прогноз – вероятностное суждение о будущем.

Задачи прогнозирования

1. Выявление факторов, влияющих на динамику развития;
2. Выявление тенденций развития, отражающих влияние внутренних закономерностей самого процесса;
3. Выявление возможных направлений решения проблемы создания автомобиля; выработка рекомендаций по выбору определённого направления.

Существует более 300 видов прогноза, их различают:

- по глубине прогнозирования;
- по направлению прогнозирования;
- по методам прогнозирования.

По глубине прогнозирования

В автомобилестроении применяют:

1. Краткосрочные прогнозы;
2. Среднесрочные прогнозы;
3. Долгосрочные прогнозы.

1. Краткосрочным называют прогноз на 5 – 10 лет. Примерно с такой периодичностью сменяются поколения автомобилей. Для составления краткосрочного прогноза требуется информация:

- с выставок, автосалонов;
- описания к изобретениям;
- результаты испытания новых конструкций;
- законченные НИР прикладного характера.

2. Среднесрочный прогноз – 10 – 20 лет; требуется информация:

- описание открытий;
- фундаментальные НИР;
- монографии;
- информация с международных симпозиумов и научно – технических конференций.

3. Долгосрочный прогноз 20 – 30 лет

- научная фантастика;
- результаты в смежных областях науки,
- фундаментальные исследования,
- доклады на научных симпозиумах,
- отчеты государственных комиссий и т.п..

По направленности различают:

1. Изыскательское прогнозирование;
2. Нормативное прогнозирование.

Изыскательское – основано на имеющихся знаниях и опыте, и имеет целью установление альтернативных путей развития, выполняется по ходу времени. Прогноз разворачивается из будущего в настоящее.

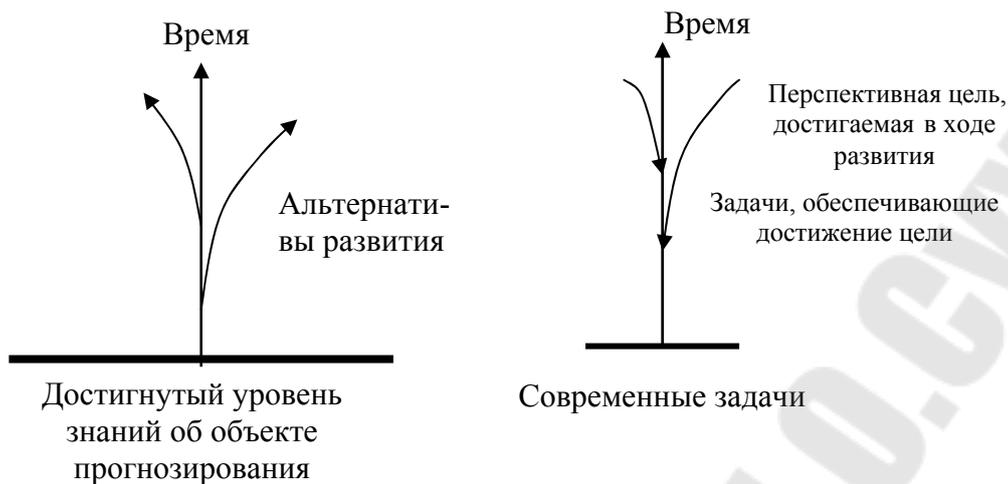


Рисунок 1.2. Прогнозирование

По методам прогноза прогнозы делят на 3 класса:

1. Методы экстраполяции тенденций;
2. Методы моделирования;
3. Методы экспертных оценок.

1. Методы, отнесенные к первому классу, основаны на том, что тенденции, действовавшие в прошлом и настоящем, сохраняются и в будущем. Прогноз составляется в следующем порядке:

- выявляют факторы, влияющие на изменение параметра;
- выбирают класс аналитической зависимости для выявления тенденций (линейные, степенные, показательные);
- подбирают параметры кривых.

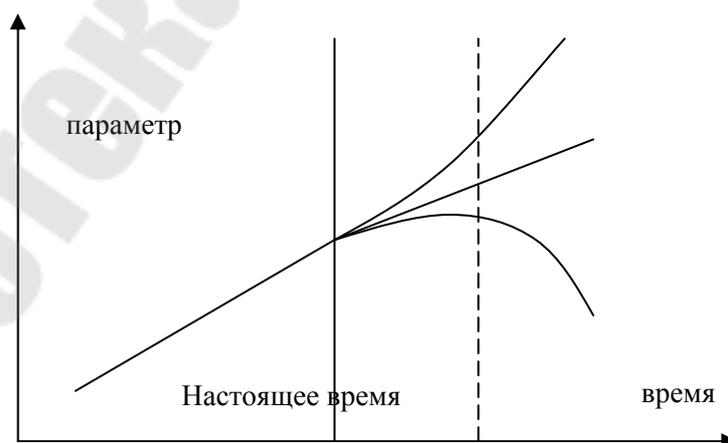


Рисунок 1.3. Параметры кривых

2. В методах второго класса на основе действующих закономерностей разрабатывают математические модели. Варируя параметры модели, можно проанализировать, какой будет результат и определить "политику" в этой области.

3. Методы третьего класса основаны на статической обработке мнений специалистов; обычно используются, если направление определяется директивно.

Техническое задание на проектирование.

Первичный документ, на основании которого ведётся разработка конструкции автомобиля. Обычно разрабатывается ведущими специалистами фирмы – разработчика автомобилей.

ТЗ разрабатывают на основе прогнозов, результатов НИР, включая патентные исследования, анализа производства, испытаний и эксплуатации автомобилей предыдущих моделей, достигнутого технического уровня, нормативных документов, типажа автомобиля, требований КВТ ЭОК ООН TIR. Обычно ТЗ на проектировании содержит следующие разделы:

1. Наименование и область применения автомобиля:
 - тип создаваемого автомобиля;
 - условия эксплуатации автомобиля:
 - климатические условия: температура воздуха, запыленность, влажность, количество и интенсивность осадков, высота над уровнем моря;
 - дорожные условия: сопротивление движению, сцепление движителя с опорной поверхностью, микро – и макропрофиль дорожной поверхности (или бездорожье);
 - параметры изделий, с которыми должен взаимодействовать разрабатываемый автомобиль;
 - тип заменяемого автомобиля;
 - возможность экспорта.
2. Основание для разработки ТЗ:
 - наименование документа, на основании которого начата разработка и наименование организации его утвердившей;
 - дата утверждения документа.
3. Технические показатели автомобиля.

3.1. Надёжность. Надёжность – свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения параметров характеризующих его способность выполнять требуемые функции при заданных режимах работы технического обслуживания, ремонта, транспортирования и хранения. Надёжность – свойство объекта сохранять работоспособность. Работоспособное состояние – состояние объекта, при котором значения параметров, характеризующих его способность выполнять требуемые функции, соответствуют требованиям нормативно – технической и (или) конструкторской документации. Кроме работоспособного состояния различают еще неработоспособное, исправное, неисправное и предельное состояния. Отказ – переход из работоспособного состояния в неработоспособное. Повреждение – переход из исправного состояния в неисправное при сохранении работоспособного.

Для автомобиля задают:

- гарантийный срок и гарантийный пробег;
- ресурс до капитального ремонта, иногда до списания;
- кратность ресурсов или требование к равной прочности.

3.2. Технологичность. Технологичность – совокупность свойств конструкции изделия, определяющих её приспособленность к достижению минимальных затрат при изготовлении, техническом обслуживании и ремонте для заданных показателей качества, объёма выпуска и условия выполнения работ. Иначе, технологичность – приспособленность конструкции автомобиля к условиям изготовления на конкретном предприятии.

Для автомобиля задают удельную материалоемкость, удельную энергоёмкость, технологичность технического обслуживания и ремонта: 1) периодичность технического обслуживания (ТО); 2) трудоёмкость ТО; 3) требование к удобству замены узлов; 4) трудоёмкость диагностирования и текущего ремонта автомобиля.

3.3. Стандартизация и унификация. Унификация – сокращение номенклатуры изделий одинакового функционального назначения.

Задают: 1) уровень унификации; 2) соответствие требованиям стандартов и другим нормативным документам; 3) требования к агрегатированию автомобиля с изделиями других заводов, (двигатели, элементы трансмиссии, тормозной привод и т.п.) Агрегат – унифицированный узел.

3.4. Безопасность:

- требования к безопасности ТО и эксплуатации автомобиля;

– требования к вибрациям и соответствие санитарно – техническим нормам.

3.5. Эстетические (требование к внешнему виду)

- информационная выразительность;
- рациональность формы;
- целостность композиции
- совершенство исполнения и стабильность товарного вида;

3.6. Эргономические требования (требования к системе человек – машина):

- относительное расположение основных элементов рабочего места водителя (сидение, рулевое колесо и др.);
- требование к приборной панели, требование к отделке салона;
- усилия управления и т.п.

3.7. Патентная чистота и конкурентная способность:

- коэффициент патентной чистоты;
- коэффициент патентной защиты.

Коэффициент патентной защиты – характеризует использование технических решений, на которые поданы или могут быть поданы заявки на изобретение.

Коэффициент патентной чистоты – характеризует использование технических решений, не подпадающих под действие патентов в странах предполагаемого экспорта; перечисляются страны по которым проводится патентный поиск для определения коэффициента патентной чистоты.

3.8. Составные части и материалы:

- перечень к составным частям, изготовленным предприятиями смежниками;
- перечень материалов, используемых для изготовления и эксплуатации

3.9. Требования к транспортированию, хранению и консервации автомобиля:

а) требования к транспортированию

- условие транспортирования;
- транспортные средства;
- способы закрепления автомобиля;
- скорости движения при транспортировке;

б) требования к хранению:

- условие хранения;

- способ хранения;
- сроки хранения;
- в) требования к консервации:
 - необходимость ТО при хранении;
 - переконсервация.

3.10. Специальные требования:

требования к автомобилям специального, в том числе военного назначения

4. Экономические показатели:
 - предполагаемый годовой объём выпуска;
 - срок окупаемости;
 - предполагаемая лимитная цена.
5. Стадии и этапы разработки:
Приводят стадии и этапы, требующие согласования с потребителями (с министерством автомобильной промышленности и т.п.)
6. Приложения:
 - перечень и результаты НИР;
 - результаты прогнозов;
 - результаты расчётов;
 - схемы;
 - чертежи;
 - результаты испытаний образцов и т.д.

Основы общей компоновки автомобиля.

При компоновке решаются две основные задачи:

1. Выбор компоновочной схемы.
2. Размещение основных узлов, агрегатов, кабины, грузовой платформы.

Компоновочные схемы:

1. Легковые автомобили.

Рассмотрим три основные схемы:

1. Классическая (двигатель спереди, ведущие колеса – сзади);
 2. Заднеприводная;
 3. Переднеприводная.
1. Классическая – исторически самая первая. Усилия конструкторов были направлены на:
- уменьшение высоты;

– смещений сидений вперёд, в зону комфорта.

Применение независимой задней подвески позволило:

– повысить устойчивость;
– понизить расположение двигателя и центра масс (без уменьшения дорожных просветов, распределение нагрузки на оси, при этом примерно 50% на 50%).

Смещение сидений вперёд оказалось возможным за счёт уменьшения длины двигателя (особенно применением V – образных), но при этом возросла нагрузка на передний мост, поэтому при резком торможении возможна блокировка задних колёс (занос).

Таблица 1.1 Средние показатели распределения масс %.

СОСТОЯНИЕ	переднеприводная		классическая		заднеприводная	
	П.М.	З.М.	П.М.	З.М.	П.М.	З.М.
Ненагруженное	61	39	53	47	40	60
Два пассажира на передних сиденьях	60	40	53	47	42	58
4 пассажира без багажа	55	45	49	51	40	60
5 пассажиров и багаж	49	51	43	57	41	59

Достоинства:

– возможность применения двигателей большой длины и, следовательно, большой мощностью;
– хороший доступ к двигателю;
– простота управления (коробкой передач, сцеплением);
– относительно простая передняя подвеска;
– хорошая шумоизоляция и обогрев, защита от выхлопных газов;
– большой багажник.

Недостатки:

– большие габариты и масса;
– тоннель в полу, и вследствие этого неудобство размещения пассажиров, входа в автомобиль и выхода из него.

Область применения классической схемы – автомобили среднего, большого и высшего класса.

2. Заднеприводная с задним расположением двигателя.

В этом случае двигатель, коробка передач, сцепление, главная передача выполняют в виде единого блока. Двигатель располагают вдоль, что, главным образом, связано с хорошим доступом к узлам двигателя. Автомобиль обладает хорошей проходимостью.

Недостатки:

- сложность системы управления;
- излишняя поворачиваемость передних колёс (занос по скользкой, извилистой дороге);
- плохая курсовая устойчивость.

Область применения схемы – автомобили малого и – особомалого класса.

3. Переднеприводные автомобили.

Долгое время применение этой схемы сдерживалось:

- отсутствием долговечных карданных шарниров для передних колёс;
- неблагоприятным распределением нагрузок по осям (45% на передний мост и 55% – на задний), объяснялось применением классической компоновки.

Принципиальные изменения произошли с созданием в 1959 г. Моррисом Мини автомобиля с поперечным расположением двигателя. Двигатель и другие агрегаты (коробка передач и т.д.) выполнили в виде единого блока и вынесли вперёд. При этом подвеска стала сложнее, но отсутствует гипоидная передача.

Недостаток:

- высокая плотность в моторном отсеке.

Достоинства:

- хорошая устойчивость;
- некоторая недостаточная поворачиваемость;
- высокая проходимость по сыпучим грунтам, т.к. ведущие передние колёса работают в более выгодном режиме, они накачиваются на грунт, а задние катятся по уплотненной поверхности.

Область применения схемы – автомобили малый, среднего а последнее время и высшего класса.

4. Грузовые автомобили.

Две основные компоновки:

- кабина за двигателем;
- кабина над двигателем.

Кабина над двигателем.

Преимущества:

- меньшая длина автомобиля при большой длине грузовой платформы;
- меньше база;
- больше масса перевозимого груза;
- за счёт опускания нижней кромки ветрового стекла улучшается обзорность.

Недостатки:

- хуже вход и выход;
- усложнение приводов управления (с откидывающейся кабиной);
- неблагоприятное распределение нагрузки по осям (на передние 27...30%).

Область применения схем:

для автомобилей – магистральных поездов основная – кабина над двигателем;

для универсальных, основная – кабина за двигателем.

Общая компоновка.

Компоновочный чертёж выполняют в масштабе 1:5 в двух проекциях, автомобиль движется влево. РД37001003 – 82 регламентирует размещение основных элементов рабочего места автомобиля и номенклатуру эргономических показателей.

Для определения положения водителя используют плоские двухмерные манекены, включающие торс, бедро, голень и стопу. Эти манекены соответствуют 10%, 50%, 90% уровнем репрезентативности (представительности) Число в процентах – есть доля числа взрослых мужчин, у которых размеры не превышают указанные.

Компоновку рабочего места начинают с изображения уровня пола, наклонной части и моторного отсека. Проводят линию высоты сидения сжатого водителем, её выбирают на основе анализа автомобилей – аналогов, в которых посадка водителя была признана удобной, но не менее 100 мм. Сидение автомобиля должно регулироваться по высоте и в продольном направлении. 90% манекен размещают в крайнем заднем нижнем положении так, чтобы линия бедра находилась на выбранной высоте. Торс располагают к вертикали под углом примерно 20...30%, чтобы β , γ , δ находились в нормальных пределах. Найденное положение должно быть проверено по 50% и 10% манекену, при этом 10% устанавливают в крайнее ближнее верхнее положение. При выбранной форме сиденья определяют заднюю стенку ав-

томобиля, которая служит базой для размещения второго ряда сидений. В среднем положении от тазобедренного шарнира под углом 8 градусов откладывают расстояние до верхней точки головы водителя (765 мм). Для грузовых – манекен в заднем нижнем положении, расстояние до точки F не менее 1000 мм.

Рулевое колесо, педали, панель приборов.

Исходя из требований удобства управления и анализа автомобиля аналога, устанавливают угол наклона рулевой колонки и положение нижней точки обода рулевого колеса. Диаметр рулевого колеса рассчитывают из усилия на колесе. Линия касания к капоту и верхней точке обода рулевого колеса должна проходить ниже уровня глаз водителя. При размещении рулевого механизма между лонжероном и двигателем иногда приходится смещать двигатель вправо и поворачивать его, при этом рулевое колесо:

- немного смещается от плоскости симметрии сидения водителя;
- поворачивается.

Педали.

Положение педалей сцепления, тормоза задают координатой f и расстоянием до рулевого колеса B примерно 670 мм. Педаль управления топливом находится под постоянным воздействием водителя, поэтому пятка должна быть на полу C примерно 725 мм.

Педаль управления топливом, пятка должна находиться на полу, в опущенном состоянии угол в голеностопном суставе должен быть 90 градусов. Педали должны быть проверены по 10% и 50% манекенам, полного размещения быть не должно. В поперечном расположении педали задают нормативными документами.

Панель управления.

Размещают так, чтобы водитель мог наблюдать за приборами не поворачивая головы.

Двигатель.

На расстоянии 40 мм от внутреннего контура проводят линию моторного отсека и пола. Кальку двигателя размещают так, чтобы расстояние от перегородки до задней части цилиндров было достаточно для снятия головки двигателя без демонтажа двигателя. Для грузовых, вертикальная линия шарнира кардана должна быть ниже

уровня пола. Для легковых – чтобы тоннель был как можно ниже. Положение двигателя задают точкой пересечения с передним торцом блоков цилиндров, при этом ось коленчатого вала поворачивают на угол 5...7 градусов от линии горизонта.

Колёса.

Положение в вертикальном положении определяется:

- высотой автомобиля;
- динамическим ходом в подвеске.

В продольном положении:

- требуемым расположением нагрузки по осям;
- размещением кожухов колёс, передний кожух не должен выступать за перегородку моторного отсека и наклонный участок пола.

Задние – должны находиться за спинкой задних сидений.

Карданная передача.

После определения положения двигателя и оси заднего моста проводят ось карданной передачи. Простейшая карданная передача состоит из карданного вала и двух карданных шарниров. В легковых автомобилях для уменьшения высоты тоннеля, карданный вал располагают как можно ниже (ограничивая дорожный просвет) при этом углы между вилками должны быть в определённых пределах. Проще это обеспечить U – образной карданной передачей. Недостатки при перемещении заднего моста изменяются углы и возможно появление вибраций. В грузовых автомобилях, где эти перемещения особенно большие, применяют Z – образные. После размещения определяют контуры и размеры поперечных сечений.

Топливный бак, запасное колесо, багажник.

По требованиям безопасности, при наездах, топливный бак располагают внутри базы. После выполнения этой работы рассчитывают массы с учётом всех параметров и нагрузок, и распределение массы по осям. После этого можно провести контуры автомобиля.

Тема № 2. Сцепление. Определение основных параметров сцепления. Буксование фрикционного сцепления

Сцепление широко используется на современных тракторах в различных механизмах. Его устанавливают между двигателем и коробкой передач, в механизмах поворота, в коробках передач, в приводах к валам отбора мощности и т.д. Наиболее часто сцепление располагают между двигателем и коробкой передач.

В этом случае сцепление предназначено для плавного трогания МТА с места, кратковременного разъединения двигателя и трансмиссии при переключении передач и предохранения трансмиссии от больших динамических нагрузок при изменениях режима работы трактора.

Правильно сконструированное и отрегулированное сцепление, кроме общих, предъявляемых ко всем механизмам требований (минимальная собственная масса, простота, высокая надежность и экологичность конструкции), должно обеспечивать:

- надежную передачу крутящего момента с ведущего на ведомый вал в любых условиях эксплуатации;
- «чистоту» выключения, т.е. быстрое и полное разобщение поверхностей трения;
- плавное включение (плавное нарастание крутящего момента на ведомом валу);
- хороший отвод теплоты от трущихся деталей;
- предохранение трансмиссии и двигателя от динамических нагрузок;
- минимальный момент инерции ведомых деталей (необходим для быстрой остановки ведомого вала сцепления при переключении передач);
- уравновешенность вращающихся масс (необходима для уменьшения динамических нагрузок в деталях сцепления при больших частотах вращения вала двигателя);
- легкость и удобство управления (оценивается усилием на педали управления и ее ходом при выключении сцепления).

По способу передачи крутящего момента сцепления подразделяются на фрикционные, гидравлические и электромагнитные.

Во фрикционных сцеплениях передача крутящего момента осуществляется посредством сил трения, возникающих между ведущими и ведомыми элементами.

В гидравлических сцеплениях передача крутящего момента происходит при динамическом напоре потока рабочей жидкости на ведомые элементы (гидродинамические муфты) или при статическом напоре (гидростатические муфты). Гидродинамические муфты применяются на ряде промышленных тракторов, так как уменьшают нагрузки в трансмиссии.

В электромагнитных сцеплениях передача крутящего момента осуществляется посредством взаимодействия магнитных полей ведущих и ведомых частей или применения магнитного порошка, замыкающего магнитный поток между элементами сцепления. Электромагнитные сцепления не получили распространения на современных тракторах ввиду их низкой надежности и больших габаритных размеров.

В настоящее время на современных тракторах самое широкое распространение получили фрикционные сцепления, так как они по сравнению с другими типами сцеплений имеют меньшую стоимость и габариты при более высокой надежности. Поэтому дальнейшая классификация дана только для фрикционных сцеплений.

По направлению перемещения рабочих поверхностей сцепления делятся на осевые и радиальные.

По форме поверхностей трения различают дисковые сцепления и конусные (осевые), а также колодочные и ленточные (радиальные). В современных конструкциях тракторов применяются только дисковые сцепления, как более надежные.

По числу дисков сцепления могут быть одно – , двух – и многодисковые.

По состоянию поверхностей трения сцепления делят на «сухие» (работают без смазки поверхностей трения, могут быть одно – , двух – и многодисковые) и «мокрые» (работают в масляной ванне, могут быть одно – , двух – и многодисковые).

По конструкции нажимного механизма различают постоянно замкнутые сцепления, нормальное состояние которых без воздействия на органы управления трактористом замкнутое, и непостоянно замкнутые, состояние которых определяется трактористом и переход из разомкнутого состояния в замкнутое и, наоборот, без воздействия тракториста невозможен.

По числу силовых потоков мощности, передающихся через детали, сцепления классифицируются на однопоточные, когда весь поток мощности от двигателя передается в трансмиссию, и двух – по-

точные, когда один поток мощности от двигателя передается в трансмиссию, а другой – на привод ВОМ.

Двухпоточные сцепления в зависимости от числа фрикционных механизмов могут быть:

одинарные – с одним сцеплением для передачи мощности в трансмиссию (силовой поток к ВОМ передается от ведущих частей сцепления или маховика двигателя);

двойные – с двумя отдельными сцеплениями в общем корпусе (одно главное сцепление передает мощность от двигателя в трансмиссию, а второе сцепление привода ВОМ).

Двойные сцепления по способу управления делят на сцепления с последовательным управлением – с одной педалью управления и полностью автономным управлением – две педали управления (каждое сцепление управляется своей педалью).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАЗМЕРОВ СЦЕПЛЕНИЯ

Размеры сцепления рассчитывают исходя из возможности передачи им крутящего момента, несколько превышающего номинальный крутящий момент $M_{дн}$ двигателя. Это необходимо для надежной передачи крутящего момента двигателя в трансмиссию при замасливание дисков, изнашивании поверхностей трения и потере упругости нажимных пружин.

Расчетный момент трения сцепления

$$M_T = \beta \cdot M_{дн},$$

где β – коэффициент запаса сцепления; $M_{дн}$ – номинальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Коэффициент запаса тракторных «сухих» сцеплений $\beta = 1,8...4,5$.

В современных конструкциях «сухих» сцеплений обычно $\beta < 3,0$. В «мокрых» сцеплениях $\beta = 1,2...1,8$.

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

$$M_T = \beta \cdot M_{дн} = QfR_c i \quad (2.1)$$

где f – коэффициент трения скольжения; R_c – радиус расположения равнодействующей сил трения, м; i – число пар поверхностей трения.

Для существующих типов фрикционных накладок, работающих в паре с чугуном, $f = 0,23...0,27$. При этом $f = (0,6...0,7)f_{cm}$, где f_{cm} – коэффициент трения покоя (статический).

Из выражения (2.1) определим необходимую для передачи момента M_T силу Q нажатия на поверхности трения:

$$Q = \frac{\beta M_{\text{дн}}}{f R_c i} \quad (2.2)$$

Радиус расположения равнодействующей сил трения

$$R_c = \frac{(D_2^3 - D_1^3)}{3(D_2^2 - D_1^2)},$$

где D_1 и D_2 – соответственно внутренний и наружный диаметры поверхностей трения фрикционных накладок, м.

В практических расчетах (ошибка не превышает 3 %) можно принимать:

$$R_c = (D_1 + D_2) / 4.$$

Наружный диаметр D_2 фрикционной накладки ограничивается размерами маховика двигателя и должен быть согласован с ГОСТ 1786 – 95 на размеры фрикционных накладок.

Число пар поверхностей трения сцепления:

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

где m и n – число ведущих и ведомых дисков соответственно.

Для расчета сцепления при неизвестном числе дисков пользуются следующей методикой.

Момент трения сцепления (2.1) выражают через допустимое давление $[p]$ на поверхности трения, число пар этих поверхностей и их размеры:

$$M_T = \beta M_{\text{дн}} = 2\pi R_c^2 b f [p] i \quad (2.3)$$

где $b = (D_2 - D_1) / 2$ – ширина поверхности трения, м.

Тогда из выражения (2.3) необходимое число пар поверхностей трения сцепления

$$i = \frac{\beta M_{\text{дн}}}{2\pi R_c^2 b f [p]} \quad (2.4)$$

Расчетное значение i округляют до целого четного числа. При этом в одно дисковых сцеплениях $i = 2$, в двухдисковых $i = 4$.

Для асбофрикционных и безасбестовых полимерных накладок принимают $[p] = (0,15...0,25) 10^6$ Па, для накладок из спеченного порошкового фрикционного материала $[p] = (2,5...3,0) 10^6$ Па.

БУКСОВАНИЕ ФРИКЦИОННОГО СЦЕПЛЕНИЯ

Выше был рассмотрен метод определения основных размеров сцепления, обеспечивающих надежную передачу необходимого крутящего момента. Коэффициент запаса β оценивает возможность сцепления в отношении передачи крутящего момента, а давление $p \leq [p]$ на поверхностях трения – надежность фрикционных накладок в отношении износостойкости.

Однако износостойкость фрикционных накладок сцепления нельзя оценивать только по величине давления $p \leq [p]$ на поверхностях трения. Сцепление, удовлетворительно работающее на одном тракторе, при установке его на трактор большей массы может оказаться неработоспособным.

В процессе буксования сцепления на поверхностях трения совершается работа буксования, в результате чего выделяется теплота, приводящая к нагреву его поверхностей трения и деталей.

Расчет работы буксования сцепления трактора выполняется на основе двухмассовой динамической модели разгона МТА (рис. 2.1).

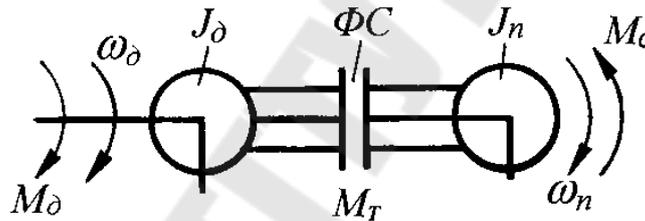


Рисунок 2.1. Двухмассовая динамическая модель разгона МТА

Для этого составим дифференциальные уравнения движения масс динамической системы, представленной на рис. 2.1:

$$M_d = J_d \frac{d\omega_d}{dt} + M_T \quad (2.5)$$

$$M_T = J_n \frac{d\omega_n}{dt} + M_c \quad (2.6)$$

где M_d – крутящий момент двигателя, Нм; M_c – момент сопротивления движению МТА, приведенный к валу двигателя, Нм; J_d – момент инерции вращающихся и поступательно движущихся частей двигателя и ведущих деталей сцепления (момент инерции двигателя), кг·м²; J_n – момент инерции МТА, приведенный к валу двигателя, кг·м²; ω_d и ω_n – угловая скорость соответственно вала двигателя и ведомого вала сцепления, рад/с.

В общем случае M_δ и M_T являются нелинейными функциями времени, зависящими от многих факторов (положения рейки топливного насоса высокого давления, темпа включения сцепления, характеристики двигателя и т.д.). Соответственно угловые скорости ω_δ и ω_n будут также нелинейными функциями времени.

Схематизация законов изменения выше указанных параметров приведена на диаграммах разгона МТА (рис. 2.2).

Здесь приняты следующие обозначения: t_m и t_δ – время включения и буксования сцепления соответственно, с; t_p – время разгона МТА с места на заданной передаче, с; κ – коэффициент приспособляемости двигателя; κ_3 – коэффициент загрузки двигателя; t_0 – время буксования сцепления при неподвижном МТА, с; ω_δ – угловая скорость ведомого вала сцепления в конце буксования, рад/с; ω_p – угловая скорость вала двигателя при эксплуатационной нагрузке, рад/с.

На основе экспериментальных исследований процесса разгона МТА установлено, что при обычном темпе включения сцепления момент трения возрастает по линейному закону. В конце включения момент на валу сцепления достигает максимума $M_{Tmax} = \beta M_{\delta n}$. Во временном интервале $(t_m - t_\delta)$, если он существует, $M_T = M_{Tmax} = \text{const}$ (рис. 2.2, а). Этот участок на диаграмме разгона МТА может отсутствовать, если $t_m > t_\delta$ (рис. 2.2, б).

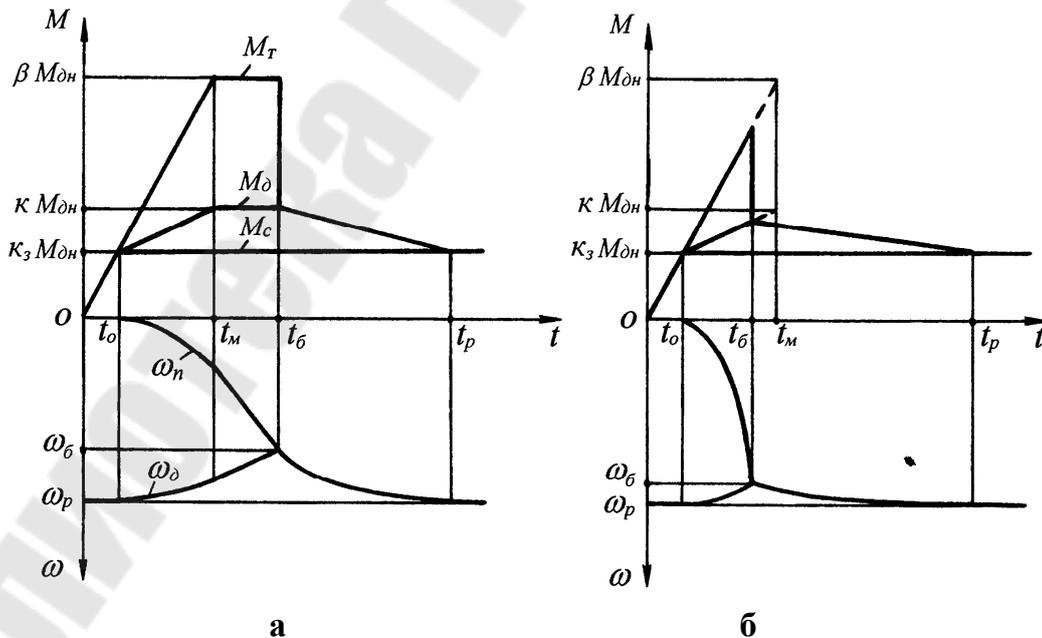


Рис. 2.2. Диаграммы разгона МТА:
а – с полкой ($t_\delta > t_m$); **б** – треугольная ($t_\delta < t_m$)

При схематизации закона изменения крутящего момента M_δ двигателя примем, что в интервале времени $(0 - t_0)$, когда при включении сцепления ведомый вал неподвижен, $M_\delta = M_T$ и изменяется пропорционально текущему времени t буксования. В момент времени t_0 (время буксования сцепления при неподвижном МТА) $M_\delta = M_T = M_C$. В интервале времени $(t_0 - t_m)$, к концу которого заканчивается включение сцепления, M_δ изменяется пропорционально текущему времени t буксования.

При таких допущениях некоторое завышение M_δ в интервале времени $(0 - t_0)$ в определенной степени компенсируется его снижением в интервале времени $(t_0 - t_m)$.

В интервале времени $(t_m - t_\delta)$, в конце которого завершается буксование сцепления (рис. 2.2, а), примем $M_\delta = \kappa M_{\delta n} = \text{const}$.

Принимаем также, что приведенный к валу сцепления момент сопротивления движению МТА $M_c = \text{const}$.

При выводе расчетных формул пренебрегаем влиянием податливости и демпфированием в элементах трансмиссии трактора, тангенциальной податливостью движителя, зазорами в зубчатых передачах трансмиссии и сцепного устройства, буксованием движителя, так как они практически не оказывают влияния на работу буксования сцепления.

При разгоне МТА с места возможны два случая. В первом случае (рис. 2.2, а) при включении сцепления оно буксует какое-то время при максимальном моменте трения на «полке» (диаграмма разгона МТА с полкой). Здесь $t_\delta > t_m$. Во втором случае (рис. 2.2, б) буксование сцепления заканчивается при неполном его включении (треугольная диаграмма разгона МТА). Здесь $t_\delta < t_m$. Возможен частный случай разгона МТА по треугольной диаграмме, когда $t_\delta = t_m$. В зависимости от диаграммы разгона МТА расчет работы буксования сцепления выполняется по различным формулам.

В общем виде работа буксования сцепления в Дж:

$$L = \int_0^{t_\delta} M_T (\omega_\delta - \omega_n) dt.$$

Тогда, используя уравнения (2.5) и (2.6) динамики двухмассовой динамической модели разгона МТА (рис. 2.1), полное значение работы L буксования сцепления при $t_\delta > t_m$ (рис. 2.2, а) можно представить суммой:

$$L = L_0 + L_1 + L_2 = \int_0^{t_0} M_T \omega_\delta dt + \int_0^{t_M} M_T (\omega_\delta - \omega_n) dt + \int_{t_M}^{t_0} M_T (\omega_\delta - \omega_n) dt$$

а при $t_0 \leq t_M$ (рис. 2.2, б)

$$L = L_0 + L_1 = \int_0^{t_0} M_T \omega_\delta dt + \int_{t_M}^{t_0} M_T (\omega_\delta - \omega_n) dt .$$

Тема № 3. Коробка передач. Выбор основных параметров коробки передач.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ

Коробка передач (КП) предназначена для изменения общего передаточного числа трансмиссии, что обеспечивает:

- получение необходимой величины крутящего момента на ведущих колесах трактора при неизменном крутящем моменте двигателя;
- получение различных скоростей движения трактора вперед при наиболее рациональной загрузке двигателя;
- движение трактора задним ходом и длительную его стоянку при работающем двигателе вхолостую или при приводе стационарных агрегатов от ВОМ.

По способу изменения передаточного числа КП подразделяют на бесступенчатые, ступенчатые и комбинированные.

Бесступенчатые КП позволяют в определенном диапазоне передаточных чисел иметь любое его значение, что позволяет МТА работать в наиболее благоприятном режиме.

Ступенчатые КП позволяют в заданном диапазоне передаточных чисел иметь определенное число постоянных их значений, выбранных исходя из наиболее производительной и экономичной работы МТА на каждой из них.

Комбинированные КП применяют в тех случаях, когда необходимо бесступенчатое регулирование передаточных чисел, но их заданный диапазон выше возможностей обычных бесступенчатых КП. В этом случае применяют комбинацию двух КП: ступенчатая с небольшим числом передач охватывает весь диапазон передаточных чисел, а в полученных интервалах работа МТА обеспечивается бесступенчатой КП.

КП по способу преобразования крутящего момента классифицируют на механические, гидравлические, электрические и комбинированные.

Бесступенчатые КП по этому признаку подразделяют на механические, гидравлические, электрические и комбинированные.

Ступенчатая КП по этому признаку является механической, в которой преобразование крутящего момента происходит в шестеренной передаче с ограниченным числом возможных их сочетаний.

В зависимости от способа управления КП бывают с ручным управлением, полуавтоматические и автоматические.

При ручном управлении все операции по изменению передаточного числа КП производятся за счет мускульной энергии тракториста.

При полуавтоматическом управлении часть операций по управлению КП производится с использованием других источников энергии, что значительно упрощает и облегчает труд тракториста.

При автоматическом управлении все операции по выбору оптимального передаточного числа КП производятся автоматически, без участия тракториста.

Кроме общих, предъявляемых ко всем механизмам требований (минимальная собственная масса, простота и надежность конструкции, невысокая стоимость), КП должна обеспечивать:

- достаточный диапазон передаточных чисел для производительной работы трактора в заданном интервале тяговых усилий;
- возможность выбора передаточных чисел для наиболее производительной и экономичной работы МТА при оптимальной загрузке его двигателя;
- высокий КПД;
- быстроту и легкость переключения передач.

Конструкция КП во многом определяется назначением трактора, его тяговым классом, характером эксплуатационных нагрузок и показателями агрегируемых машин – орудий.

В настоящее время на большинстве сельскохозяйственных и ряде промышленных тракторов, особенно в малых и средних тяговых классах, преимущественное применение получили ступенчатые КП.

В большинстве промышленных тракторов применяют комбинированные гидромеханические передачи, где наряду с гидротрансформаторами обязательно имеются ступенчатые диапазонные КП. Гидрообъемные и электрические трансмиссии, в которых практически не используются диапазонные КП, применяют в весьма ограниченных количествах, причем последние – только в особо мощных промышленных тракторах. Бесступенчатые механические КП в тракторах практически не применяют ввиду недостаточной их надежности.

Таким образом, в современном тракторостроении ступенчатые КП, как основные, так и диапазонные продолжают занимать доминирующее положение.

Ступенчатые КП классифицируют:

- по способу образования шестеренной передачи;
- по способу зацепления шестерен;
- по методу переключения передач;
- по способу управления;
- по расположению валов КП относительно продольной оси трактора;
- по конструктивной компоновке;
- по кинематической схеме.

По способу образования шестеренной передачи КП бывают с неподвижными осями валов, с вращающимися осями (планетарные) и комбинированные.

По способу зацепления шестерен КП бывают с подвижными шестернями (каретками) и с шестернями постоянного зацепления. Принципиальные схемы элементов зацепления шестерен в нейтральном положении приведены на рис. 3.1.

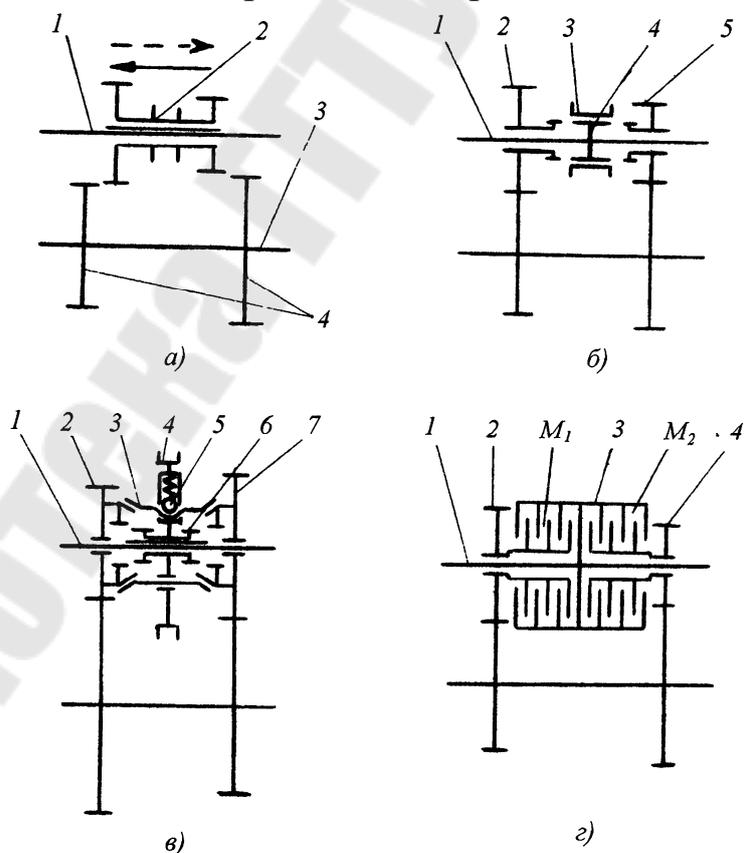


Рисунок 3.1. Принципиальные схемы элементов зацепления шестерен в КП

На рис. 3.1, а включение передачи производится продольным перемещением каретки 2 (в данном случае двухвенцовой, для образования двух различных передач) по шлицам вала 1 до полного ее зацепления с одной из шестерен 4, неподвижно закрепленных на параллельном валу 3.

На рис. 3.1, б, в и г показаны три варианта блокировки свободно вращающихся шестерен постоянного зацепления с валом для включения передачи.

На рис. 3.1, б включение передачи производится продольным перемещением зубчатой муфты 3, установленной на зубчатом венце 4 вала 7, до полного ввода ее в зацепление с аналогичными венцами на ступицах свободно вращающихся шестерен 2 или 5.

На рис. 3.1, в включение передачи производится с помощью синхронизатора. Принцип работы синхронизатора заключается в том, что его зубчатая муфта б вала 7 может входить в зацепление с зубчатыми венцами ступиц свободно вращающихся шестерен 2 или 7 только после предварительного выравнивания их угловых скоростей с валом муфты. Это достигается посредством сил трения в контакте конусных поверхностей ступиц и прижимного кольца 3, имеющего упругую связь с поводковым устройством 4 муфты б. После чего при дальнейшем приложении осевого усилия к поводковому устройству 4 преодолевается сопротивление пружинных фиксаторов 5 и последующее включение передачи происходит легко и безударно.

На рис. 3.1, г включение передачи происходит с помощью многодисковых фрикционных муфт M_1 и M_2 (чаще всего с гидравлическим нажимным механизмом), общий наружный барабан 3 которых соединен с валом 7, а их внутренние барабаны закреплены на ступицах блокируемых свободно вращающихся шестерен 2 и 4.

В планетарных КП применяют только шестерни постоянного зацепления. Здесь переключение передач осуществляется тормозами и многодисковыми фрикционными муфтами.

По методу переключения передач КП подразделяют на переключаемые с остановкой трактора (с разрывом потока мощности) и без его остановки (без разрыва потока мощности или с кратковременным разрывом, не прекращающим вращение валов). В первом случае включение передачи осуществляется только при неподвижных валах и последующем разгоне МТА с места на любой передаче. Такие КП обычно выполняют с каретками (рис. 3.1, а) или с зубчатыми муфтами (рис. 3.1, б). Во втором случае КП

выполняют с синхронизаторами (рис. 3.1, в) или многодисковыми фрикционными муфтами (рис. 3.1, г) или планетарного типа, где передачи переключаются тормозами и фрикционными муфтами.

По способу управления КП бывают с механическим, гидравлическим и электромагнитным механизмами переключения передач. Если в КП переключение передач производится с остановкой трактора или без его остановки, но синхронизаторами, то обычно применяется управляемая вручную механическая рычажная система с тягами, перемещающими каретку или зубчатую муфту.

Два других способа управления применяются, как уже отмечалось, в КП с переключением передач на ходу посредством многодисковых фрикционных муфт с дистанционным управлением. Если в КП применены оба метода переключения передач, то, как правило, переключение диапазонов производится механической рычажной системой, а переключение передач внутри диапазона – фрикционными муфтами.

В настоящее время наметилась тенденция к применению на тракторах составных КП, где переключение диапазонов и передач осуществляется фрикционными муфтами.

По расположению валов относительно продольной оси трактора КП подразделяются на КП с продольными и поперечными валами. Последние чаще всего применяются на колесных тракторах малых тяговых классов 0,6 и 0,9, что позволяет уменьшить их продольную базу, увеличив тем самым их маневренность, и упростить центральную передачу их трансмиссий, заменяя коническую пару шестерен на цилиндрическую.

По конструктивной компоновке различают КП, выполненные в виде самостоятельного агрегата (модуля) или в общем корпусе заднего моста. Последняя компоновка характерна для КП с поперечными валами.

По кинематической схеме КП подразделяют на двухвальные, трехвальные, составные и специальные. Термины двух- и трехвальные КП относят только к способу получения передач рабочего диапазона. Для получения передач других диапазонов и заднего хода в этих КП обычно имеются дополнительные валы и шестерни. Входной и выходной валы этих КП обычно называют первичным и вторичным.

В двухвальной КП поток мощности с первичного на вторичный вал передается только через одну пару шестерен, в трехвальной – через две пары шестерен, что приводит к снижению КПД передачи.

Составные КП представляют собой комбинации двух – вальных, трехвальных и планетарных КП, которые соединяют последовательно для увеличения общего передаточного числа и числа передач.

Специальные КП имеют кинематические схемы, отличные от рассмотренных. К ним относят и разнообразные схемы планетарных КП.

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

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

Расчет КП выполняется в следующей последовательности.

1. На основании технических и эксплуатационных требований к трактору, а также с учетом возможностей производства выбирают тип КП и ее кинематическую схему.

2. На основании тягового расчета определяют общие передаточные числа трансмиссии трактора на рабочих передачах, а с учетом заданных в техническом задании скоростей движения – передаточные числа трансмиссии на остальных передачах.

3. Распределяют передаточные числа трансмиссии по агрегатам трактора.

4. Находят передаточные числа КП на всех передачах.

5. Устанавливают расчетные режимы и определяют основные размеры деталей КП, одновременно производя компоновку и увязку размеров. При уточнении передаточных чисел необходимо иметь в виду, что у современных многоступенчатых КП структура ряда передаточных чисел существенно не влияет на показатели работы трактора, так как эти коробки по своим возможностям приближаются к бесступенчатым. Поэтому при уточнении передаточных чисел в КП следует в первую очередь стремиться к обеспечению получения скоростей, необходимых для выполнения МТА технологических операций.

6. Современные КП обеспечивают получение от 5 до 36 и более передач переднего хода. Все передачи подразделяются на четыре диапазона, характерные для назначения трактора: рабочий, резервный, транспортный и технологический.

Рабочий диапазон служит для выполнения основных сельскохозяйственных или других работ, требующих высоких значений силы тяги на крюке трактора при допустимом буксовании его движителей и эксплуатационной загрузке двигателя, близкой к номинальной. При выборе передаточных чисел рабочего диапазона исходной является расчетная скорость, при которой трактор развивает номинальное тяговое усилие. Рабочие скорости современных сельскохозяйственных тракторов составляют 1,9...4,2 м/с (7...15 км/ч). Число рабочих передач на современных тракторах равно 3 – 7 и зависит от типа и назначения трактора. Передаточные числа внутри рабочего диапазона разбивают по геометрической прогрессии.

Резервный диапазон (не более двух передач) служит для получения повышенных тяговых усилий – примерно на 20...25 % больше, чем на рабочем диапазоне. Он необходим для преодоления больших тяговых сопротивлений в экстремальных условиях эксплуатации МТА.

Транспортный диапазон имеет передачи, позволяющие двигаться трактору по шоссейным и грунтовым дорогам со скоростями, превышающими максимальную рабочую скорость. Транспортная скорость современных гусеничных тракторов не превышает 5,6 м/с (20 км/ч) и близка к высшей рабочей скорости. Поэтому гусеничные тракторы имеют обычно только одну транспортную передачу. Транспортные скорости современных колесных тракторов, как правило, не превышают 8,3...9,7 м/с (30...35 км/ч). Таким образом, у колесных тракторов максимальная транспортная скорость примерно в 2 раза превышает скорость на высшей рабочей передаче. Поэтому у колесных тракторов применяют, как правило, две транспортные передачи. При этом промежуточная транспортная передача обеспечивает скорость движения трактора около 5,6 м/с (20 км/ч).

Анализ тенденций развития мирового тракторостроения показывает, что в ближайшие годы транспортные скорости гусеничных тракторов возрастут до 7...8,3 м/с (25...30 км/ч), а колесных – до 11,1...13,9 м/с (40...50 км/ч), что потребует иметь в КП в зависимости

от назначения трактора 1 – 6 транспортных передач с разбивкой передаточных чисел по геометрической прогрессии.

В последние годы появились колесные тракторы, максимальная транспортная скорость движения которых составляет 22,2...25 м/с (80...90 км/ч).

Технологический диапазон необходим для выполнения работ, требующих стабильных небольших технологических скоростей движения МТА, особенно в сельскохозяйственном производстве и для тракторов трубоукладчиков. Так, в соответствии с требованиями сельскохозяйственного производства технологические скорости трактора составляют 0,056... 1,0 м/с (0,2...3,6 км/ч). Число передач в этом диапазоне в современных универсальных тракторах наибольшее – достигает 12 – 16.

Количество передач заднего хода обычно одна – две, но встречается и большее их число, вплоть до полностью реверсивных КП, когда число передач вперед и назад одинаковое.

В промышленных тракторах – бульдозерах желательно иметь КП с полным реверсом. При этом для повышения производительности МТА скорости заднего хода должны примерно 1,25 раза превышать скорости переднего хода.

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

При этом у колесного трактора передаточное число трансмиссии составит:

$$u_{тр} = u_{кп} u_{ц} u_{кон},$$

у гусеничного

$$u_{тр} = u_{кп} u_{ц} u_{мп} u_{кон}$$

Здесь $u_{кп}$, $u_{ц}$, $u_{мп}$ и $u_{кон}$ – передаточное число соответственно КП, центральной передачи, механизма поворота гусеничного трактора и конечной передачи.

По аналогии с существующими тракторами или по конструктивным соображениям выбирают передаточные числа центральной и конечной передачи, которые обычно составляют $u_{ц}=2...7(12)$; $u_{кон}=4...7$.

Для уменьшения габаритов КП необходимо выбирать $u_{ц}$ и $u_{кон}$ возможно большими.

В гусеничном тракторе в зависимости от типа механизма поворота необходимо учитывать его передаточное число $u_{мп}$.

Зная передаточные числа центральной $u_{ц}$ и конечной $u_{кон}$ передач и передаточное число механизма поворота $u_{мп}$ гусеничного трактора, находят передаточные числа КП на всех передачах. Следует помнить, что некоторые передачи в КП могут быть повышающими.

Тема № 4. Бесступенчатая передача. Гидродинамические передачи. Объемные гидропередачи.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Гидродинамическая передача состоит из лопастных колес с общей рабочей полостью, в которой крутящий момент передается между входным и выходным звеном за счет изменения момента количества движения рабочей жидкости, проходящей через лопастные колеса.

Гидродинамическую передачу, преобразующую крутящий момент, называют гидродинамическим трансформатором (гидротрансформатором), не преобразующую крутящий момент – гидродинамической муфтой (гидромуфтой), а обеспечивающую работу одного и того же агрегата в зависимости от внешней нагрузки как в режиме гидротрансформатора, так и в режиме гидромуфты – комплексной гидродинамической передачей.

Гидродинамические муфты. Гидромуфта (рис. 4.1, а) состоит из двух основных элементов: насосного колеса 2, установленного на ведущем валу 7, и турбинного колеса 4, закрепленного на ведомом валу 5. Ведущий вал 1 связан с двигателем. Насосное колесо соединено с кожухом 3, охватывающим турбинное колесо.

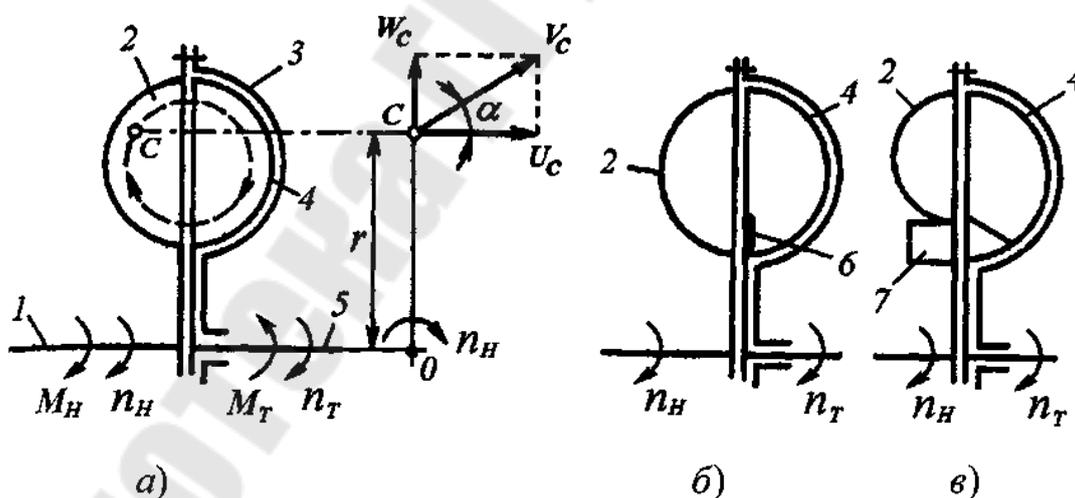


Рисунок 4.1. Схема гидромуфты

а – принципиальная с планом скоростей; б - с кольцевой перегородкой; в - с камерой опорожнения

Насосное и турбинное колеса тракторных и автомобильных гидромуфт изготовляют обычно с плоскими радиальными лопастями.

Пространство, ограниченное поверхностями межлопастных каналов лопастных колес и другими поверхностями, направляющими движение рабочей жидкости между венцами лопастей, называют рабочей полостью. Сечение рабочей полости плоскостью, проходящей через ось вращения гидромуфты, называют меридиональным сечением рабочей полости.

При вращении насосного колеса оно своими лопатками захватывает рабочую жидкость, которая участвует одновременно в двух движениях: вращается вместе с лопатками насосного колеса и перемещается от центра к периферии вдоль этих лопаток. Рассмотрим частичку жидкости в точке C межлопаточного пространства насосного колеса (рис. 4.1, а). Она перемещается с переносной скоростью U_c вместе с лопатками насосного колеса и с относительной скоростью W_c вдоль этих же лопаток. При этом переносная скорость U_c зависит от радиуса r расположения частички жидкости относительно оси вращения насосного колеса, а относительная скорость W_c – от площади межлопаточных проходных сечений. В результате частичка жидкости движется в меридиональном сечении рабочей полости с абсолютной скоростью V_c по траектории вихревого кольца. При этом величина и направление вектора абсолютной скорости V_c зависят от места расположения частички жидкости в меридиональном сечении рабочей полости.

В процессе перемещения жидкости по межлопаточным каналам насосного колеса возрастают скорость движения и напор. Выводящий из насосного колеса поток рабочей жидкости поступает на лопатки турбинного колеса, создавая на них скоростной напор, и движется по ним от периферии к центру, заставляя турбинное колесо вращаться.

Если частоты вращения насосного n_n и турбинного n_m колес равны, то отсутствует движение рабочей жидкости, так как центробежные силы, развиваемые жидкостью в межлопаточном пространстве колес, взаимно уравновешиваются. Следовательно, для обеспечения движения рабочей жидкости в меридиональном сечении рабочей полости гидромуфты необходимо соблюдать неравенство $n_n \neq n_m$. Это означает, что при работе гидромуфты турбинное колесо всегда проскальзывает относительно насосного. При трогании трактора с места, когда частота вращения турбинного колеса $n_m=0$, проскальзывание будет наибольшим (100 %), а при установившейся работе оно составляет 2...4 %.

Гидромуфты по сравнению с фрикционными сцеплениями имеют следующие преимущества:

- снижают динамические нагрузки в трансмиссии трактора и двигателя в 1,5.. 4 раза на переходных режимах;
- допускают длительную работу с большой пробуксовкой входного и выходного звеньев;
- не требуют регулировки в эксплуатации, так как детали гидромуфты практически не изнашиваются;
- упрощают управление машиной;
- повышают проходимость МТА.

Однако гидромуфты имеют и недостатки. Они не обеспечивают «чистоты» выключения, так как при вращении насосного колеса на турбинном колесе всегда есть остаточный момент, что затрудняет переключение передач в КП. Кроме того, даже на самых выгодных режимах гидромуфта всегда работает со скольжением 2...4 %, что приводит к снижению КПД передачи, производительности МТА и перерасходу топлива.

Гидромуфты целесообразно применять на машинах, работающих при переменных режимах, когда требуется часто изменять направление движения, переключать передачи при резком изменении рабочего сопротивления (бульдозеры, дорожно-строительные машины, лесопромышленные тракторы и т.д.).

Недостатки, свойственные гидромуфтам, устраняют различными способами.

Мероприятия, улучшающие «чистоту» выключения гидромуфты, можно разделить на две группы: полностью обеспечивающие «чистоту» выключения и частично улучшающие ее.

Для полного обеспечения «чистоты» выключения гидромуфты перед ней или за ней устанавливают фрикционное сцепление, которое позволяет разорвать поток мощности между двигателем и КП при переключении передач. Однако введение дополнительного фрикционного сцепления усложняет конструкцию передачи и увеличивает ее массу.

Если в трансмиссии за гидромуфтой установлена планетарная КП или коробка передач с переключением передач на ходу, то роль фрикционного сцепления выполняют фрикционные элементы управления КП.

Среди мероприятий, частично улучшающих «чистоту» выключения гидромуфты, следует отметить установку кольцевой пе-

перегородки 6 в меридиональном сечении рабочей полости (рис. 4.1, б) в месте выхода потока жидкости из турбинного колеса. При большой частоте вращения насосного колеса центробежные силы, действующие на рабочую жидкость, велики, и циркулирующий поток располагается ближе к периферии меридионального сечения полости. В результате кольцевая перегородка 6 не препятствует движению потока жидкости. При снижении частоты вращения насосного колеса центробежные силы, действующие на жидкость, уменьшаются и поток жидкости приближается к центру меридионального сечения. В этом случае кольцевая перегородка препятствует циркуляции жидкости, что уменьшает остаточный момент на турбинном колесе.

С этой же целью лопатки насосного 2 и турбинного 4 колес делают разной длины и под лопатками насосного колеса выполняют полость 7 – камеру опорожнения (рис. 5.1, в). При снижении частоты вращения турбинного колеса камера заполняется, количество циркулирующей жидкости и, соответственно, остаточный момент на турбинном колесе уменьшаются.

Для повышения производительности и экономичности МТА применяют блокирование гидромфты, которое может осуществляться принудительно или автоматически. В качестве блокировочных устройств применяют фрикционные сцепления различных конструкций, при включении которых происходит соединение насосного и турбинного колес.

При работе гидромфты может возникнуть вибрация лопастей рабочих колес. Поэтому для исключения возникновения резонанса число лопастей насосного и турбинного колес делают различным.

В процессе работы гидромфты повышается температура рабочей жидкости, в результате чего увеличивается ее объем. Поэтому с целью снижения перегрузки уплотняющих устройств и утечек рабочей жидкости из рабочей полости ее заполняют жидкостью приблизительно на 0,9 объема.

КПД гидромфты

$$\eta_{ГМ} = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T n_T}{M_H n_H},$$

где N_H и N_T - мощность, подводимая к насосному колесу и снимаемая с турбинного колеса; M_H и M_T - крутящий момент соответственно на насосном и турбинном колесах.

Так как у гидромфты $M_H = M_T$ (см. рис. 4.1, а), то

$$\eta_{ГМ} = \frac{n_T}{n_H} = \frac{1}{u_{ГМ}}, \quad (4.1)$$

где $u_{ГМ}$ - кинематическое передаточное число гидромuffты.

Для оценки буксования гидромuffты вводят понятие ее скольжения

$$S = \frac{(n_H - n_T)}{n_H}.$$

С учетом выражения (4.1) скольжение гидромuffты

$$S = 1 - \eta_{ГМ}.$$

Момент, передаваемый гидромuffтой,

$$M = M_H = M_T = \gamma \lambda n_H^2 D^5,$$

где γ - удельный вес рабочей жидкости, Н/м³; λ - коэффициент момента, мин²/м; D - активный диаметр гидромuffты (наибольший диаметр рабочей полости), м.

ГИДРООБЪЕМНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Гидрообъемная передача (ГОП) представляет собой совокупность устройств, в число которых входят минимум два агрегата – насос и гидромотор, связанные между собой гидравлической связью.

В насосе механическая энергия двигателя преобразуется в гидравлическую, а в гидромоторе – гидравлическая энергия вновь преобразуется в механическую. Таким образом, в ГОП осуществляется двухкратное преобразование мощности, что приводит к снижению КПД передачи.

Преимущества ГОП по сравнению с механическими передачами:

- бесступенчатое изменение крутящего момента в широком диапазоне и плавная передача его на ведущие колеса;
- стабильная работа двигателя в зоне оптимального режима;
- удобство компоновки;
- возможность торможения самой ГОП;
- реверсивность;
- легкость и простота управления;
- устойчивость работы гидромотора при малых частотах вращения его вала;

- простота предохранения двигателя машины от перегрузок.
- Недостатки ГОП:
- более низкий КПД по сравнению с механическими передачами (максимальный КПД ГОП $\eta_{ГОП_{max}} = 0,75...0,85$);
 - большие габариты при малых давлениях рабочей жидкости (10...15МПа) и трудность уплотнения при больших давлениях (28...45 МПа);
 - высокая стоимость и сложность изготовления;
 - зависимость КПД от температурных условий.

Существуют две принципиальные схемы ГОП: открытого и закрытого типа.

В ГОП открытого типа (рис. 4.2, а) отсутствует обратная связь между насосом 1 и гидромотором 2. Здесь рабочая жидкость из специального бака 4 поступает в насос 1, затем под давлением подается в гидромотор 2 и возвращается в бак 4. Предохранительный клапан 3 ограничивает давление рабочей жидкости в напорной магистрали ГОП.

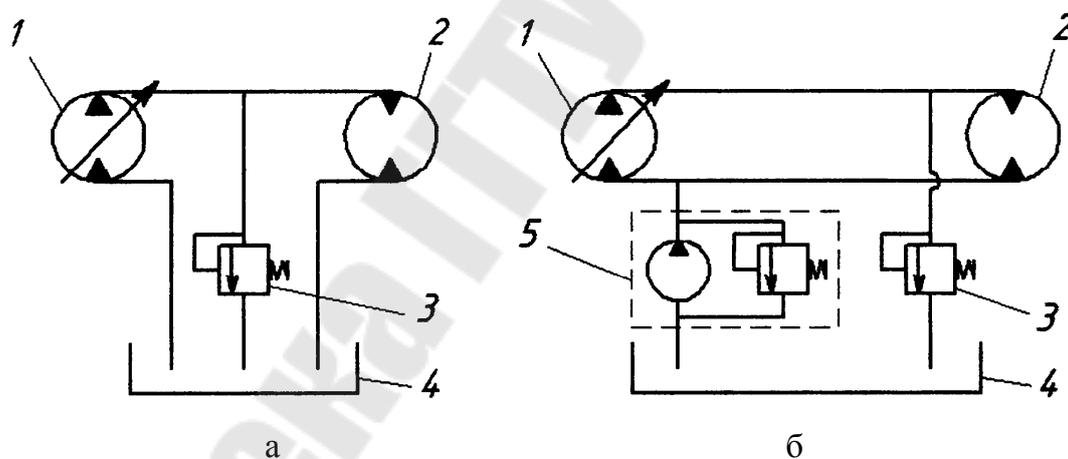


Рисунок 4.2. Схема ГОП:

а – открытого типа; б – закрытого типа; 1 – регулируемый насос; 2 – нерегулируемый гидромотор; 3 – предохранительный клапан; 4 – бак; 5 – насос подпитки с перепускным клапаном

Достоинством ГОП открытого типа является относительная простота. Однако мощность такой передачи ограничивается размерами масляного бака 4. По этой причине на тракторах ГОП открытого типа применяют только для обслуживания вспомогательных устройств (привод механизма навески,

сервоустройства и т.п.) и не используют для передачи мощности двигателя к ведущим колесам трактора.

В ГОП закрытого типа (рис. 5.2, б) рабочая жидкость из гидромотора 2 поступает непосредственно во всасывающую магистраль насоса 7. При этом давление во всасывающей магистрали с помощью насоса подпитки 5 с перепускным клапаном поддерживается больше атмосферного. Насос подпитки компенсирует также утечки рабочей жидкости в напорной и всасывающей магистралях. Такая схема позволяет уменьшить емкость бака 4 и сделать передачу более компактной.

Тема № 5. Карданная передача. Карданный вал.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Карданная передача служит для компенсации угловых, радиальных и осевых смещений валов соединяемых узлов и агрегатов.

Карданной передачей принято называть последовательное соединение двух и более соединительных муфт.

Карданные передачи применяют в трансмиссиях тракторов для силовой связи агрегатов, валы которых не соосны или расположены под углом. При этом их взаимное положение может меняться в процессе движения трактора. Карданные передачи применяют также для привода рабочего оборудования трактора (ВОМ, приводных шкивов и др.). В ряде случаев связь рулевого колеса с рулевым механизмом осуществляется при помощи карданной передачи.

Карданная передача должна удовлетворять следующим требованиям:

- передавать крутящий момент без создания дополнительных нагрузок в трансмиссии (изгибающих, скручивающих, вибрационных, осевых);
- передавать крутящий момент при обеспечении равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов независимо от угла между ними;
- иметь высокий КПД;
- отличаться бесшумностью работы;
- обладать высокой надежностью;
- иметь малый вес, габариты и низкую стоимость.

Карданная передача состоит из двух основных элементов: соединительных муфт и карданных валов. При числе соединительных муфт больше двух карданная передача выполняется с дополнительными промежуточными опорами.

Свойства карданной передачи во многом определяются конструкцией соединительных муфт, классификация которых представлена на рис. 5.1.

Упругие соединительные муфты компенсируют угловые, радиальные и осевые смещения валов и допускают их угловые отклонения до 5° , а жесткие – до 2° .

Шарнирные соединительные муфты (карданные шарниры) подразделяются на простые (компенсируют только угловые смещения

валов) и универсальные (компенсируют угловые и осевые смещения валов).

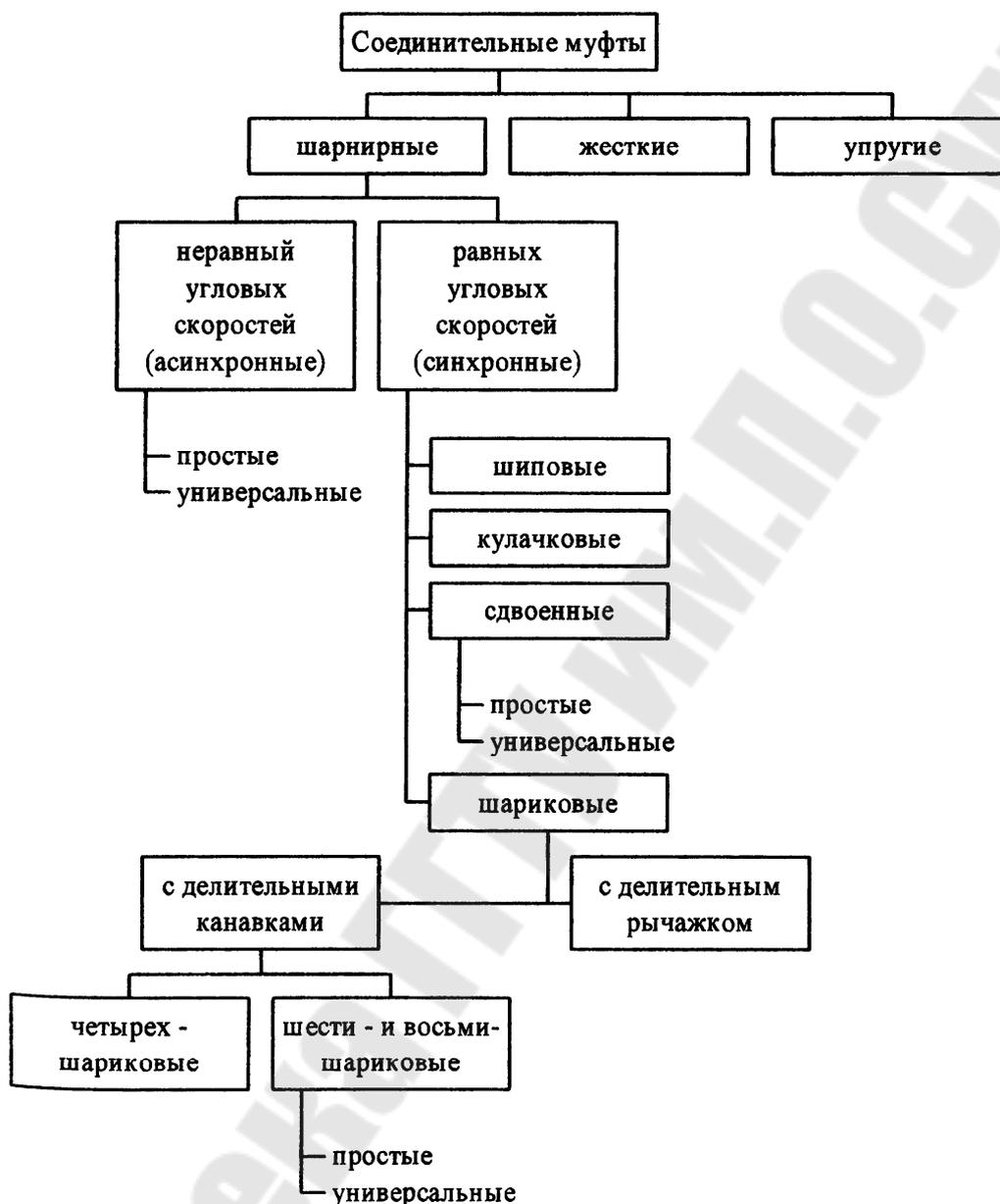


Рисунок 5.1. Классификация соединительных муфт

Карданным шарниром неравных угловых скоростей называют шарнир, у которого при равномерной скорости вращения ведущего вала угловая скорость ведомого вала неравномерна. У карданного шарнира равных угловых скоростей ведущий и ведомый валы вращаются синхронно. Карданные шарниры неравных угловых скоростей (асинхронные) используют при углах перекося соединяемых валов до 20° . Карданные шарниры равных угловых

скоростей применяют в приводе ведущих управляемых колес трактора. При этом некоторые конструкции шарниров хорошо работают при углах перекоса валов до 50° .

Универсальные карданные шарниры отличаются от простых тем, что в них осевая компенсация осуществляется в самом механизме шарнира, а не в шлицевом соединении валов.

На современных тракторах применяют только шарнирные соединительные муфты (карданные шарниры).

КАРДАнный ВАЛ

Конструкция карданного вала зависит от карданных шарниров, с которыми вал соединяется. Обычно вал состоит из центральной части и наконечников. Центральная часть карданного вала может быть сплошной или трубчатой. При малом расстоянии между шарнирами карданный вал выполняют сплошным или трубчатым, а при большом расстоянии, как правило, – трубчатым в средней наиболее протяженной части.

Трубы карданных валов изготавливают из малоуглеродистой стали 15 или 20, не подвергая закалке. Шлицевые наконечники подвижных соединений карданных валов изготавливают из стали 40Х с последующей закалкой ТВЧ до твердости рабочей поверхности шлиц 45...47 HRC.

Во время работы карданный вал испытывает изгибающие, скручивающие и осевые нагрузки.

Изгибающие нагрузки возникают в результате неуравновешенности карданного вала. В эксплуатации неуравновешенность может появиться при механических повреждениях карданного вала или при изнашивании шлицевого соединения и подшипников карданных шарниров. Неуравновешенность приводит к вибрациям в карданной передаче и возникновению шума. Поэтому карданный вал подвергают динамической балансировке на специальных балансировочных станках. Для балансировки к валу приваривают пластины в местах, которые автоматически определяются балансировочным станком. Допустимый дисбаланс зависит от максимальной частоты вращения карданного вала в эксплуатации и находится в пределах 20... 100 г·см, биение вала не должно превышать 0,3...1,5 мм. Величина допустимого биения карданного вала устанавливается заводом-изготовителем.

Практика показывает, что даже хорошо уравновешенный вал в результате естественного прогиба, вызванного собственным весом, при некоторой частоте его вращения, называемой критической, теряет устойчивость. В результате его прогиб возрастает до бесконечности, что приводит к разрушению вала.

Предположим, что в статическом положении ось вала смещена на расстояние e относительно оси вращения, а при угловой скорости ω получает прогиб y (рис. 5.2). При вращении карданного вала на него действует центробежная сила

$$P_{ц} = m_{\epsilon}(e + y)\omega^2,$$

где m_{ϵ} – масса вала.

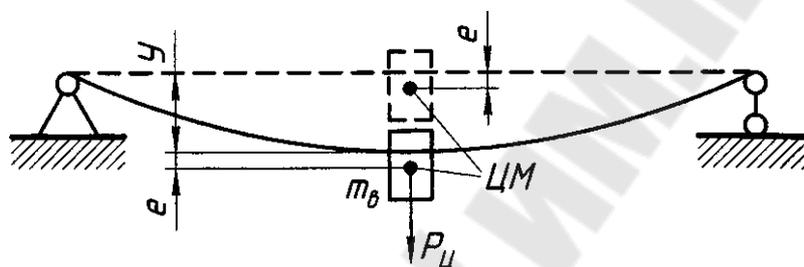


Рисунок 5.2. Схема для определения критической частоты вращения карданного вала

Центробежная сила уравновешивается силой упругости вала

$$P_y = cy,$$

где c - изгибная жесткость вала, Н/м. Тогда при $P_{ц} = P_y$ получим:

$$m_{\epsilon}(e + y)\omega^2 = cy.$$

Откуда прогиб вала

$$y = \frac{m_{\epsilon}e\omega^2}{c - m_{\epsilon}\omega^2}.$$

Из полученного выражения следует, что при $c \rightarrow m_{\epsilon}\omega^2$ прогиб вала $y \rightarrow \infty$ и вал разрушается.

Тема № 6. Главная передача. Дифференциалы колесных тракторов.

ЦЕНТРАЛЬНАЯ (ГЛАВНАЯ) ПЕРЕДАЧА

Центральной передачей называется агрегат трансмиссии, связывающий коробку передач с механизмами поворота (для гусеничного трактора) или с дифференциалом (для колесного трактора). На тракторах с четырьмя ведущими колесами центральные передачи располагаются в картерах ведущих мостов, а для остальных – в корпусах задних мостов.

Центральная передача служит для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и передачи крутящих моментов на валы, расположенные под углом.

Помимо общих требований, предъявляемых к агрегатам трансмиссии, центральная передача должна иметь:

- 1) рациональное передаточное число для обеспечения достаточной жесткости передачи при одновременной компактности и малой металлоемкости;
- 2) достаточную жесткость опор передачи, обеспечивающую долговечность ее работы.

Центральные передачи классифицируют по числу и виду зубчатых колес и числу ступеней.

По числу зубчатых колес центральные передачи подразделяются на одинарные – с одной парой зубчатых колес и двойные – с двумя парами зубчатых колес. Двойные центральные передачи на отечественных тракторах не применяют.

Одинарные центральные передачи по виду зубчатых колес подразделяются на конические – с коническими зубчатыми колесами, цилиндрические – с цилиндрическими зубчатыми колесами, червячные – с червяком и червячным колесом и гипоидные – с гипоидным зацеплением конических зубчатых колес.

Центральная передача, выполненная в виде червячного редуктора, на отечественных тракторах не применяется.

Центральные передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами используют при наличии на тракторе коробки передач с поперечными валами.

Наибольшее распространение имеют центральные передачи с коническими зубчатыми колесами, которые могут быть выполнены с

прямым, тангенциальным и спиральным (в большинстве случаев круговым) зубом.

На современных тракторах широкое распространение получили конические центральные передачи с круговым зубом.

Если в конической передаче со спиральным зубом оси зубчатых колес не пересекаются, то мы имеем гипоидную передачу. Такие передачи в качестве центральных используют широко на автомобилях.

По числу ступеней различают одноступенчатые – центральные передачи с одним передаточным числом, и двухступенчатые – центральные передачи, имеющие две переключаемые передачи с разными передаточными числами.

Конструкция центральной передачи определяется общей компоновкой трактора с учетом его назначения, номинального тягового усилия и типа движителя.

Одинарная центральная передача (рис. 6.1) компактна, имеет малую массу и невысокую стоимость. Она проста в производстве и эксплуатации. Ее применение ограничено передаточным числом $u_{ц} < 7,0$. При увеличении передаточного числа u повышаются размеры зубчатого колеса 2, что приводит к уменьшению дорожного просвета.

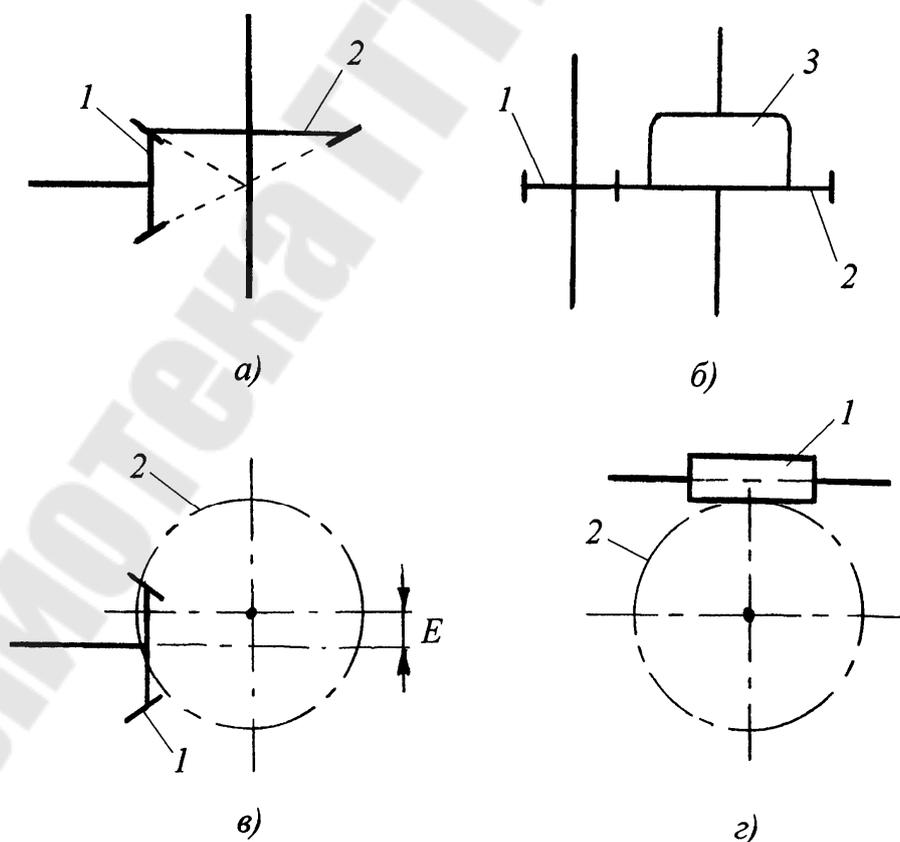
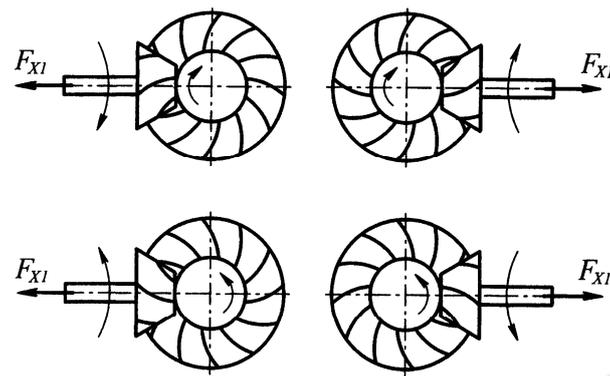


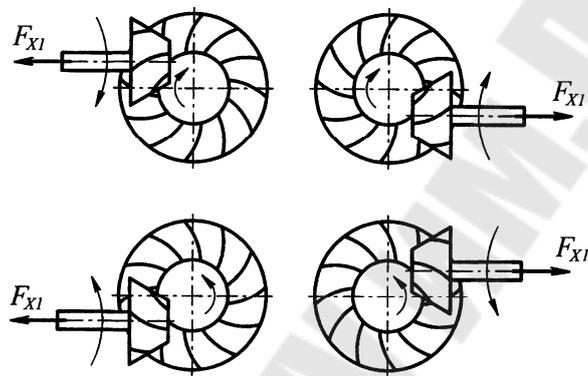
Рисунок 6.1. Схемы одинарных центральных передач.

Одинарная коническая центральная передача (рис. 6.1, а), состоящая из ведущей шестерни 1 и ведомого колеса 2, получила самое широкое распространение на тракторах. Из всех типов конических центральных передач наиболее распространена передача со спиральным, а в большинстве случаев – круговым зубом, выполненным по дуге окружности, диаметр которой определяется диаметром резцовой головки. Размеры центральной передачи с круговым зубом меньше, чем с прямым. При этом минимальное число зубьев шестерни может быть доведено до $Z_1 = 5 \dots 6$. С целью улучшения прирабатываемости зубьев число зубьев колеса Z_2 и шестерни Z_1 не кратно. Поэтому передаточное число всех типов центральных передач с коническими зубчатыми колесами выражается не целым числом.

Направление винтовой линии зубьев конических зубчатых колес выбирают из условия, что при движении трактора вперед осевая сила, действующая на шестерню, должна быть направлена от вершины конуса к основанию и отжимать шестерню от колеса. Это условие выполняется, когда направление вращения шестерни (если смотреть со стороны основания на вершину) и винтовой линии ее зубьев противоположны (рис. 6.2), хотя при этом складываются осевые силы от углов конуса шестерни и спирали зуба (большая осевая сила на подшипник).



a)



б)

Рисунок 6.2. Возможные сочетания направлений вращения шестерни и наклона линии ее зуба, обеспечивающие выталкивающую силу F_{x1} , действующую на шестерню:

а - для конической передачи с круговым зубом; б – для гипоидной передачи

Это делается для того, чтобы не было эффекта ввинчивания шестерни на передачах переднего хода, что может быть причиной заклинивания передачи. В эксплуатации при неправильной регулировке подшипников иногда происходит заклинивание передачи при заднем ходе.

В конической передаче с круговым зубом для уменьшения влияния точности зацепления на работу передачи радиус кривизны зуба шестерни иногда выполняется несколько меньшим радиуса кривизны зуба колеса. В результате обеспечивается локальный контакт зубьев шестерни и колеса.

КПД конической передачи с круговым зубом находится в пределах 0,97... 0,98.

В современных конструкциях тракторов ведущая коническая шестерня центральной передачи часто выполняется как одно целое со вторичным валом КП или крепится на хвостовике этого вала.

Одинарная цилиндрическая центральная передача (рис. 6.1, б) применяется на тракторах при наличии коробки передач с поперечными валами. Передача состоит из ведущей шестерни 1 и ведомого колеса 2, закрепленного на корпусе дифференциала 3. При этом зубчатые колеса могут выполняться как прямозубыми, так и косозубыми. На отечественных тракторах применяются только прямозубые цилиндрические зубчатые колеса. Более предпочтительно использование косозубых цилиндрических зубчатых колес, так как они обладают большей несущей способностью и бесшумностью в работе. Однако при этом необходимо учитывать, что опоры подшипников дополнительно нагружаются осевой силой. КПД цилиндрической центральной передачи высокий – не менее 0,98.

Перспективным для тракторов является применение одинарных центральных гипоидных передач (рис. 6.1, в). Гипоидная передача представляет собой зацепление ведущего 1 и ведомого 2 конических зубчатых колес со спиральным зубом, оси которых не пересекаются, а перекрещиваются. При этом ось шестерни 1 смещена относительно оси колеса 2 на величину гипоидного смещения E . В зависимости от требований компоновки ось шестерни может быть смещена относительно оси колеса вверх и вниз. Обычно передаточное число гипоидных передач $u_2 = 3,5...7$. В существующих конструкциях величина гипоидного смещения $E = 30...45$ мм.

Основными достоинствами гипоидных передач (по сравнению с коническими с круговым зубом) являются большая прочность и бесшумность в работе.

КПД гипоидной передачи несколько ниже, чем у конической, и составляет 0,96...0,97, что связано с наличием в ней наряду с поперечным продольного скольжения зубьев. Однако наличие скольжения определяет весьма высокое сопротивление усталости зубьев гипоидной передачи, так как усталостное выкрашивание (питтинг) конических колес наблюдается в зоне чистого качения у полюса зацепления. В гипоидных передачах чистое качение отсутствует. Для них характерно скольжение зубьев при высоком давлении. Поэтому для обеспечения нормальной работы гипоидной передачи необходимо применять специальное гипоидное масло,

наличие специальных присадок в котором препятствует разрушению масляной пленки в контакте зубьев.

На отечественных тракторах центральные гипоидные передачи не применяют. Однако они получили широкое распространение на автомобилях и зарубежных тракторах.

Одинарная центральная червячная передача (рис. 7.1, г) состоит из червяка 1 и червячного колеса 2. При этом в зависимости от требований компоновки передача может быть выполнена с верхним расположением червяка и с нижним. По сравнению с центральными передачами других типов червячная передача наиболее бесшумна, обеспечивает большую плавность зацепления и, как следствие, минимальные динамические нагрузки. Однако в связи с низким КПД (порядка 0,9...0,92), более высокой трудоемкостью изготовления и необходимостью применения для изготовления червячного колеса дорогих материалов (оловянистой бронзы) центральная червячная передача не получила распространения на тракторах.

Двойная центральная передача имеет большую массу, размеры и стоимость по сравнению с одинарной. Она применяется только на колесных тракторах при необходимости получения больших передаточных чисел ($6 \leq u_{ц} \leq 12$).

Схемы компоновки двойных центральных передач могут быть различны. При этом ее валы могут располагаться как в одной плоскости, так и в разных плоскостях. На рис. 6.3, а представлена наиболее распространенная схема двойной центральной передачи, в которой первая пара зубчатых колес коническая или гипоидная, а вторая – цилиндрическая. На рис. 6.3, б первая пара цилиндрическая, а вторая – коническая или гипоидная.

Двухступенчатые центральные передачи применяют на колесных тракторах и грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Они позволяют увеличить диапазон передаточных чисел трансмиссии в 1,5...2 раза и удвоить число передач при заданном количестве передач в коробке передач.

По кинематической схеме двухступенчатая центральная передача может быть одинарной и двойной (рис. 6.4). На рис. 6.4, а представлена схема двойной двухступенчатой центральной передачи. Первая пара зацепления всегда участвует в передаче крутящего момента и образована шестерней 2 и колесом 7, которые могут быть выполнены коническими с круговым зубом или гипоидными. Вторая пара зацепления образована цилиндрическими шестернями 3 и 4,

свободно установленными на валу 5, и колесами 7 и 9, закрепленными на корпусе дифференциала 5. Подвижная зубчатая муфта 6 установлена на шлицах вала 5. При соединении зубчатой муфты 6 с большой шестерней 4 обеспечивается высшая ступень центральной передачи, а при соединении ее с малой шестерней 3 – низшая ступень.

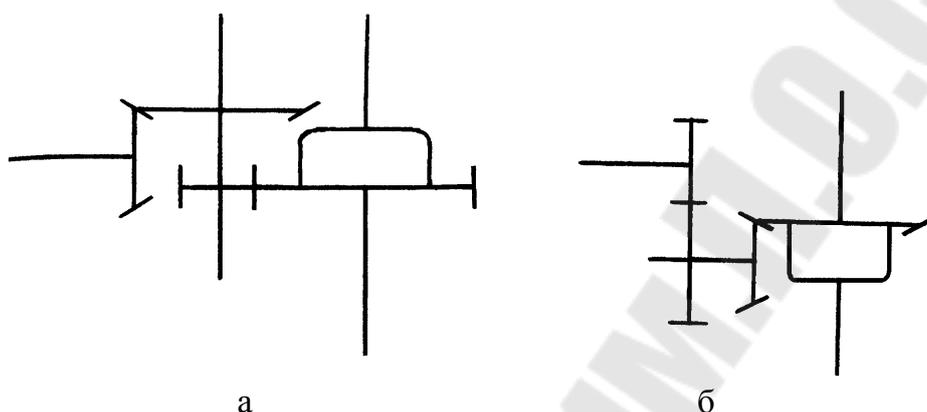


Рисунок 6.3. Схемы двойных центральных передач.

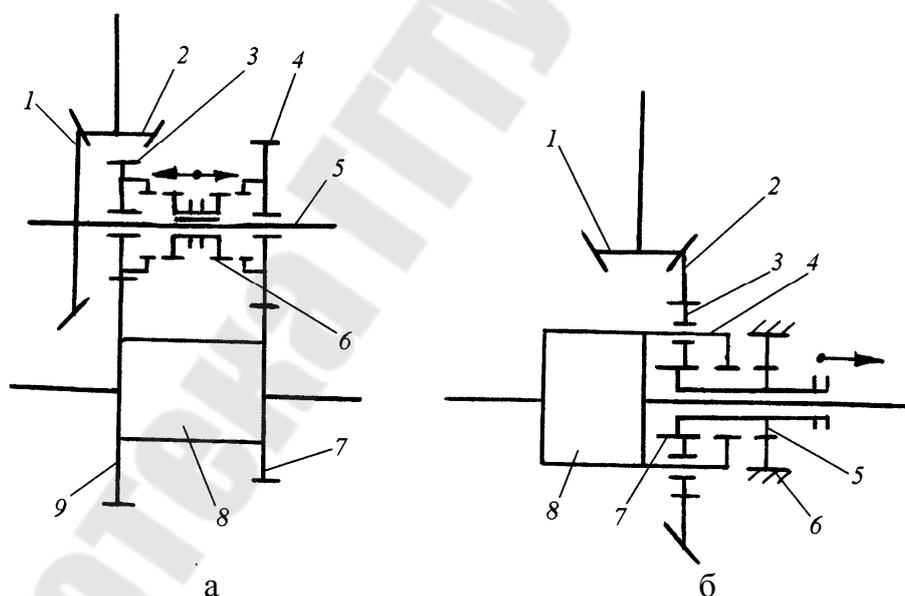


Рисунок 6.4. Схемы двухступенчатых центральных передач.

Двухступенчатая центральная передача (рис. 6.4, б) может быть получена установкой блокируемого планетарного ряда между колесом 2 и дифференциалом 8. Колесо 2 по наружному диаметру выполнено коническим, а по внутреннему – цилиндрическим с

внутренним расположением зубьев, одновременно является эпициклической шестерней планетарного ряда.

Переключение ступеней осуществляется с помощью зубчатой муфты 5, связанной с солнечной шестерней 7 планетарного ряда.

На схеме показано положение зубчатой муфты 5 при включенной низшей ступени центральной передачи. Солнечная шестерня 7 планетарного ряда через зубчатую муфту 5 связана с неподвижным корпусом 6 ведущего моста. В результате крутящий момент передается от шестерни 1 на колесо 2, а далее – через сателлиты 3 на водило 4, связанное с корпусом дифференциала 8. Частота вращения корпуса дифференциала 8 меньше частоты вращения ведомого колеса 2. В данном случае центральная передача работает как двойная, так как передача крутящего момента осуществляется последовательно соединенными коническими зубчатыми колесами и планетарным рядом.

Высшая ступень центральной передачи получается перемещением зубчатой муфты вправо (на схеме показано стрелкой). В результате широкий зубчатый венец солнечной шестерни 7 соединяет сателлиты 3 с водилом 4 и блокирует планетарный ряд, а зубчатая муфта 5 выходит из зацепления с неподвижным корпусом 6 ведущего моста. Колесо 2 и корпус дифференциала 8 вращаются с одинаковой угловой скоростью. Центральная передача работает как одинарная, так как преобразование крутящего момента осуществляется одной конической зубчатой парой.

Двухступенчатая центральная передача с блокируемым планетарным рядом перспективна для применения на тракторах большой Мощности, так как более компактна по сравнению с традиционными схемами, выполненными с неподвижными осями валов.

К недостаткам двухступенчатых центральных передач следует отнести сложность конструкции и невозможность осуществления переключения ступеней при движении трактора без усложнения системы управления.

В связи с этим двухступенчатые центральные передачи получили очень ограниченное распространение на тракторах.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Дифференциал - механизм трансмиссии, выполняющий функцию распределения подводимого к нему крутящего момента между колесами или мостами и позволяющий вращаться ведомым

валам как с одинаковыми, так и с разными угловыми скоростями, кинематически связанными между собой.

Чаще всего дифференциал устанавливают между центральной передачей и ведущими колесами конечных передач. Дополнительно дифференциал могут размещать между ведущими мостами трактора.

Дифференциал не влияет на общее передаточное число трансмиссии трактора. Он обеспечивает качение ведущих колес трактора без проскальзывания на поворотах и при движении по неровному пути.

При отсутствии дифференциала и жесткой кинематической связи ведущих колес их вращение сопровождалось бы взаимным скольжением или буксованием относительно почвы или дорожного полотна. Возникающая при этом паразитная мощность увеличивала бы износ деталей трансмиссии, протекторов шин и расход топлива на преодоление дополнительных сопротивлений движению трактора.

К дифференциалам предъявляются следующие требования:

- распределение крутящих моментов между колесами и мостами в пропорции, обеспечивающей наилучшие эксплуатационные свойства трактора (максимальную силу тяги, устойчивость и управляемость);
- минимальная масса и габариты, низкий уровень шума и достаточная надежность.

Дифференциалы классифицируют по следующим основным признакам:

по конструктивному исполнению – шестеренные, червячные, кулачковые и обгонные;

по месту расположения в трансмиссии – межколесные и межосевые;

по соотношению крутящих моментов на ведомых валах – с постоянным соотношением моментов (простой симметричный и простой несимметричный), с непостоянным соотношением моментов (с принудительной блокировкой и самоблокирующиеся);

по форме корпуса дифференциала – закрытые и открытые.

Червячные и кулачковые дифференциалы не получили распространения на отечественных тракторах. Шестеренные дифференциалы выполняются с цилиндрическими или коническими прямозубыми шестернями. На отечественных тракторах применяются в основном дифференциалы с коническими шестернями.

Рассмотрим принципиальные кинематические схемы некоторых простых шестеренных дифференциалов с постоянным соотношением моментов на ведомых валах (рис. 6.5).

Дифференциал, распределяющий крутящий момент между ведомыми валами поровну, называют симметричным, в остальных случаях – несимметричным.

В межколесном приводе трактора применяют только симметричные дифференциалы – конические (рис. 6.5, а) и реже цилиндрические (рис. 6.5, б). Самое широкое распространение получили простые симметричные конические дифференциалы.

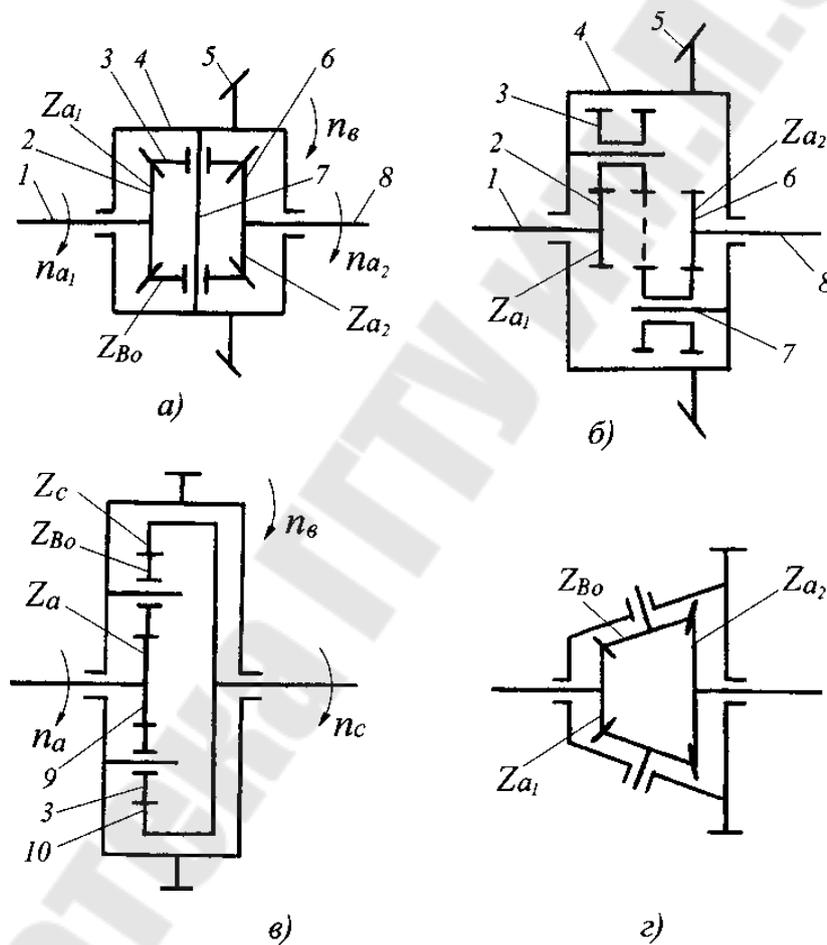


Рисунок 6.5. Схемы простых дифференциалов с постоянным соотношением моментов на ведомых валах:

- а – симметричного конического; б – симметричного цилиндрического; в – несимметричного цилиндрического; г – несимметричного конического; 1, 8 – левая и правая полуоси дифференциала; 2, 6 – левая и правая полуосевые шестерни; 3 – сателлит; 4 – корпус дифференциала; 5 – ведомое колесо центральной передачи; 7 – ось вращения сателлитов (водило); 9 – солнечная шестерня; 10 – эпициклическая шестерня

Несимметричные простые дифференциалы (рис. 6.5, в и г) применяют только в межосевом приводе, когда вертикальная нагрузка на ведущие мосты трактора различна. Более широкое распространение получили несимметричные цилиндрические дифференциалы (рис. 6.5, в). На отечественных тракторах межосевые дифференциалы не применяют.

Тема № 7. Подвеска. Колебания и плавность, хода автомобиля. Упругие элементы подвески. Амортизаторы.

Подвеской принято называть группу узлов и деталей ходовой системы, соединяющих остов трактора с осями колес (у колесного трактора) или осями опорных катков (у гусеничного трактора).

В эту группу входят упругие элементы (рессоры), амортизаторы и направляющее устройство. При этом в некоторых подвесках амортизаторы могут отсутствовать.

Упругие элементы предназначены для смягчения толчков и ударов, передаваемых на остов при движении трактора по неровностям пути.

Амортизаторы применяют с целью гашения колебаний подрессоренной части остова трактора.

Направляющее устройство обеспечивает передачу всех сил и моментов, действующих между двигателем и остовом трактора, необходимую траекторию перемещения колес (у колесного трактора) или опорных катков (у гусеничного трактора) при движении по неровностям пути и разгружает полностью или частично упругие элементы от продольных и боковых сил.

Помимо удовлетворения общих, предъявляемым ко всем механизмам требований, подвеска должна обеспечивать необходимую плавность хода трактора.

Иногда к подвеске предъявляют и дополнительные требования:

- регулирование дорожного просвета и положения остова трактора;
- изменение характеристики упругости подвески трактора с целью улучшения эксплуатационных свойств МТА.

Подвески колесных тракторов разделяют на жесткие (без упругих элементов); полужесткие (с передним расположением упругих элементов); упругие (все опоры имеют упругие элементы).

В жесткой подвеске мосты непосредственно или при помощи кронштейнов жестко крепятся к остову трактора. Жесткие четырехточечные подвески применяют на погрузчиках и экскаваторах. Жесткие трехточечные подвески, у которых передний мост соединен с остовом в одной точке, применяют на хлопководческих тракторах, некоторых видах самоходных шасси, бульдозерах и канавокопателях.

В полужесткой подвеске передняя часть остова трактора соединена с мостом упругим элементом, задняя часть остова – неопдрессорена. Такие подвески имеют тихоходные землеройные машины, универсально – пропашные тракторы, а также некоторые модели колесных тракторов общего назначения.

В упругой подвеске мосты соединены с остовом трактора таким образом, что могут перемещаться один относительно другого и относительно остова в вертикальной плоскости. Такими подвесками в настоящее время оснащено большинство универсальных колесных тракторов.

В зависимости от типа направляющего устройства упругие подвески делятся на зависимые и независимые. Особенностью зависимой подвески является наличие жесткой балки, связывающей левое и правое колеса. Поэтому перемещение одного колеса в поперечной плоскости передается другому. При независимой подвеске отсутствует жесткая кинематическая связь между колесами. Каждое колесо данного моста перемещается независимо одно от другого.

Независимые подвески по характеру перемещений, сопутствующих вертикальному подъему колеса, подразделяются на подвески с перемещением колеса в поперечной, продольной плоскости или в двух плоскостях (поперечной и продольной) и свечные.

Подвески гусеничных тракторов подразделяют на жесткие, полужесткие, упругие и смешанные.

В жесткой подвеске оси опорных катков обычно жестко закреплены на раме тележек гусениц, а последние жестко прикреплены к остову трактора. Такая подвеска на мягком (ровном) грунте позволяет получить наиболее равномерное распределение давления опорных катков на гусеницу, что повышает ее тягово – сцепные качества. Но движение движителей по плотным и неровным грунтам с большой неопдрессоренной массой остова сопровождается большими динамическими нагрузками, вредно действующими как на тракториста, так и на все системы и механизмы трактора.

Поэтому такая подвеска применяется только на специальных промышленных тракторах с небольшой скоростью движения и практически без колебания остова – трубоукладчиках, роторных канавокопателях и т.п.

В полужесткой подвеске тележки гусениц с опорными катками соединены с остовом трактора: сзади посредством жесткого шарнира, а спереди упругим элементом.

Причем ось качания тележки гусениц относительно остова может совпадать или не совпадать с осью ведущего колеса. Во втором случае при качании тележки происходит дополнительное натяжение гусеницы, что приводит к более интенсивному изнашиванию ее шарниров. Положительным моментом такого крепления является простота конструкции опоры оси качания тележки.

Конструкции с совпадающими осями качания тележек и ведущих колес обычно применяют на тракторах большой мощности. На тракторах малой мощности обычно используют вторую схему.

Полужесткая подвеска имеет ряд положительных качеств:

- равномерное распределение давления на грунт, повышающее тягово – сцепные свойства движителя;
- увеличение срока службы трактора вследствие поглощения упругим элементом большей части толчков и ударов, передаваемых на остов;
- комфортность работы тракториста при относительно небольших скоростях движения.

Основными недостатками полужесткой подвески являются повышенная материалоемкость и большая масса неподрессоренных частей остова трактора.

Положительные качества полужесткой подвески способствуют достаточно широкому ее применению на сельскохозяйственных и промышленных тракторах отечественного и зарубежного производства.

Упругие подвески разделяют на балансирные и индивидуальные.

В *балансирных подвесках* оси опорных катков (от двух и более) соединительными рычагами (балансирами) объединены в отдельные каретки, шарнирно крепящиеся к остову трактора. Упругие элементы устанавливаются в каретки или в систему их крепления к остову, или в обе системы одновременно.

Балансирные подвески получили широкое распространение на отечественных сельскохозяйственных и специальных тракторах, благодаря небольшой массе неподрессоренных частей и возможности обеспечения необходимой плавности хода при повышенных скоростях.

Вместе с тем, их недостатком по сравнению с полужесткими подвесками является неравномерность и большая величина рас-

пределения давления на грунт под опорными катками и большое его значение.

В **индивидуальных подвесках** ось каждого опорного катка системой рычагов и упругих элементов соединена с остовом трактора. Так же как и балансирные подвески они имеют малую массу неподрессоренных частей, обеспечивают плавное движение трактора на повышенных скоростях и высокие тягово – сцепные качества. Недостатком является повышенное давление на почву под опорными катками.

Смешанные подвески представляют собой сочетание полужесткой и упругой подвески. Они все больше применяются на промышленных тракторах, когда на тележках гусениц полужесткой подвески устанавливаются индивидуально поддрессоренные опорные катки. Такие подвески удачно сочетают преимущества обеих рассмотренных систем поддрессирования трактора. При этом оси качания тележек могут совпадать и не совпадать с осью ведущего колеса, а поперечные балансиры могут быть жесткими или с упругими элементами.

Основные параметры и характеристики упругости подвесок. Необходимость обеспечения высокой плавности хода трактора предъявляет противоречивые требования к характеристике упругости подвески, представляющей собой зависимость нормального усилия P_k на колесо или опорный каток от его вертикального перемещения f (рис. 7.1). В статике на колеса или опорные катки трактора действует статическая нагрузка $P_{кст}$, вызывающая их статический ход $f_{ст}$. При движении трактора по неровностям пути вертикальная нагрузка P_k на колесо или опорный каток трактора изменяется. Следовательно, изменяется и ход подвески в интервале $(0... f_n)$, где f_n – полный ход подвески. При этом динамический ход подвески $f_d = f_n - f_{ст}$.

Для исключения «пробивания» подвески на остов необходимо иметь запас потенциальной энергии

$$W = P_{k \max} f_n$$

который может быть повышен увеличением полного хода подвески от f_{n1} до f_{n2} или жесткости подвески от c_2 до c_1 (рис. 7.1, а). Увеличение полного хода подвески f_n ограничивается возможностью компоновки трактора. Повышение же жесткости подвески приводит к

возрастанию ускорений на остов трактора, а следовательно, к снижению его плавности хода.

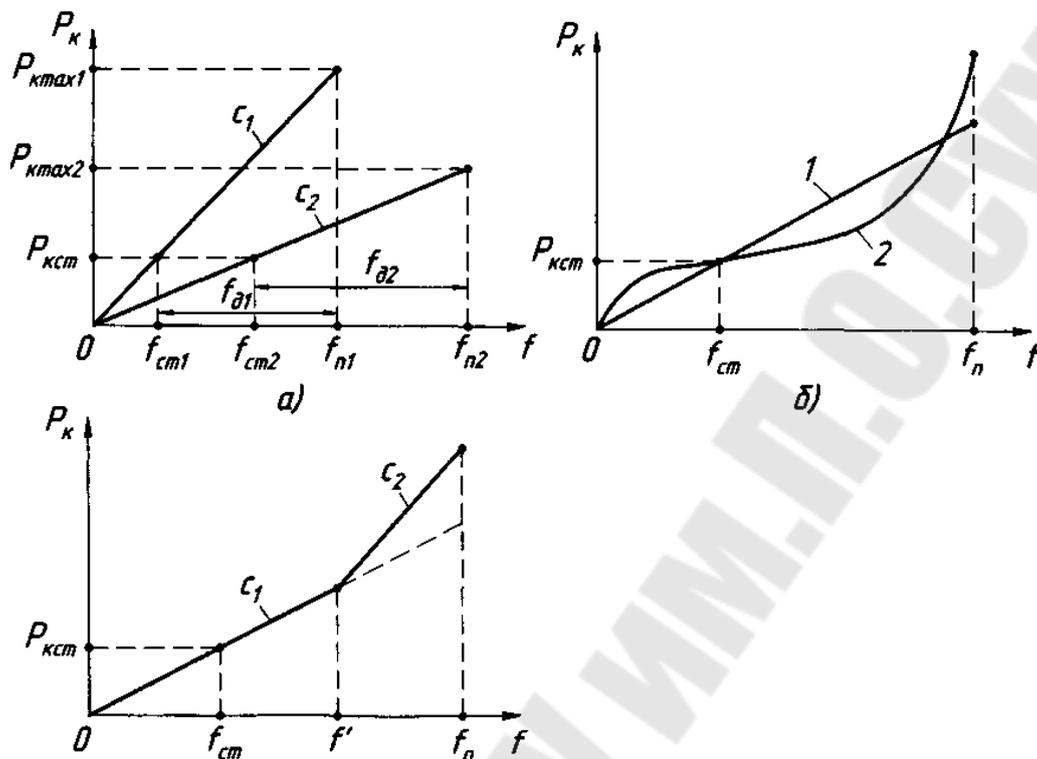


Рисунок 7.1. Характеристики упругости подвески.

Таким образом, для обеспечения плавности хода трактора жесткость подвески необходимо уменьшать, а из условия отсутствия «пробивания» подвески на остов – увеличивать.

Этим условиям может удовлетворить нелинейная характеристика упругости подвески (рис. 7.1, б). Характеристика упругости 2 такой подвески по сравнению с линейной 1 при малых ходах подвески передает незначительное усилие на остов, что обеспечивает высокую плавность хода трактора. При больших ходах подвески резко возрастает усилие на остов, что исключает вероятность «пробивания» подвески.

В подвесках с металлическими рессорами возможно улучшение характеристики упругости подвески за счет установки подрессорника с жесткостью c_{II} , который вступает в работу параллельно с основной рессорой с жесткостью c_1 при ходе подвески f' (рис. 7.1, в). В результате в интервале хода подвески $f' \dots f_n$ ее жесткость $c_2 = c_1 + c_{II}$ выше, что исключает вероятность «пробивания» подвески на остов.

Отношение полного хода подвески к ее статическому ходу называется коэффициентом динамичности подвески:

$$k_{\partial} = \frac{f_n}{f_{cm}}$$

При проектировании подвесок тракторов обычно принимают $k_{\partial}=2,3\dots3,0$.

Физиологически наиболее привычными для человека являются колебания с частотами, свойственными нормальной ходьбе. При хорошем качестве подвески значения собственных частот вертикальных колебаний подрессоренной части остова трактора составляет 1,7...2,2 Гц, а угловых колебаний – 0,6...0,8 Гц.

В лучших образцах отечественных и зарубежных тракторов $f_{II}=0,08\dots0,13$ м, $f_{cm} \leq 0,5 f_{II}$.

Упругие элементы подвески делятся на металлические и неметаллические. Металлические упругие элементы выполняют в виде листовых рессор, витых пружин и торсионных валов. К неметаллическим упругим элементам относят резиновые, пневматические и пневмогидравлические элементы.

Вследствие большого разнообразия условий эксплуатации трактора упругие элементы могут разрушаться как от недостаточной статической прочности, так и от усталости материала. В процессе эксплуатации трактора наибольшее влияние на прочность упругих элементов оказывают напряжения от действующих вертикальных нагрузок на колесо или опорный каток трактора. Упругие элементы обычно рассчитывают на прочность при наибольшей вертикальной нагрузке на колесо или опорный каток трактора.

Амортизаторы служат для гашения колебаний подрессоренной массы трактора. На современных тракторах широкое применение получили гидравлические амортизаторы, унифицированные с автомобильными.

По своей конструкции амортизаторы подразделяют на телескопические, рычажно-поршневые и рычажно-лопастные. Рычажно-поршневые и рычажно-лопастные амортизаторы из-за малых ходов поршней и углов поворота лопастей работают с большими давлениями, достигающими 15..30 МПа, что приводит к увеличению их массы. В телескопическом амортизаторе цилиндр и поршень связаны непосредственно с подрессоренной и неподрессоренной массами трактора и имеют большой ход, что дает возможность работать амортизатору при меньших средних давлениях (до 8,0 МПа).

Материалоемкость телескопических амортизаторов примерно в 2 раза меньше, чем у рычажно-поршневых и рычажно-лопастных. При этом они проще в изготовлении и обладают высокой долговечностью.

По типу характеристики амортизаторы бывают одностороннего действия, работающие только при ходе отдачи, когда упругий элемент подвески разгружается, и двухстороннего действия, работающие как при ходе сжатия упругого элемента, так и при ходе отдачи.

В качестве рабочей жидкости для амортизаторов применяют минеральные масла – веретенное или смесь турбинного и трансформаторного.

В настоящее время в подвесках тракторов используют гидравлические телескопические амортизаторы двухстороннего действия, в которых рассеяние механической энергии колебаний подрессоренной массы трактора осуществляется как при ходе сжатия, так и при ходе отбоя.

Свойства амортизатора определяются его характеристикой – зависимостью между силой сопротивления на поршне амортизатора P_a и скоростью его перемещения V_n . На рис. 7.2 показана упрощенная характеристика гидравлического амортизатора двухстороннего действия.

Для удовлетворения требованиям плавности хода трактора характеристика амортизатора должна быть несимметричной. При этом сила сопротивления на поршне амортизатора P_{ao} при ходе отдачи должна быть больше, чем сила P_{ac} при ходе сжатия (см. рис. 7.2). Это обеспечивает меньшее воздействие со стороны амортизатора на остов при наезде трактора на препятствие. Кроме того, при проектировании амортизатора ограничивают силу P_a на поршне при обоих ходах амортизатора. Достигается это открытием разгрузочных клапанов при определенных скоростях движения поршня (V'_{no} и V'_{nc}).

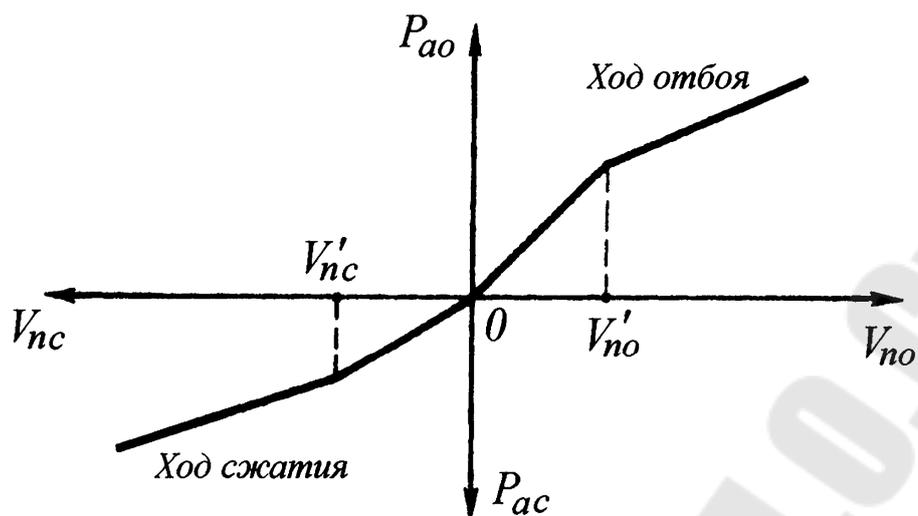


Рисунок 7.2. Характеристика гидравлического амортизатора с разгрузочными клапанами:

P_{ao} и P_{ac} - сила сопротивления на поршне амортизатора при ходе соответственно отбоя и сжатия; V_{no} и V_{nc} - скорости поршня амортизатора при ходе соответственно отбоя и сжатия; V'_{no} и V'_{nc} - скорости перемещения поршня, при которых открываются разгрузочные клапаны

Тема № 8. Тормозное управление. Принципиальные схемы тормозных механизмов. Определение тормозных моментов на колесках.

Тормоза являются одним из механизмов управления: самостоятельным для колесного трактора и составным элементом МП для гусеничного трактора.

Тормоза в колесном тракторе служат для экстренной остановки, снижения скорости движения, обеспечения крутых поворотов и удержания трактора на спуске или подъеме, *в гусеничном тракторе тормоза* дополнительно выполняют функцию элемента управления поворотом.

К тормозам предъявляют следующие требования:

- плавность торможения без экстренного схватывания;
- хороший отвод теплоты от поверхностей трения;
- эффективность действия в динамике и в статике;
- наличие механического привода, позволяющего фиксировать трактор в заторможенном состоянии;
- привод тормозов колесного универсально – пропашного и гусеничного тракторов должен позволять управлять движителем одной стороны трактора и обеих сторон одновременно;
- тормоза прицепов и полуприцепов должны обеспечивать их торможение на ходу и при отсоединении прицепа от трактора должны автоматически включаться.

Тормоза классифицируют:

по форме трущихся поверхностей – ленточные, колодочные и дисковые;

по роду трения – сухие и работающие в масле («мокрые»);

по месту расположения тормоза – в трансмиссии трактора или непосредственно в его колесах;

по типу привода – с механическим, гидравлическим или пневматическим приводом;

по назначению – рабочие и стояночные. Рабочие тормоза воздействуют на тормозные элементы агрегатов при работе трактора. К ним относят остановочные и поворотные тормоза.

Остановочные тормоза должны обеспечивать на ровном горизонтальном участке сухой бетонированной дороги (коэффициент сцепления $\phi = 0,7...0,8$) замедление движения тракторного поезда не менее 3,5 м/с и остановку.

Тормозной путь вычисляют по формуле

$$S_T = \frac{V^2}{2j_T} + Vt_T, \quad (8.1)$$

где t_T – время срабатывания тормозов (для механического привода $t_T = 0,1$ с; для гидравлического – $t_T = 0,3$ с; для пневматического $t_T = 0,6$ с); j_T – замедление трактора при торможении, м/с²; V – скорость трактора перед началом торможения, м/с.

Стояночный тормоз должен удерживать колесный трактор в состоянии покоя на сухой дороге с твердым покрытием на уклоне 20° , гусеничный – на уклоне 30° , прицеп – на уклоне 12° .

Очень часто один и тот же тормоз выполняет одновременно функцию рабочего и стояночного тормозов. Его используют как для удержания трактора на склонах, так и для управления его агрегатами.

Определение расчетных моментов трения тормозов. Момент трения тормоза зависит от его назначения и условия работы.

Рассмотрим методику определения расчетных моментов тормозов колесных тракторов.

Расчетный момент стояночного тормоза. Для удержания машины на склонах необходимо на колесах трактора создавать тормозной момент:

$$M_{T\Sigma} = G_T r_k (\sin \alpha_{\max} - f \cos \alpha_{\max}) \leq M_\varphi,$$

где G_T – вес трактора (тракторного агрегата); r_k – радиус качения колеса; α_{\max} – максимальный угол наклона пути, на котором должен стоять заторможенный трактор; M_φ – предельный момент по сцеплению движителя с опорной поверхностью.

В зависимости от числа и места установки тормозов каждый из них должен развивать тормозной момент

$$M_T = \frac{M_{T\Sigma}}{n u_T} \leq \frac{M_\varphi}{n u_T},$$

где n – число одновременно работающих тормозов; u_T – передаточное число передач, расположенных между колесом и тормозом.

Для обеспечения крутого поворота пропашного колесного трактора полной блокировкой одного из ведущих колес задней оси момент трения на соответствующем тормозе составляет:

$$M_T = \frac{M_{\text{рез}}}{0,5B} \cdot \frac{r_{k2}}{u_T} \leq \frac{0,5G_2^I \varphi r_{k2}}{u_T},$$

где $M_{рез}$ – результирующий момент сопротивления повороту; B – поперечная база трактора; G_2^I – вертикальная статическая нагрузка на заднюю ось трактора; $r_{к2}$ – радиус качения заднего ведущего колеса.

Расчетный момент остановочного тормоза определяется по условию сцепления колес трактора с опорной поверхностью при торможении на горизонтальном участке пути.

Момент трения для каждого из одновременно работающих тормозов передней оси

$$M_T^I = \frac{\varphi \cdot r_{к1} G_T}{2u_T^I L} (a_c + \varphi \cdot h_c),$$

где $r_{к1}$ – радиус качения передних колес; a_c и h_c – горизонтальная (относительно задней оси) и вертикальная координаты центра масс трактора; L – продольная база колесного трактора; u_T^I – передаточное число передач, расположенных между передними колесами трактора и тормозами.

Аналогично момент трения для каждого из тормозов задней оси

$$M_T^{II} = \frac{\varphi \cdot r_{к2} G_T}{2u_T^{II} L} (L - a_c + \varphi \cdot h_c),$$

где u_T^{II} – передаточное число передач, расположенных между задними колесами трактора и тормозами. Замедление трактора при торможении

$$j_T = \frac{2g(M_T^I u_T^I + M_T^{II} u_T^{II})}{\delta(G_1 r_{к1} + G_2 r_{к2})},$$

где δ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс ($\delta = 1,05 \dots 1,1$); G_1 и G_2 – вертикальная нагрузка соответственно на переднюю и заднюю ось трактора при экстренном торможении:

$$G_1 = \frac{G_T}{L} (a_c + \varphi h_c); \quad G_2 = \frac{G_T}{L} (L - a_c - \varphi h_c).$$

Если один и тот же тормоз выполняет одновременно функцию рабочего и стояночного, то расчет тормоза выполняют по большей величине расчетного момента.

В колесных тракторах применяются ленточные, дисковые и колодочные тормоза, которые устанавливают как в трансмиссии, так и в ведущих колесах. В гусеничных тракторах используют как ленточ-

ные, так и дисковые тормоза, являющиеся частью механизма поворота. При этом в колесных и в гусеничных тракторах ленточные и дисковые тормоза бывают сухие и работающие в масле.

Ленточные тормоза широко распространены на тракторах благодаря простоте конструкции и компактности.

Эффективность ленточных тормозов зависит от способа закрепления концов ленты. По этому принципу тормоза разделяют на простые без серводействия и с серводействием, двойные и плавающие (рис. 8.1).

Простой ленточный тормоз без серводействия. Здесь оба конца тормозной ленты крепятся к рычагу, при повороте которого концы ленты перемещаются в противоположные стороны, осуществляя включение и выключение тормоза (рис. 8.1, а).

Момент трения тормоза при вращении тормозного барабана по часовой стрелке (на схеме показан сплошной стрелкой) определяется из уравнения равновесия тормозного барабана:

$$M_T = (S_1 - S_2)R.$$

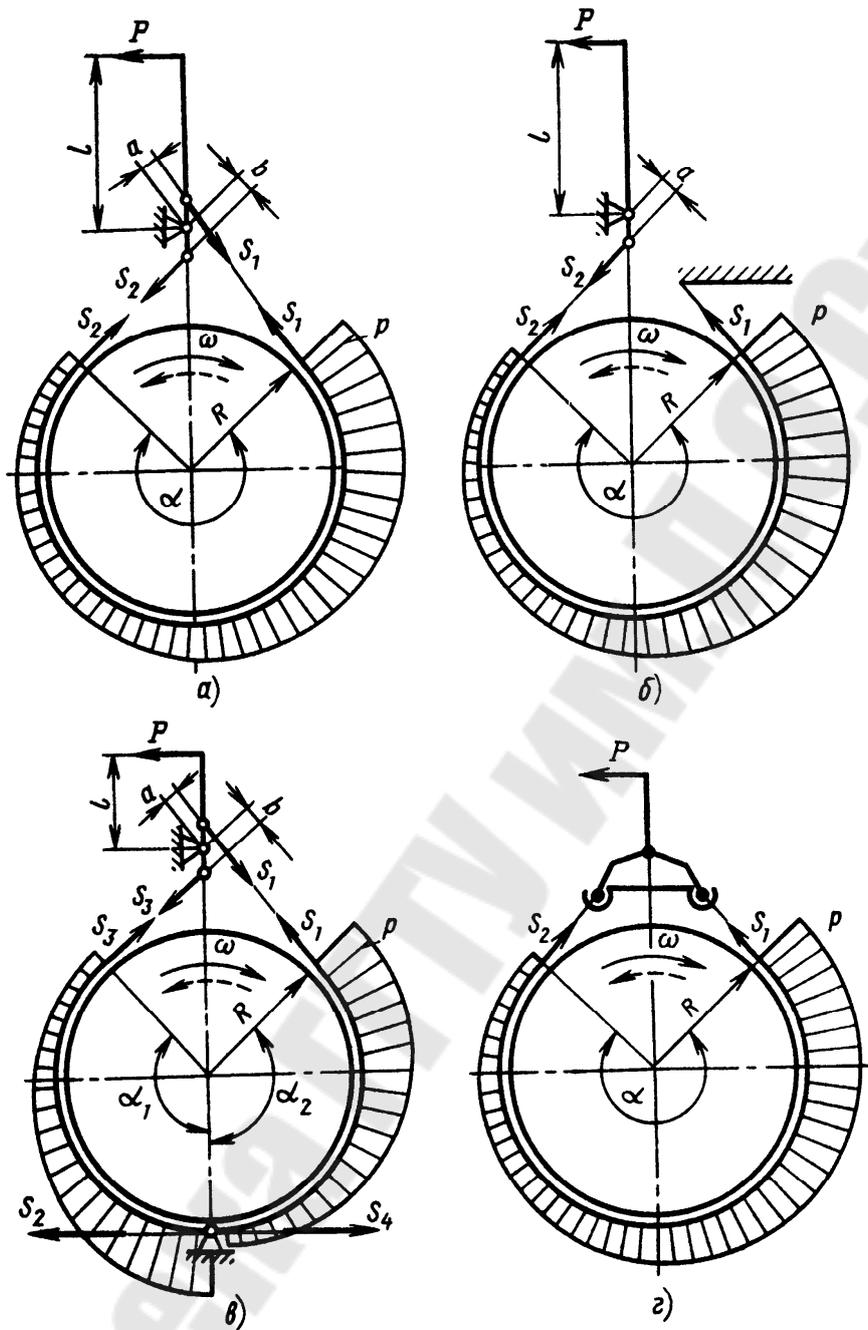


Рисунок 8.1. Схемы ленточных тормозов:

- a* – простого без серводействия; *б* – простого с серводействием; *в* – двойного;
г – плавающего

Связь между силами S_1 и S_2 , действующими на концы тормозной ленты, описывается уравнением Эйлера:

$$S_1 = S_2 e^{af}, \quad (8.2)$$

где e – основание натурального логарифма ($e = 2,72$); f коэффициент трения ленты по барабану; α – угол охвата барабана тормозной лентой, рад.

Преимуществами тормозов этого типа является то, что эффективность торможения не зависит от направления вращения тормозного барабана и отсутствует самозатягивание (серводействие) тормозной ленты при торможении.

Простой ленточный тормоз с серводействием. Здесь один конец тормозной ленты крепится неподвижно, а второй – подвижный связан с рычагом управления (рис. 8.1, б).

Двойной ленточный тормоз (рис. 8.1, в) представляет собой два сведенных простых с серводействием ленточных тормоза.

Момент трения тормоза при условии, что $\alpha_1 = \alpha_2$ и $a = b$, не зависит от направления вращения тормозного барабана:

$$M_T = (S_1 - S_2 + S_3 - S_4)R,$$

где S_1, S_3 и S_2, S_4 – натяжение соответственно набегающих и сбегающих ветвей тормозной ленты.

Плавающий ленточный тормоз (рис. 8.1, г) всегда работает как простой с серводействием ленточный тормоз с высокой эффективностью торможения. Это обеспечивается тем, что в зависимости от направления вращения тормозного барабана один конец тормозной ленты всегда неподвижен, а другой подвижен. При изменении направления вращения тормозного барабана подвижный конец ленты становится неподвижным, а неподвижный – подвижным.

Эффективность торможения не зависит от направления вращения тормозного барабана.

Существенным недостатком всех ленточных тормозов является неравномерность изнашивания фрикционных накладок из-за переменного давления по дуге охвата барабана тормозной лентой (рис. 8.1).

Колодочные тормоза широко используются в колесных тракторах. Тормоза выполняются только сухими и располагаются – в трансмиссии трактора или в его колесах. Принципиальные схемы колодочных тормозов представлены на рис. 8.2.

Схема колодочного тормоза с равными приводными силами и односторонним расположением опор представлена на рис. 8.2, а. Приводное устройство тормозных колодок выполнено в виде двухстороннего гидравлического тормозного цилиндра, который обеспечивает равенство приводных сил P , действующих на колодки. На

схеме показаны силы, действующие на тормозные колодки, и направление вращения тормозного барабана, при переднем ходе трактора.

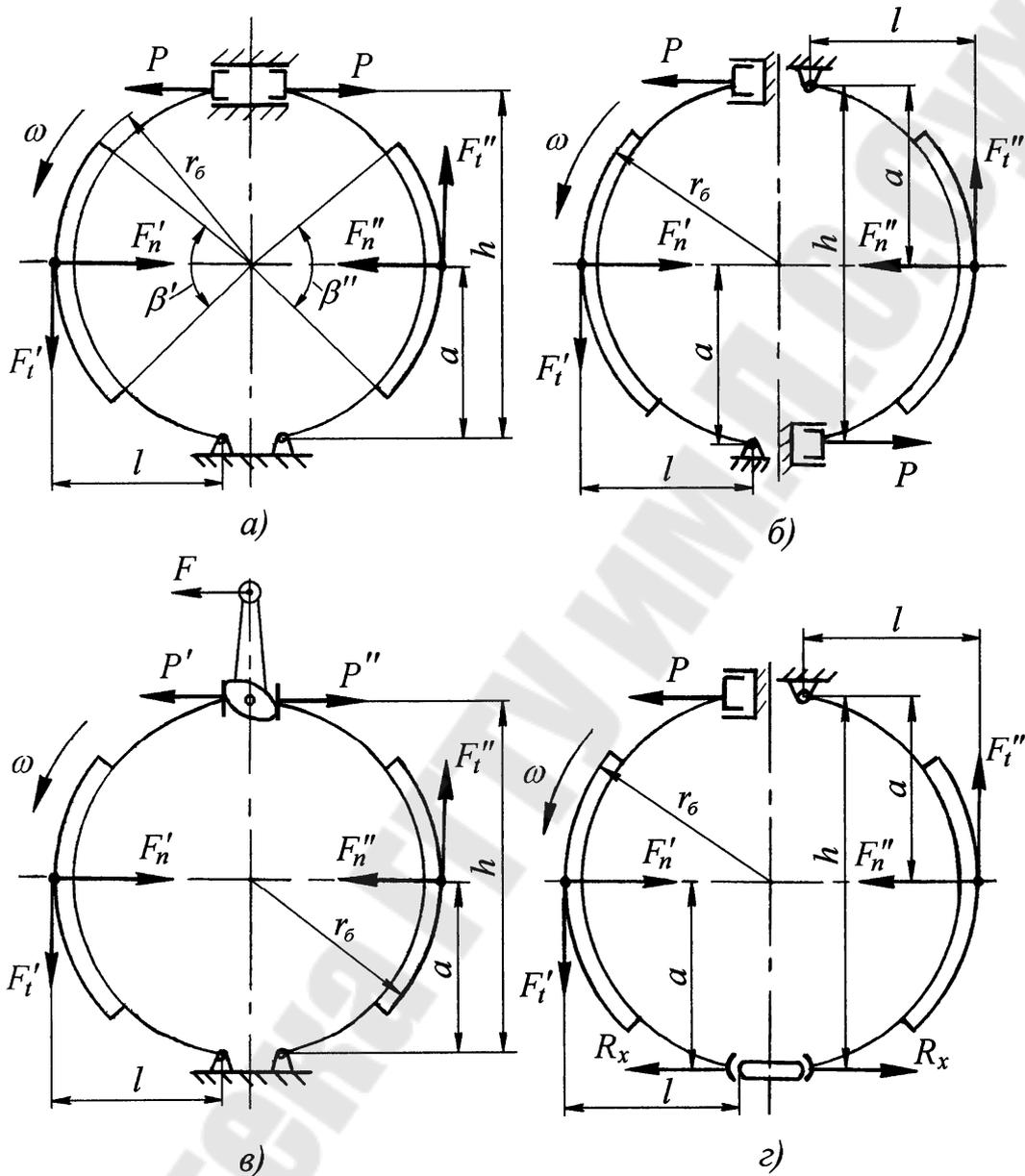


Рисунок 8.2. Принципиальные схемы колодочных тормозов:

а – с равными приводными силами и односторонним расположением опор;

б – с равными приводными силами и с разнесенными опорами; в – с равными перемещениями колодок; г – с большим сервоусилением

Сила трения F'_t , действующая на левую колодку, поворачивает ее относительно нижней опоры и прижимает к тормозному барабану. Правая колодка под действием силы трения F_t'' , наоборот, стремится

отжаться от тормозного барабана. В результате нормальные силы прижатия левой F'_n и правой F'' колодок различны. При этом $F'_n > F''$, что приводит к более интенсивному изнашиванию левой колодки тормоза и созданию радиальной нагрузки на опоры тормозного барабана. При этом тормозной момент левой колодки выше, чем правой.

В настоящее время принято колодку, прижимаемую за счет силы трения к тормозному барабану, называть активной, а отжимаемую от барабана – пассивной. Таким образом, левая тормозная колодка является активной, так как она за счет силы трения F'_t прижимается к тормозному барабану. Правая тормозная колодка является пассивной, так как за счет силы трения F_t'' она отжимается от тормозного барабана.

Для активной колодки (на схеме слева) сумма моментов всех сил относительно точки опоры колодки:

$$Ph + F'_t l - F'_n a = 0.$$

Нормальная сила $F'_n = F'_t / f$. Тогда подставив F'_n в уравнение и решая его относительно F'_t , получим

$$F'_t = P \frac{fh}{a - fl}.$$

Момент трения, создаваемый активной колодкой,

$$M'_T = F'_t r_0 = P \cdot r_0 \frac{fh}{a - fl}.$$

При $a = fl$ $M'_T = \infty$ (колодка заклинивается).

Дисковые тормоза широко используются как в колесных, так и в гусеничных тракторах. Тормоза бывают сухие и мокрые и располагаются в трансмиссии трактора или его колесах.

В современных тракторах используют два типа дисковых тормозов: открытый однодисковый и закрытый, чаще всего двух- или многодисковый.

Схема **закрытого дискового тормоза** с сервоусилением заклинивающимися шариками, получившая широкое применение в тракторах, представлена на рис. 8.3. Тормоз представляет собой два тормозных диска 2 и 5 с фрикционными накладками, установленные на шлицах вращающегося тормозного вала 1 с возможностью передвижения в осевом направлении. Между ними находятся два нажимных диска 3 и 4, соединенные двумя серьгами 9 и тягой 10 с тормозной педалью. Между нажимными дисками в их лунках со скосами уста-

новлены разжимные шарики 7. Нажимные диски прижаты друг к другу пружинами 6.

При нажатии на педаль тормоза тяга 10 через серьги 9 стремится повернуть нажимные диски 3 и 4 навстречу друг другу. В результате разжимные шарики 7 выкатываются из лунок и заставляют перемещаться нажимные диски 3 и 4 вдоль оси тормозного вала 7, прижимая тормозные диски 2 и 5 к неподвижным упорным дискам 5, соединенным с корпусом тормоза.

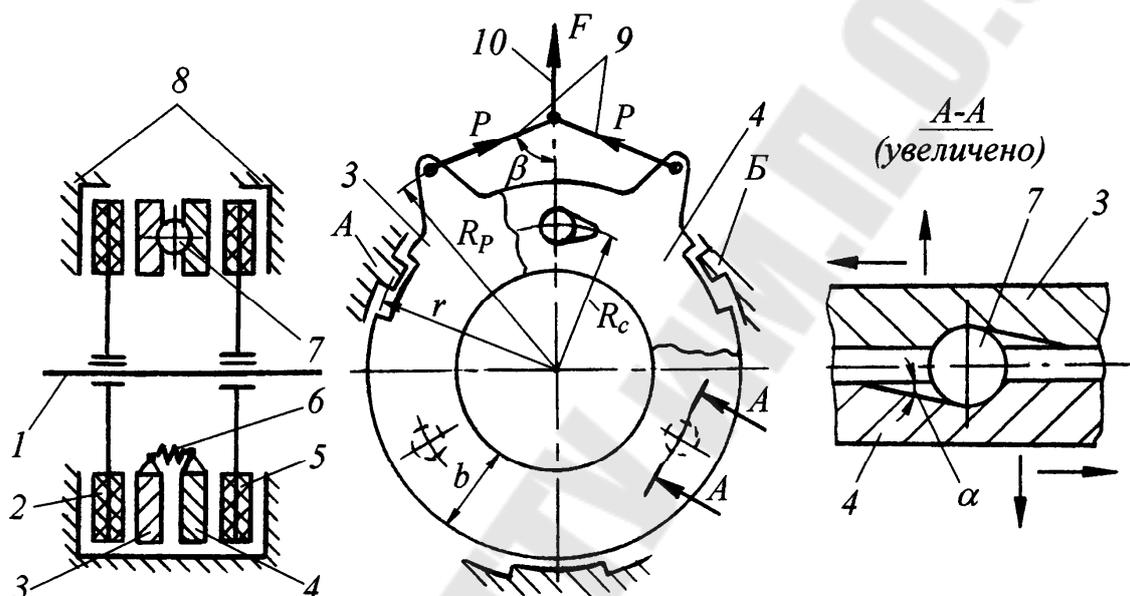


Рисунок 8.3. Схема закрытого дискового тормоза с сервоусилением.

При возникновении начального момента трения тормозные диски проворачиваются в сторону вращения тормозного вала до ограничительного упора А или В. Если тормозной вал вращается против часовой стрелки, то в ограничительный упор А упирается диск 3, а диск 4 за счет силы трения продолжает свое движение, увеличивая момент трения тормоза и останавливая тормозной вал 7. Так обеспечивается эффект сервоусиления в тормозе. При вращении тормозного вала по часовой стрелке в ограничительный упор В упирается тормозной диск 4, а диск 3 за счет силы трения продолжает движение и увеличивает момент трения тормоза.

Таким образом, рассмотренный тормоз полностью уравновешен, так как не нагружает подшипники тормозного вала. Кроме того, он при малом усилии на педали управления обеспечивает высокую эффективность торможения.

Регулировка необходимых зазоров между дисками в тормозе осуществляется изменением длины тормозной тяги 10.

Сила, необходимая для замыкания дисков тормоза при его включении (см. рис. 8.3),

$$P = \frac{M_T}{4fR_p} \left(1 + f f_1 \frac{R_c}{r} \right) (tg\alpha - f),$$

где f – коэффициент трения между дисками тормоза; f_1 – коэффициент трения между пазом (выступом) диска и упором (для стали по чугуну $f_1 = 0,10 \dots 0,12$); R_p – радиус приложения силы P ; R_c – средний радиус трения; r – радиус расположения выступов (пазов); α – угол наклона поверхности лунки, по которой перемещаются шарики.

Во избежание самозатягивания тормоза угол α выбирают по условию $tg\alpha > f$. В существующих конструкциях тормозов $\alpha = 30 \dots 40^\circ$.

Дисковые тормоза открытого типа, выполняемые только сухими, получили широкое распространение в автомобилях, а в последние годы – в тракторах. Тормоз (рис. 8.4) состоит из тормозного диска 7, двух тормозных колодок 2 с фрикционными накладками и тормозной скобы 3, соединенной с неподвижным суппортом. Большая часть поверхности трения тормозного диска 7 открыта и при его вращении охлаждается воздухом. Это и определило название тормоза – дисковый тормоз открытого типа.

Важнейшим элементом дискового тормоза является тормозная скоба 3, несущая и направляющая тормозные колодки 2. Дисковые тормоза открытого типа бывают с плавающей тормозной скобой (рис. 8.4, б) и с фиксированной (рис. 8.4, в).

В дисковом тормозе с плавающей тормозной скобой (рис. 8.4, б) тормозной гидравлический цилиндр установлен в скобе с одной стороны диска. При торможении поршень 4 прижимает к диску 1 одну из колодок 2. Возникающая при этом реактивная сила перемещает тормозную скобу по специальным направляющим суппорта в противоположном направлении и прижимает к диску вторую тормозную колодку. Плавающая тормозная скоба имеет существенный недостаток: при изнашивании, загрязнении или коррозии направляющих возникает односторонний износ накладок тормозных колодок и диска.

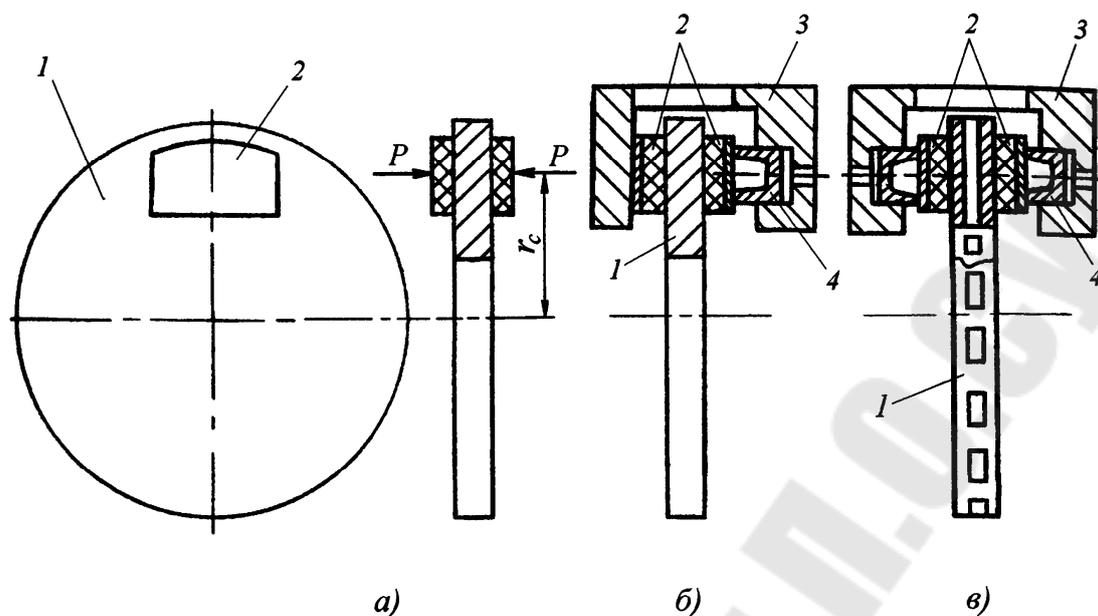


Рисунок 8.4. Схемы дисковых тормозов открытого типа:

a – расчетная; *б* – с плавающей тормозной скобой;

в – с фиксированной тормозной скобой

В дисковом тормозе с фиксированной тормозной скобой (рис. 8.4, в) в тормозной скобе 3 оппозитно размещены поршни 4, прижимающие тормозные колодки 2 к диску 1 одновременно с двух сторон. Такая схема тормоза обеспечивает равномерность изнашивания фрикционных накладок тормозных колодок, имеет более жесткую конструкцию тормозной скобы и потому применяется при больших тормозных моментах.

Главными преимуществами дисковых тормозов открытого типа по сравнению с колодочными и ленточными являются высокая стабильность характеристик и хорошее охлаждение тормозного диска, а также малая инерционность вращающегося тормозного диска по сравнению с тормозным барабаном у ленточного и колодочного тормозов. Кроме того, конструкция дискового тормоза открытого типа обеспечивает быструю замену тормозных накладок, что существенно снижает затраты на его техническое обслуживание. Для улучшения охлаждения тормозного диска воздухом в нем выполняются специальные вентиляционные каналы (рис. 8.4, в).

Однако дисковые тормоза открытого типа не уравновешены, так как создают радиальную нагрузку на опоры тормозного вала.

Момент трения дискового тормоза открытого типа (рис. 8.4, а)

$$M_T = 2Pfr_c,$$

где r_c – радиус расположения равнодействующей силы трения.

В существующих конструкциях дисковых тормозов открытого типа площадь поверхности трения фрикционной накладки составляет в среднем 12... 16% от площади поверхности трения диска. Зазоры между колодками и диском в выключенном тормозе равны 0,05...0,15мм, что позволяет сократить время срабатывания тормозов и увеличить передаточное число привода.

Тема № 9. Рулевое управление. Рулевой привод. Рулевой механизм.

Рулевое управление предназначено для обеспечения поворота трактора и поддержания заданного направления его движения.

Поворот трактора. Существуют два принципиально разных способа поворота трактора при его движении:

- 1) поворотом в плане передних колес относительно задних (основной способ);
- 2) изменением скоростей поступательного прямолинейного движения правого и левого колесных движителей со всеми ведущими колесами одинакового диаметра (по способу поворота гусеничного трактора).

Для поворота колесных тракторов с полугусеничным ходом обычно совмещаются оба способа: передние управляемые колеса – поворотом в плане, а полугусеничный ход – изменением поступательных скоростей гусениц. Совмещенный способ поворота иногда применяют и для пропашных тракторов с целью получения малых радиусов поворота, когда при повороте передних управляемых колес притормаживают одно из задних ведущих колес, порой до полной его остановки.

Принципиальные схемы поворота колесных тракторов по основному их способу представлены на рис. 9.1.

На рис. 9.1, а представлена схема поворота трактора с колесной формулой 3К2 с поворотной передней осью 7, на которой размещено одно управляемое колесо или два спаренных, установленных под углом друг к другу так, что в контакте с почвой они представляются как одно целое. При полностью заторможенном ведущем колесе 2 радиус поворота $R = 0,5B$, где B – поперечная база трактора.

На рис. 9.1, б представлена схема поворота трактора 4К2 с неповоротной передней осью 7, на которой установлены поворотные цапфы 2 управляемых колес 3. Для обеспечения качения управляемых колес без бокового и тангенциального скольжения они поворачиваются на разные углы ($\alpha > \beta$). По аналогичной схеме производится поворот трактора 4К4а.

Для трактора 4К46 наиболее характерна схема поворота (рис. 9.1, в) путем взаимного углового смещения двух шарнирно сочлененных полурам 1 остова, относительно которых ведущие колеса 2 неповоротны. Минимальный радиус поворота R ограничен

возможностью контакта колес 2 одного борта трактора, как показано на схеме.

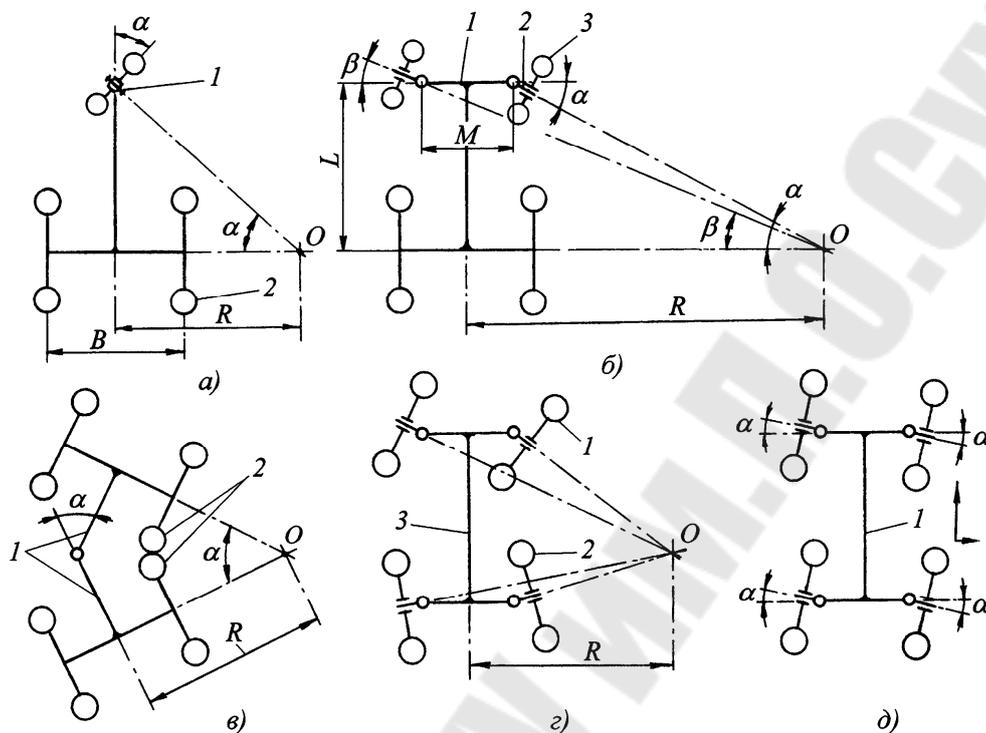


Рисунок 9.1. Схемы поворота колесных тракторов.

Некоторые конструкции тракторов 4К46 (рис. 9.1, г) выполняются с передними 1 и задними 2 поворотными ведущими колесами относительно остова 3. При этом, как правило, повороты с большими радиусами осуществляются посредством поворота только передних ведущих колес 1, а более крутые – продолжением поворота передних колес и одновременным поворотом задних ведущих колес 2 в противоположную сторону.

В некоторых конструкциях тракторов колеса поворачиваются не только по рассмотренной схеме (см. рис. 9.1, г), но и могут одновременно все поворачиваться на один и тот же угол α (рис. 10.1, д). Такое «крабовое движение» позволяет остову 1 одновременно двигаться вперед и в сторону без его поворота в плане. Оно необходимо некоторым специальным тракторам для выполнения соответствующих технологических операций.

Рулевое управление должно удовлетворять следующим требованиям:

- обеспечивать устойчивость прямолинейного движения и хорошую маневренность трактора в любых условиях его эксплуатации;
- не создавать условия для проскальзывания управляемых колес;
- должно быть легким в управлении, надежным в работе и удобным в обслуживании.

Рулевое управление состоит из рулевого привода и рулевого механизма (в большинстве случаев с усилителем).

Рулевой привод служит для установки управляемых колес или полурам остова с неповоротными колесами в положение для их качения без бокового скольжения при повороте трактора.

Рулевой механизм преобразует повороты рулевого колеса в необходимые перемещения элементов рулевого привода для выполнения заданного направления движения трактора.

По принципу действия рулевые управления, применяемые на тракторах, можно классифицировать на механические, механические с усилителями и гидрообъемные.

В механических рулевых управлениях, применяемых на легких колесных тракторах класса 0,6 и ниже, рулевой привод кинематически связан с рулевым механизмом и поворот управляемых колес осуществляется только за счет мускульной силы тракториста, приложенной к рулевому колесу.

В механическом рулевом управлении с усилителем рулевой привод также кинематически связан с рулевым механизмом, но поворот управляемых колес или полурам трактора производится, в основном, не мускульной силой человека, а специальным усилителем, управляемым трактористом. При отказе от работы усилителя поворот трактора совершается механической частью рулевого управления, но с большими затратами времени и усилия на вращение рулевого колеса. Подобные рулевые управления ранее устанавливали на большинстве отечественных колесных тракторов класса 0,9 и выше.

В гидрообъемном рулевом управлении отсутствует механическая связь рулевого привода с рулевым механизмом. Исполнительным элементом рулевого привода является гидроцилиндр двойного действия, соединенный трубопроводами с управляющим элементом рулевого управления – насосом – дозатором. Последний вместе с рулевым колесом представляет собой

рулевой механизм, который может быть установлен в любом месте, наиболее удобном для тракториста.

Гидрообъемное рулевое управление получило широкое распространение на современных колесных тракторах.

Для рулевого управления различают два передаточных числа: угловое (кинематическое) и силовое.

Угловое (кинематическое) передаточное число u представляет собой отношение угла поворота рулевого колеса к углу поворота управляемого колеса (для трактора 3К2) или среднему углу поворота управляемых колес (для тракторов 4К2 и 4К4а) или к углу поворота полурам (для трактора с шарнирной рамой). Его можно представить в виде произведения передаточных чисел рулевого механизма u_M и рулевого привода u_{II} :

$$u = u_M u_{II}.$$

В существующих конструкциях $u_M = 18 \dots 40$.

Передаточное число рулевого привода u_{II} зависит от соотношения плеч привода. В выполненных конструкциях $u_{II} = 0,85 \dots 2,0$. В процессе поворота управляемых колес плечи рычагов изменяют свою величину. Однако величина u_{II} изменяется незначительно.

Максимальный угол поворота управляемых колес обычно не превышает $40 \dots 55^\circ$. Суммарное число оборотов рулевого колеса от среднего положения до каждого из крайних не должно превышать $1,8 \dots 3,0$. В результате кинематическое число рулевого управления $u = 12 \dots 27$.

Рулевой привод. Конструкция рулевого привода зависит от способа поворота трактора и его компоновки. По принципу действия рулевой привод может быть механическим и гидравлическим.

Механический рулевой привод. В тракторах, оснащенных двумя расставленными управляемыми колесами, вал рулевой сошки соединяют с осями управляемых колес системой тяг и рычагов, обеспечивающих качение колес без проскальзывания при повороте трактора. При этом управляемые колеса должны поворачиваться на различные углы.

Соотношение между углами поворота управляемых колес должно удовлетворять зависимости (рис. 9.1, б)

$$\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} \alpha = \frac{M}{L},$$

где β и α - углы поворота собственно внешнего и внутреннего управляемых колес; M - расстояние между осями шкворней поворотных цапф; L - продольная база трактора.

Указанная закономерность чаще всего обеспечивается применением рулевой трапеции.

Выбор параметров рулевой трапеции. В зависимости от компоновки машины рулевую трапецию располагают перед передней осью (рис. 9.2, а) или за ней (рис. 9.3, б).

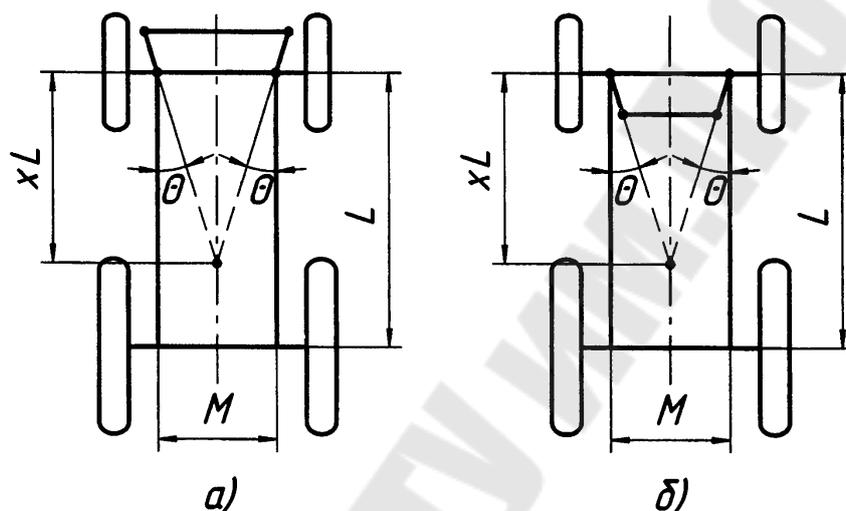


Рисунок 9.2. Расположение рулевой трапеции на тракторе:

а - переднее; б - заднее

Для получения правильного соотношения между углами поворота управляемых колес необходимо подобрать размеры элементов трапеции и согласовать их с продольной базой машины и расстоянием между осями шкворней поворотных цапф для заданной ширины колеи.

На пропашных колесных тракторах с переменной колеей при ее изменении необходимо изменение длины или длин поперечных тяг, что ведет к ухудшению кинематики поворота управляемых колес. Поэтому оптимальные параметры рулевой трапеции устанавливаются для наиболее часто применяемой ширины колеи подобных тракторов, чтобы ее изменение меньше сказывалось на увеличении бокового скольжения управляемых колес.

Рассмотрим отдельно рулевую трапецию (рис. 9.3). Аналитическая связь между углами поворота управляемых колес трактора и параметрами рулевой трапеции описывается уравнением

$$\beta = \theta + \operatorname{arctg} \frac{m \cos(\theta + \alpha)}{M - m \sin(\theta + \alpha)} - \operatorname{arcsin} \frac{m + 2M \sin \theta - 2m \sin^2 \theta - M \sin(\theta + \alpha)}{\sqrt{M^2 + m^2 - 2Mm \sin(\theta + \alpha)}}$$

где m – длина бокового рычага; θ – угол наклона бокового рычага.

Основными параметрами, определяющими кинематику рулевой трапеции, являются угол θ наклона боковых рычагов при нейтральном положении управляемых колес, расстояние M между осями шкворней поворотных цапф и длина m каждого из боковых рычагов.

Угол наклона бокового рычага рулевой трапеции (рис. 9.2)

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{xL}{0,5M}$$

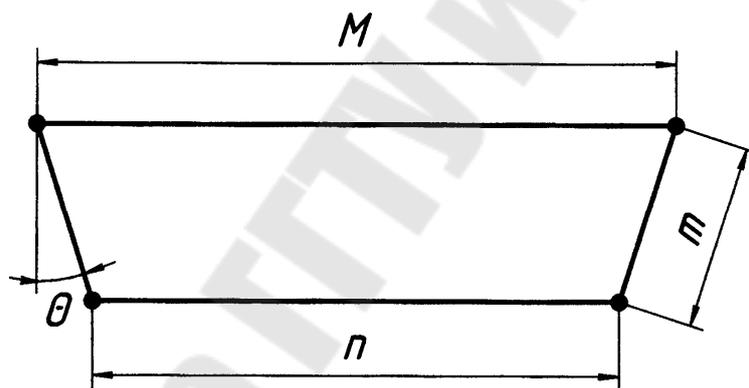


Рисунок 9.3. Схема рулевой трапеции

Оптимальное значение угла θ находится при $x = 0,7...1,0$.

Длина n поперечной тяги рулевой трапеции:

при заднем расположении (рис. 9.2, б)

$$n = \frac{M}{1 + 2y \sin \theta}$$

при переднем расположении (рис. 9.2, а)

$$n = \frac{M}{1 - 2y \sin \theta}$$

где $y = m/n = 0,12...0,16$

Расчет рулевой трапеции выполняют в следующей последовательности.

1. Строят теоретическую зависимость $\beta = f(\alpha)$ (рис. 9.4).
2. Для заданных значений $x = 0,7; 0,8; 0,9; 1,0$ определяется соответствующее им значение угла θ .
3. Задаваясь величиной $y = 0,14$, находят длину n поперечной тяги при заднем расположении рулевой трапеции и при переднем ее расположении.
4. Определяют длину бокового рычага рулевой трапеции по выражению $m = un$ для значений длин n поперечной рулевой тяги, соответствующих заданным величинам $x = 0,7; 0,8; 0,9; 1,0$.
5. Строят графики зависимости $\beta = f(\alpha)$, соответствующие заданным величинам $x = 0,7; 0,8; 0,9; 1,0$ (рис. 9.4).
6. Из построенных зависимостей $\beta = f(\alpha)$ для соответствующих значений x выбирается та, которая при максимальном угле α_{\max} поворота внутреннего управляемого колеса обеспечивает большую сходимость с аналогичной зависимостью, построенной ранее. Фиксируется величина x для этой зависимости.
7. Определяется угол θ наклона бокового рычага рулевой трапеции.
8. Задаваясь значениями $y=0,12...0,16$, в зависимости от места расположения рулевой трапеции определяется длина поперечной тяги, а затем по выражению $m=un$ – соответствующая длина бокового рычага.

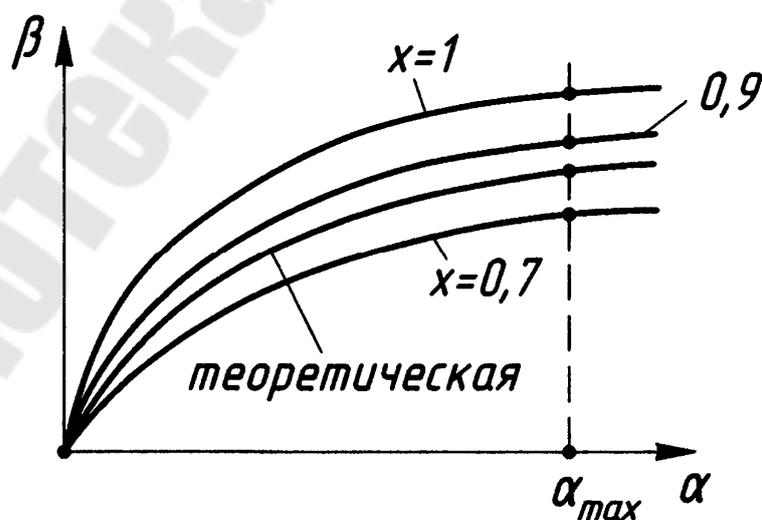


Рисунок 9.4. Зависимость $\beta=f(\alpha)$.

Рулевой механизм. Тип рулевого механизма зависит от общего принципа действия рулевого управления. Их классифицируют на механические, механические с усилителями и гидрообъемные. Независимо от типа, рулевой механизм должен обеспечивать:

1) устойчивое прямолинейное движение трактора, при котором свободный ход рулевого колеса (люфт) не должен превышать $15...25^0$;

2) необходимую обратимость, позволяющую управляемым колесам возвращаться в положение прямолинейного движения при освобождении рулевого колеса (под действием стабилизирующих моментов, рассмотренных выше);

3) усилие на рулевом колесе, которое должно быть не менее 30 Н и не более 120 Н при движении трактора на повороте и не должно превышать 500 Н при повороте трактора на месте при выходе из строя усилителя и 250 Н для рулевого управления без усилителя;

4) отсутствие толчков и ударов на рулевом колесе при движении управляемых колес по неровностям пути.

Рулевой механизм механического типа преобразует вращение рулевого колеса в угловое движение рулевой сошки, шарнирно соединенной с продольной тягой рулевой трапеции или непосредственно с ее поворотным рычагом.

Рулевой механизм, как правило, представляет собой понижающий редуктор с достаточно большим передаточным числом.

По типу выполнения различают шестеренные, червячные, винтовые, реечные и смешанные рулевые механизмы.

Эти механизмы оценивают, в первую очередь, по степени обратимости, зависящей от прямого и обратного КПД. Прямым КПД рулевого механизма оценивается передача усилия от рулевого колеса к валу рулевой сошки, а обратным – передача на рулевое колесо возмущающих воздействий управляемых колес, приведенных к валу рулевой сошки. Оба КПД взаимосвязаны: при увеличении одного КПД – другой уменьшается. Так, при увеличении прямого КПД уменьшается требуемое усилие на рулевом колесе для поворота управляемых колес трактора, а также толчки и удары на нем вследствие уменьшения обратного КПД. Однако увеличивающиеся потери на трение внутри рулевого механизма при уменьшающемся обратном КПД ухудшают возможность самовозврата рулевого колеса в положение прямолинейного движения управляемых колес под действием стабилизирующих моментов.

Поэтому для рационального облегчения управления трактора и соответствующего снижения толчков и ударов на рулевом колесе рулевые механизмы обычно выполняются на пределе обратимости с относительно высоким прямым КПД (0,75...0,82) и пониженным обратным (0,5...0,65).

Наибольшее распространение получили червячные рулевые механизмы типа червяк – радиальный сектор (рис. 9.5, а), червяк – боковой сектор (рис. 9.5, б) и глобоидный червяк – ролик (рис. 9.5, в). Из-за высокой износостойкости и КПД чаще всего применяют рулевые механизмы типа глобоидный червяк – ролик.

В рулевом механизме типа червяк – радиальный сектор (рис. 9.5, а) рулевое колесо 6 через вал 5 соединено с обычным цилиндрическим червяком 4, находящимся в зацеплении с сектором 3 червячного колеса. Рулевая сошка 2 с продольной тягой 1 соединены с сектором 3 посредством соединительного вала 7.

При наличии одного или двух спаренных управляемых колес сектор 3 устанавливается непосредственно на хвостовике вертикального поворотного вала 7.

В рулевом механизме типа червяк – боковой сектор (рис. 9.5, б) цилиндрический червяк 3 находится в зацеплении с боковым сектором 2, что обеспечивает большую площадь их контакта, а следовательно, меньшее давление в контакте и более высокую износостойкость зубьев. Как правило, сошка 1 непосредственно крепится на хвостовике вала сектора 2.

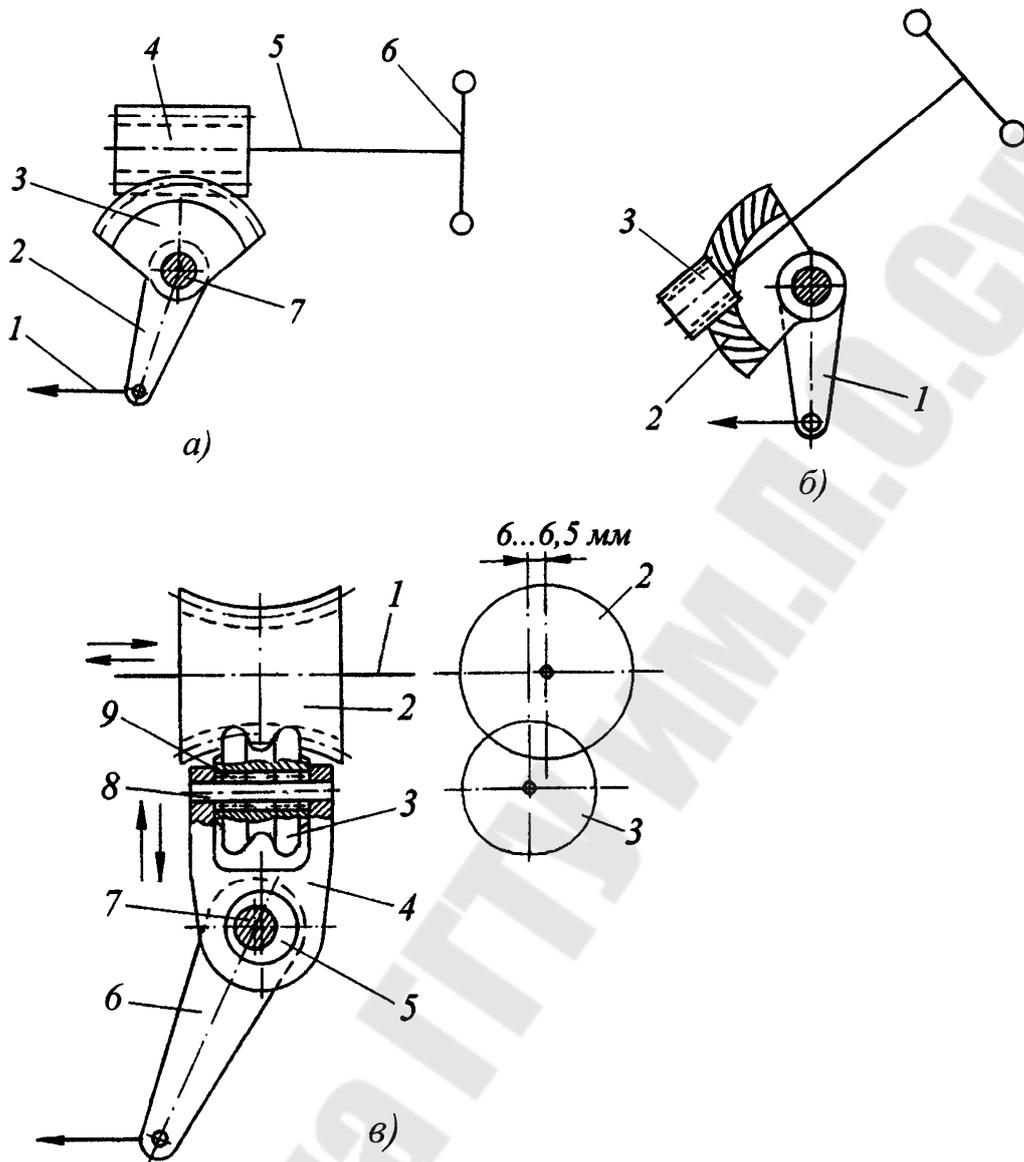


Рисунок 9.5. Схемы рулевых механизмов типа:
 а - червяк - радиальный сектор;
 б - червяк - боковой сектор; в - глобоидный червяк - ролик

В рассмотренных рулевых механизмах (см. рис. 9.5, а и б) предусмотрено обязательное регулирование зазора в зацеплении.

В рулевом механизме типа глобоидный червяк – ролик (рис. 9.5, в) при повороте рулевого вала 1 глобоидный червяк 2 заставляет поворачиваться ролик 3 (двух – или трехгребневой), перемещая его по дуге вместе с поворотной головкой 4 вала 7 сошки 6. Ролик 3 устанавливается на оси 8 обычно посредством игольчатых или шариковых подшипников 9, что снижает потери на трение в рулевом

механизме. Поэтому подобные рулевые механизмы имеют более высокие значения прямого и обратного КПД.

Однако эти механизмы требуют двух регулировок: осевого зазора (посредством осевого перемещения червяка 2) и зацепления червячной пары (перемещением вала 7 рулевой сошки для изменения расстояния между центрами осей червяка 2 и ролика 3). Последнее обычно осуществляется установкой вала 7 на промежуточной эксцентриковой втулке 5 или предварительным боковым смещением на 6...6,5 мм оси вала 7 сошки вместе с роликом 3 относительно проекции оси червяка 2.

Следует отметить, что рулевые механизмы с глобоидным червяком и роликом имеют переменное передаточное число, определяемое отношением числа зубьев червячного колеса (ролик как его сектор) к числу заходов червяка. Обычно применяется однозаходный червяк. Наибольшее передаточное число рулевой механизм имеет при прямолинейном движении трактора. При повороте ролика 3 на большие углы он сопрягается с крайними витками червяка 2 и передаточное число рулевого механизма несколько уменьшается, что увеличивает усилие на рулевом колесе. В данном случае это способствует повышению безопасности движения, как сигнал трактористу об опасности крутых поворотов трактора, особенно при повышенных скоростях его движения.

Винтовые рулевые механизмы, требующие больших углов поворота рулевого колеса при повороте управляющих колес на незначительный угол и не имеющие возможности регулирования зазоров в сопряженной паре винт – гайка при их изнашивании, практического применения в настоящее время почти не имеют. Они получили распространение только в смешанных рулевых механизмах, где первая ступень наиболее часто выполняется в виде передачи типа винт – шариковая гайка.

Смешанные рулевые механизмы применяют при необходимости получения больших передаточных чисел рулевого механизма. Рассмотрим в качестве примера рулевой механизм типа винт – шариковая гайка – рейка – сектор. Передача типа винт – шариковая гайка отличается от обычной винтовой пары тем, что усилие от винта на гайку передается через шарики. Дорожками качения для них служат винтовые канавки, выполненные на теле винта 7 и в гайке 3, совместно образующие винтовой канал. При повороте винта шарики циркулируют в гайке. Через отверстие с одной стороны гайки шарики

выкатываются из винтового канала в обводной канал — шарикопровод 2 и по нему через отверстие с другой стороны гайки возвращаются в винтовой канал.

Тема № 10. Остов и рабочее оборудование тракторов.

ОСТОВ ТРАКТОРА

Остов является несущей частью трактора, его основанием. Он нагружен весом размещенных на нем агрегатов и воспринимает динамические нагрузки при трогании трактора с места, разгоне, торможении, преодолении неровностей пути, на поворотах. Остов должен иметь высокую жесткость и прочность, работать без замены весь срок службы трактора.

По конструктивному исполнению различают рамные, полурамные и безрамные остовы.

Рамный остов образуют продольные балки (лонжероны), которые соединены поперечинами, выполняющими роль опор для отдельных агрегатов. Такой остов имеет высокую жесткость и прочность, облегчает доступ к отдельным механизмам и их замену, но имеет большую массу, чем полурамный.

Рамный остов применяют на гусеничных сельскохозяйственных, промышленных и лесопромышленных тракторах отечественного и зарубежного производства и на колесных тракторах с шарнирно-сочлененной рамой.

Шарнирно-сочлененная рама (рис. 10.1) состоит из двух полурам: передней 1 и задней 4, соединенных между собой шарнирным устройством 3.

Шарнирное устройство состоит из двух шарниров - вертикального 2 и горизонтального 5. Вертикальный шарнир позволяет полурамам 1 и 4 поворачиваться относительно друг друга на угол до 35° , обеспечивая тем самым поворот трактора. Горизонтальный шарнир, обеспечивая поворот полурам относительно друг друга на угол до 16° , служит для приспособления колес к рельефу пути и разгрузки рамы от дополнительных скручивающих нагрузок при движении трактора по пересеченной местности.

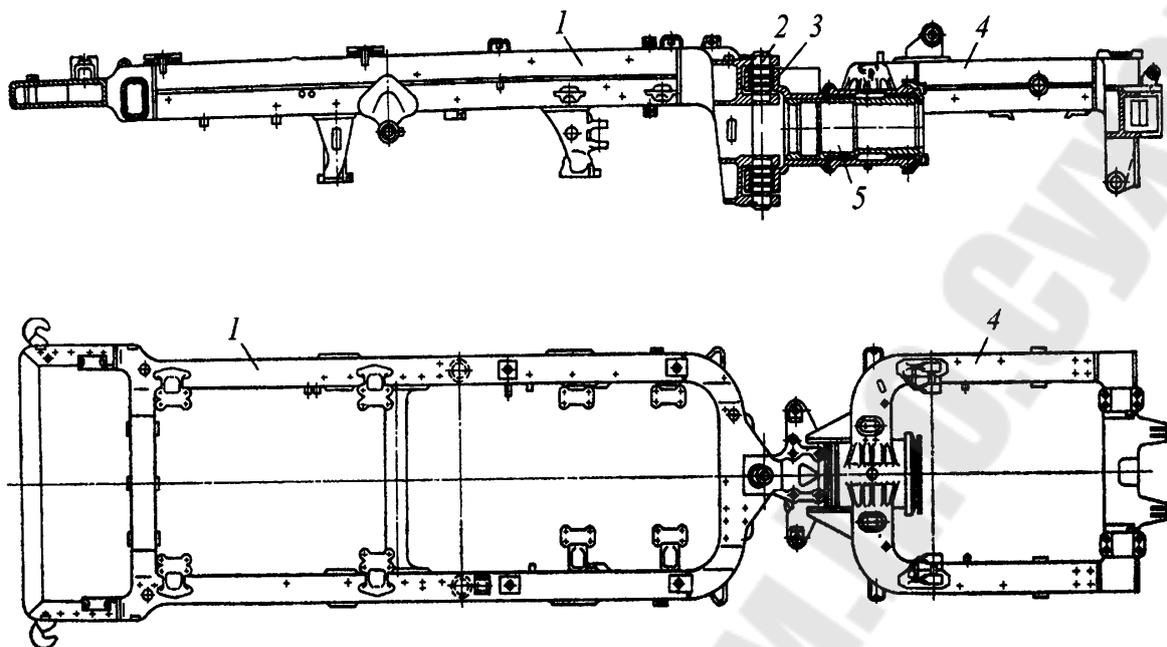


Рисунок 10.1. Шарнирно-сочлененная рама колесного трактора

Для установки агрегатов трактора на раме предусматриваются специальные кронштейны и обработанные площадки.

Рассмотрим конструкцию рамного остова гусеничного сельскохозяйственного трактора ДТ-75М (рис. 10.2). Основными элементами рамы являются два продольных лонжерона 5, которые соединены между собой поперечными брусками 77. На лонжеронах имеются кронштейны, предназначенные для крепления радиатора и фронтальной навески сельскохозяйственных орудий (кронштейны 5), верхней оси поддерживающих роликов и сельскохозяйственных машин при фронтальной и боковой навеске (кронштейны 7), поддерживающих роликов и стоек механизма навески (кронштейны 5), и задние кронштейны 9. К лонжеронам приварены накладки 6 для крепления опор двигателя.

Спереди рамы имеется литой брус 2 с бампером 7. К лонжеронам в передней части приварены буксирные крюки 72, а на боковых стенках закреплены кронштейны-опоры 13 натяжных механизмов гусеничного движителя. В лонжеронах рамы выполнены отверстия для установки опор 4 осей направляющих колес. В расточенные отверстия пустотелых головок поперечных брусков 77 вставлены цапфы 10 кареток.

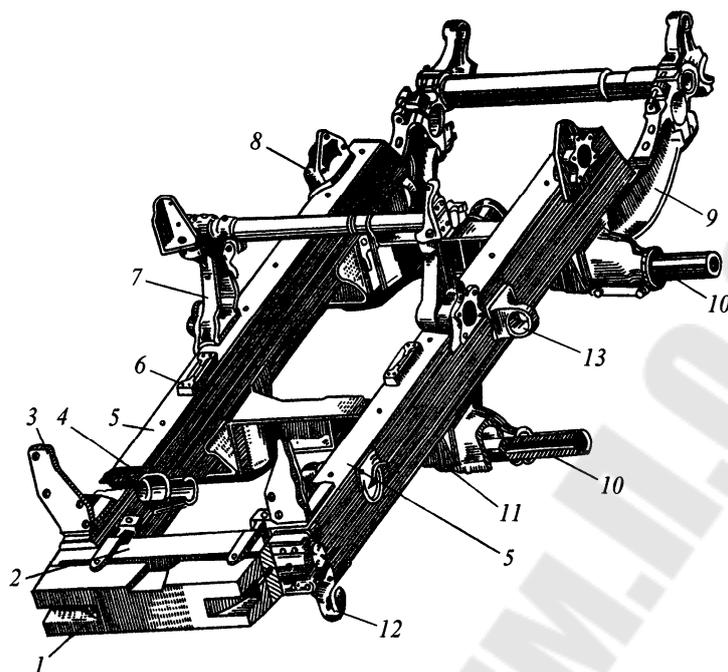


Рисунок 10.2. Рама трактора ДТ-75М

Полурамный остов образуют корпуса силовой передачи трактора, соединенные с лонжеронами полурамы, на которую устанавливают двигатель. Такой остов удобен для навески машин, для установки и снятия двигателя без разборки остова, легче рамного, но доступ к отдельным механизмам при таком остове затруднен.

Полурамный остов получил широкое распространение на сельскохозяйственных универсально-пропашных, универсальных, промышленных тракторах общего назначения, а также специализированных тракторах отечественного и зарубежного производства.

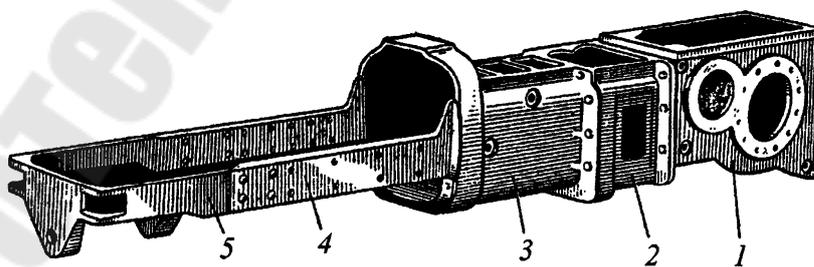


Рисунок 10.3. Полурамный остов трактора МТЗ-80/82

Полурамный остов колесных тракторов МТЗ-80/82 (рис. 10.3) образуют литые корпуса 7, 2 и 3 соответственно центральной передачи, коробки передач и сцепления, соединенные между собой болтами. К корпусу сцепления 3 болтами крепится полурама,

состоящая из литого бруса 5 и лонжеронов 4 с приваренными к ним лапами. Брус 5 служит опорой двигателя, нижние приливы бруса с обработанными отверстиями обеспечивают шарнирное соединение остова с передним мостом трактора. Отверстия в лонжеронах 4 полурамы служат для крепления боковых навесных орудий.

Безрамный остов образуют жестко соединенные друг с другом картеры силовой передачи и двигателя. Преимущества такого остова – высокая жесткость и компактность. Недостаток – труднодоступность отдельных механизмов, связанная с отсоединением соответствующих картеров, худшие условия для навески машин, чем у полурамного и рамного остовов.

В процессе эксплуатации остова трактора испытывает сложное напряженное состояние. При этом имеют место случаи поломок элементов остова вследствие усталостных явлений.

Для расчета остова наиболее предпочтительным является метод конечных элементов (МКЭ), позволяющий наиболее полно учесть все факторы, определяющие его прочность и жесткость. Расчет рамных и корпусных конструкций с применением МКЭ изложен в специальной литературе.

На стадии проектирования остова используют упрощенные методы расчета, учитывающие нагрузки от веса агрегатов, внешние силы и моменты, действующие на остов при повороте трактора и его прямолинейном движении.

Имея конкретную схему трактора и его остова и нанеся действующие силы, рассчитывают раму по элементам. При этом независимо от конфигурации остова и искривлений отдельных элементов его рассматривают как плоскую систему, а каждый элемент как изолированную балку.

РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Рабочее оборудование – механизмы и устройства, обеспечивающие соединение, привод и управление агрегируемыми с трактором машинами и орудиями. К рабочему оборудованию относятся тягово – сцепные устройства, валы отбора мощности, приводные шкивы, гидравлические навесные системы и гидравлические системы отбора мощности.

Гидравлические навесные системы предназначены для соединения, привода и управления навесными, полунавесными и полуприцепными машинами и орудиями, агрегируемыми с трактором. Навесные машины и орудия в транспортном положении полностью

вывешиваются на трактор, а полунавесные и полуприцепные – частично на собственную ходовую систему.

В состав гидравлической навесной системы входит механизм навески и гидросистема.

Механизм навески. По числу точек соединения с трактором различают одно – , двух – , трех – и четырехточечные механизмы навески. Одноточечные механизмы навески используются для работы с полунавесными и полуприцепными орудиями и машинами, присоединяемыми сзади. Двухточечные фронтальные механизмы навески находят применение на промышленных и лесопромышленных тракторах в виде полурамы с поперечной осью качания, задние четырехточечные механизмы навески – в основном на промышленных тракторах с рыхлителями и в качестве фронтальных на отдельных моделях интегральных модификаций сельскохозяйственных тракторов.

При разнообразном конструктивном исполнении все трехточечные механизмы навески (рис. 10.4) выполняют по единой схеме рычажно – шарнирного механизма, состоящего из двух нижних 1 и одной верхней центральной 6 тяг. Каждая тяга шарнирно соединена одним концом с трактором 3, а другим с машиной (орудием). Привод механизма навески осуществляется от одного или двух гидроцилиндров 2 одно – или двухстороннего действия через вал 4 с рычагами 5 и раскосами 7. Верхняя тяга 6 и раскосы 7 выполняются регулируемые по длине для корректировки положения навешенного орудия относительно трактора в продольной и поперечной плоскостях. В результате навесная машина имеет возможность перемещения относительно трактора по высоте и в поперечном направлении. Цепи 8 ограничивают поперечные перемещения орудия в рабочем положении и исключают их в транспортном.

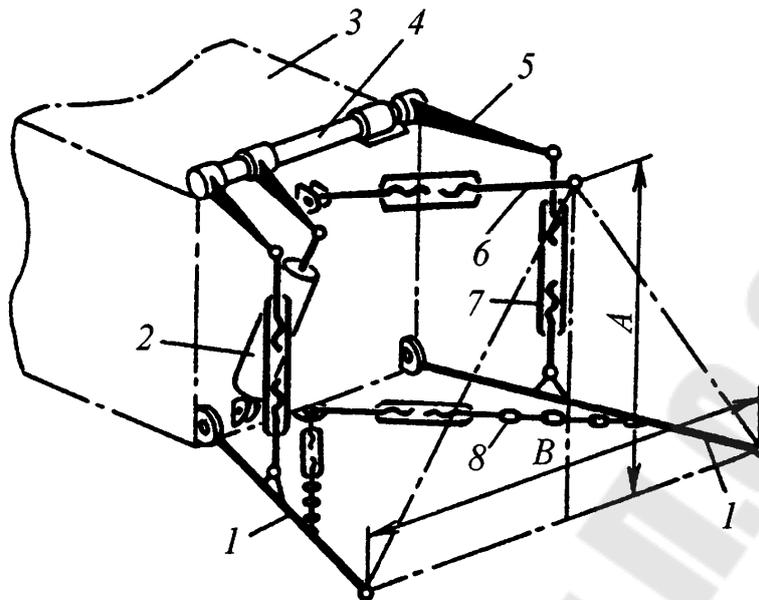


Рисунок 10.4. Схема трехточечного механизма навески

Для обеспечения агрегатирования различных типов и моделей тракторов с разнообразными навесными орудиями форма и размеры присоединительных элементов, а также размеры A и B присоединительного треугольника (рис. 10.4) и кинематические параметры навесного устройства регламентируются соответствующими национальными и международными стандартами. При единой заданной номенклатуре размеров и параметров навесного устройства их значения подразделяются на несколько категорий в зависимости от класса трактора. Кинематические параметры механизма навески влияют на эксплуатационные качества МТА.

Гидросистема служит для передачи энергии тракторного двигателя к различным исполнительным звеньям.

По функциональному назначению гидросистемы подразделяются на три группы:

- приводы механизма навески, обеспечивающие привод и управление только механизмом навески;
- универсальные, обеспечивающие привод и управление механизмом навески и рабочих органов агрегатируемых с трактором машин и орудий;
- централизованные, которые помимо выполнения функций универсальных гидросистем обеспечивают также привод и управление отдельными или всеми гидрофицированными

механизмами самого трактора (рулевого управления, тормозов, дифференциалов, передних ведущих мостов и др.).

В зависимости от компоновки составляющих элементов гидросистемы подразделяются три группы:

- единоагрегатные или моноблочные, в которых все элементы смонтированы в единый блок;
- полураздельноагрегатные, комплектуемые группами агрегатов или группами и отдельными агрегатами;
- раздельноагрегатные, в которых все составляющие элементы выполнены в виде отдельных агрегатов, располагаемых в местах, наиболее рациональных по общей компоновке трактора, удобству управления и обслуживания гидросистемы.

Единоагрегатные гидросистемы в последнее время на тракторах не применяют. Полураздельноагрегатные гидросистемы широко используются на тракторах малой и средней мощности. Однако в последнее время все более широкое применение получают раздельноагрегатные гидросистемы.

По источникам питания и способам регулирования режимов работы гидросистемы подразделяют на следующие типы:

- постоянного расхода (СПР) на базе насоса с постоянным рабочим объемом (рис. 10.5, а);
- с суммированием расходов (ССПР) насосов с постоянным рабочим объемом (рис. 10.5, б);
- постоянного давления (СПД) на базе насоса с регулируемым рабочим объемом (рис. 10.5, в);
- чувствительные к нагрузке (СЧН) на базе насоса с постоянным рабочим объемом (рис. 10.5, г);
- чувствительные к нагрузке (СЧН) на базе насоса с регулируемым рабочим объемом (рис. 10.5, д).

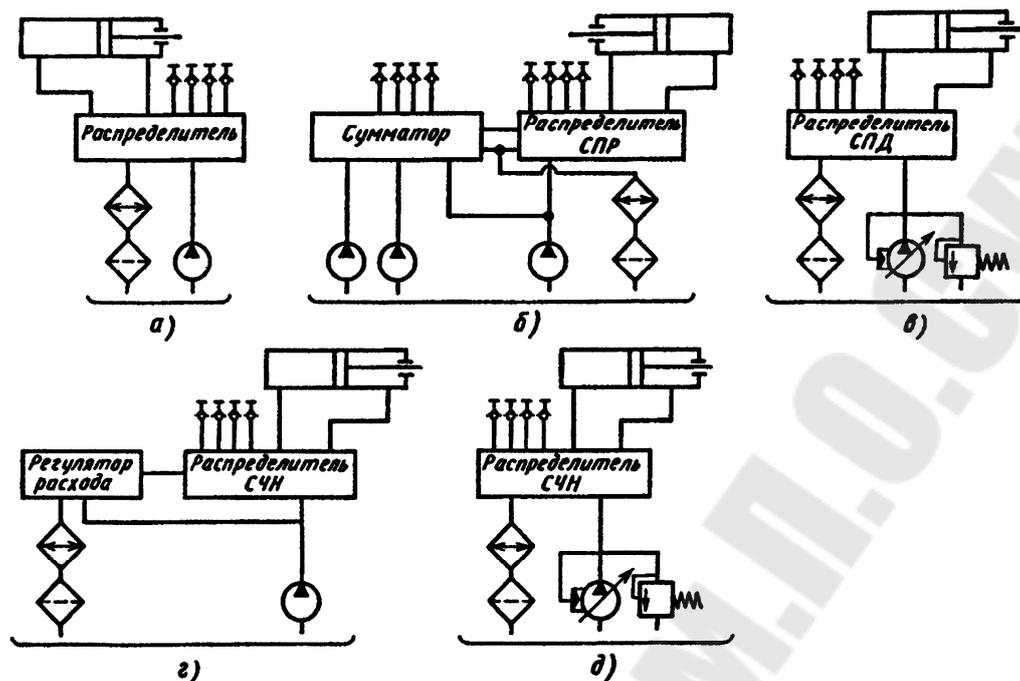


Рисунок 10.5. Схемы основных типов гидросистем.

Гидросистемы постоянного расхода (рис. 10.5, а) наиболее просты по конструкции, используются на многих тракторах различных назначений и мощности и обеспечивают отдельное управление потребителями от одного насоса. Число отдельно управляемых потребителей определяется числом управляющих секций распределителя. Недостатками СПР являются потери мощности при неполном использовании расхода и неприспособленность к одновременному управлению несколькими потребителями, что частично устраняется, но с дополнительными потерями мощности, при использовании делителя потока.

Гидросистема с суммированием расходов (рис. 10.5, б) представляет собой СПР, оснащенную дополнительными насосами постоянного рабочего объема и специальным распределителем-сумматором, обеспечивающим подключение насосов к выводам для привода внешних потребителей при приоритетном использовании расхода насоса привода механизма навески. Данная система обеспечивает независимый привод в непрерывном режиме со ступенчатым изменением расхода двух или двух групп гидрофицированных рабочих органов агрегируемых машин, потребляемая мощность которых превышает мощность насоса привода механизма навески.

В гидросистемах постоянного давления (рис. 10.5, в) с помощью специального регулятора постоянно поддерживается заданное максимальное давление. Для этого в системе используется регулируемый насос. При отключенных потребителях насос работает с минимальным расходом, необходимым лишь для компенсации утечек, и потому потребляет незначительную мощность. При подключении потребителя вследствие первоначального падения давления в напорной магистрали регулятор, изменяя рабочий объем насоса, увеличивает расход рабочей жидкости до заданного распределителем, при котором давление нагнетания достигает максимального значения, установленного регулятором. При отключении одного из потребителей давление в системе начинает возрастать и насос уменьшает расход до тех пор, пока в системе не установится прежняя величина максимального давления.

Таким образом, СПД может обеспечить одновременное питание любого числа потребителей независимо от их нагрузки, не превышающей заданного в системе максимального давления, и при суммарном потребляемом расходе рабочей жидкости не более максимальной подачи насоса. Система компактна и обладает высоким быстродействием. Однако она недостаточно экономична при работе с недогрузкой по давлению. По этой причине она применяется ограниченно лишь на некоторых моделях тракторов, где потребители используются крайне редко и с большой нагрузкой по давлению.

Гидросистемы, чувствительные к нагрузке (рис. 10.5, г и д) более экономичны и благодаря этому получают все большее распространение. Особенностью этих систем является то, что, обеспечивая независимый привод потребителей с разной нагрузкой по давлению при разных скоростных режимах, система питания работает при давлении, соответствующем давлению максимально нагруженного потребителя. В этих системах применяют насосы как с постоянным (рис. 10.5, г), так и с регулируемым (рис. 10.5, д) рабочими объемами. Расход рабочей жидкости, подводимый к каждому потребителю, как и в гидросистемах постоянного давления, регулируется соответствующей секцией распределителя.

Догружатели ведущих колес. Одним из недостатков колесных тракторов, особенно с колесной формулой 4К2, являются неудовлетворительные сцепные свойства ходовой системы при выполнении тяговых операций с максимальным усилием на крюке.

Для компенсации этого недостатка такие тракторы оснащаются специальными механизмами – догрузателями ведущих колес (ДВК). Несмотря на различные конструктивные решения, все ДВК построены по одному принципу – возможности регулирования вертикальной реакции почвы на опорно – копирующее колесо машины – орудия. При этом с уменьшением этой реакции нормальная реакция почвы на задние (ведущие) колеса трактора увеличивается и сцепные свойства этих колес возрастают. Это явление обусловлено передачей реакции почвы с ее рабочих органов и веса машины через механизм навески на остов и ходовую систему трактора. При этом одновременно уменьшается нормальная реакция почвы на передние колеса с ухудшением их сцепных свойств. В результате дополнительная нормальная нагрузка на задние колеса оказывается больше дополнительной нагрузки на все колеса трактора, что определяет эффективность работы ДВК.

Обычно в тракторах используются два варианта ДВК: механический и гидравлический, которые могут применяться отдельно или совместно.

Тягово-сцепные устройства – прицепные устройства. Для агрегатирования с прицепными машинами – орудиями трактор оснащается тягово – сцепными устройствами различных видов.

Основные требования к этим устройствам, вытекающие из условий их работы, следующие:

- универсальность по видам машин-орудий, подсоединяемых к трактору;
- легкость, простота и надежность соединения;
- возможность регулирования точки прицепа по ширине трактора, по высоте и в продольном направлении (зоны регулировки, а также основные параметры тягово-сцепных устройств регламентированы требованиями государственных и международных стандартов);
- легкость и простота рассоединения;
- минимальный зазор в соединительных элементах;
- безопасность работы коммуникационных линий между трактором и машиной: карданных валов и гидро-, пневмо- и электроцепей.

По назначению тягово-сцепные устройства подразделяются на три вида:

Тягово-сцепное устройство ТСУ-1 (тяговая вилка) располагается возможно ниже, но с обеспечением необходимого дорожного просвета и возможностью использования заднего ВОМ. Оно должно обеспечивать передачу максимального тягового усилия трактора в условиях резко изменяющихся нагрузок и необходимую свободу подсоединенной машине при взаимных с трактором угловых перемещениях при движении по характерным для условий работы МТА неровностям пути. Тягово-сцепное устройство ТСУ-1 служит для соединения с трактором разнообразных прицепных машин и орудий.

Тягово-сцепное устройство ТСУ-2 (гидрофицированный крюк) предназначено для сцепки трактора с одноосными машинами и одноосными прицепами с последующей их буксировкой.

По высоте в рабочем положении его располагают ниже оси ведущих колес трактора.

Управление процессом сцепки и расцепки должно выполняться трактористом из кабины с места водителя через гидравлическую систему механизма навески.

Так как одноосные машины, соединенные с трактором, передают на сцепное устройство вертикальную нагрузку, то с целью уменьшения ее влияния на устойчивость и управляемость трактора стремятся ТСУ-2 - гидрофицированный крюк максимально приблизить к оси ведущих колес.

Тягово-сцепное устройство ТСУ-3 (буксирное устройство) предназначено для работы трактора на транспортных перевозках в агрегате с двухосными тракторными и автомобильными прицепами.

В связи с тем, что транспортные скорости современных колесных тракторов достигают 35...40 км/ч (у некоторых тракторов до 90 км/ч) к буксирным устройствам предъявляются дополнительные требования:

- необходимость снижения динамических нагрузок в элементах тягово-сцепного узла;
- повышенная надежность соединения;
- стабилизация устойчивости движения тракторного транспортного агрегата.

Буксирным устройством и гидрофицированным крюком оснащают тракторы, широко используемые для транспортных операций.

Кроме того, все тракторы имеют переднее тягово-сцепное устройство в виде крюка, вилки или иной подобной конструкции, которое обеспечивает:

- буксировку неисправного трактора;
- пуск двигателя трактора методом его буксировки;
- образование шеренги сцепленных между собой тракторов с целью буксировки особо тяжелых изделий (буровых установок, участков сваренных в плети трубопроводов и т.п.).

Валы отбора мощности. Валом отбора мощности (ВОМ) называют выходной шлицованный вал, который на тракторе предназначен для привода в движение рабочих органов мобильных или стационарных машин, агрегатируемых с трактором. ВОМ получает вращательное движение (мощность) от главного сцепления или одного из валов трансмиссии и ряда передающих звеньев (шестерен, валов, соединительных муфт и др.) механизма отбора мощности вращательного движения или механизма привода ВОМ.

В соответствии с возможностями агрегатирования трактора и необходимостью привода навешенных машин существуют ВОМ заднего, фронтального, переднего (обычно у самоходных шасси) и бокового расположений.

Заднее расположение ВОМ строго регламентировано в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также по расстоянию от оси подвеса механизма навески.

К механизмам отбора мощности и, в том числе, к ВОМ предъявляется ряд требований, которым они должны соответствовать:

- число ВОМ, их расположение, режимы вращения и количество скоростей должны полностью обеспечивать требования всего комплекса агрегатируемых с трактором приводных (получающих мощность через ВОМ) машин;
- механизм отбора мощности и, в том числе, хвостовик ВОМ должен обеспечивать передачу номинальной эксплуатационной мощности двигателя;
- конструкция механизма отбора мощности должна обеспечивать простое и легкое переключение режимов и скоростей вращения ВОМ с рабочего места тракториста, исключая самопроизвольность этой операции;
- вся информация о работе ВОМ трактора (номер ВОМ, режим, частота вращения, направление вращения, уровень

передаваемой нагрузки) должна выводиться в легко читаемой форме на пульт управления;

- конструкция механизма отбора мощности трактора должна обеспечивать защиту ВОМ от перегрузок.

Кроме перечисленных, к механизмам отбора мощности сельскохозяйственных тракторов предъявляют ряд требований, обусловленных спецификой их работы.

Привод ВОМ должен обеспечивать возможность:

- последовательного разгона сначала рабочих органов машин, а затем всего МТА;

- кратковременной остановки трактора без остановки рабочих органов машин;

- переключения передач во время работы трактора без остановки рабочих органов машин;

- включения и выключения рабочих органов машин без остановки МТА.

По частоте вращения хвостовиков (режимам работы) ВОМ делятся на вращающиеся с постоянной частотой (при постоянной частоте вращения двигателя) и на ВОМ с частотой вращения, зависящей от скорости движения трактора, - синхронные.

Постоянная частота вращения ВОМ используется для привода тех машин, у которых рабочие органы должны иметь постоянную скорость, не зависящую от поступательной скорости МТА (уборочные машины, машины по заготовке кормов, ротационные почвообрабатывающие и др.). С целью оптимизации привода различных машин используются ВОМ с разной частотой вращения: 540; 750; 1000 и 1400 мин⁻¹. Наиболее часто на тракторы устанавливают ВОМ с частотами вращения хвостовиков 540 и 1000 мин⁻¹, что в основном определяется требованиями со стороны агрегатируемых с трактором машин.

Механизмы отбора мощности по возможности управления ВОМ с постоянной частотой вращения, а следовательно ВОМ, делятся на три вида: полностью зависимые, полностью независимые и частично независимые.

Приводные шкивы являются дополнительным оборудованием, устанавливаемым на тракторах только по заказу для привода стационарных машин с помощью ременной передачи. Приводные шкивы представляют собой отдельный агрегат, состоящий из редуктора и шкива, и монтируемый на корпусе трансмиссии сбоку

или сзади на колесных тракторах, и только сзади на гусеничных тракторах таким образом, чтобы ось шкива была перпендикулярна к продольной оси трактора.

Привод редуктора приводного шкива осуществляется обычно от ВОМ трактора. Регламентируемыми параметрами и размерами приводного шкива являются окружная скорость ремня, диаметр и ширина обода шкива. Рассчитываются приводные шкивы на передачу полной мощности двигателя. В настоящее время приводные шкивы практически вышли из употребления на тракторах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справочник. М.: Машиностроение, 1976. 455 с.
2. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 1980. 335 с.
3. Волков Ю.П., Ролле В.Е., Самойлов А. Д. Ходовая часть транспортных гусеничных машин. Часть 1. Гусеничный движитель. СПб., 1995. 114 с.
4. Гусеничные транспортеры-тягачи / Под ред. В.Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.
5. Красеньков В. И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение, 1986. 272 с.
6. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение. 1984. 376 с.
7. Машиностроение. Энциклопедия. Колесные и гусеничные машины. Т. IV-15/ В.Ф. Платонов, В.С. Азаев, Е.Б. Александров и др.; под общ. ред. В.Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1997. 688 с.

Хиженок Вячеслав Федорович
Попов Виктор Борисович

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

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

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 14.11.11.

Рег. № 53Е.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>