

УДК
ББК
К27

Одобрено методической комиссией факультета механизации сельского хозяйства (протокол №) и научно-методическим советом БГСХА (протокол №).

Авторы:

доктор технических наук, профессор Карташевич А. Н.,
кандидаты технических наук, доценты Белоусов В.А. ,
Гордеенко А.В.

Рецензент:

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
механизации животноводства и электрификации
сельскохозяйственного производства Добышев А. С.

Трансмиссия тракторов и автомобилей: Методические указания
к лабораторной работе / А.Н. Карташевич [и др.] – Горки: БГСХА,
2014. – с.

Рассмотрены классификация, принципы работы и конструкции муфт сцепления, коробки передач, гидромеханических и гидрообъемных трансмиссий, раздаточных коробок, карданных передач, шарниров равных угловых скоростей, ведущих мостов

Для студентов специальностей 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства, 1-74 06 03 Ремонтно-обслуживающее производство в сельском хозяйстве, 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ, 1-74 06 06 Материально-техническое обеспечение АПК.

Таблиц . Рис. . Библиогр. 5.

УДК

ББК

©А. Н. Карташевич, В.А. Белоусов, А.В. Гордеенко 2014

©Учреждение образования

«Белорусская государственная

сельскохозяйственная академия», 2014

Цель работы: изучить назначение, принцип работы и конструкцию трансмиссии тракторов и автомобилей.

Приборы и оборудование: макеты тракторов и автомобилей, плакаты, видеофильмы.

Рабочее задание. Изучить:

- 1) схемы трансмиссий тракторов и автомобилей;
- 2) назначение, устройство, принцип работы и основные регулировки муфты сцепления
- 3) назначение, устройство, принцип работы и основные регулировки коробок передач;
- 4) назначение, устройство, принцип работы и основные регулировки гидромеханических коробок передач;
- 5) назначение, устройство, принцип работы и основные регулировки гидрообъемных трансмиссий;
- 6) назначение, устройство, принцип работы и основные регулировки раздаточных коробок;
- 7) назначение, устройство, принцип работы карданные передач и шарниров равных угловых скоростей;
- 8) назначение, устройство, принцип работы и основные регулировки ведущих мостов.

1. Общие сведения о трансмиссиях

Трансмиссия трактора (автомобиля) объединяет агрегаты и механизмы, передающие крутящий момент двигателя ведущим колесам и изменяющие крутящий момент и частоту вращения по величине и направлению. Трансмиссия трактора, кроме того, используется для передачи части мощности двигателя агрегируемой с трактором машине. Трансмиссия необходима по следующим причинам.

Частота вращения валов двигателей значительно выше, чем скорость вращения ведущих колес (гусениц) тракторов и автомобилей даже при движении на высоких скоростях.

Сопротивление движению тракторного агрегата (автомобиля) меняется непрерывно и в широких пределах. Это объясняется колебаниями удельного сопротивления почвы и загрузки рабочих органов машин, изменениями сопротивления качению колес и сцепления их с грунтом или дорогой, возникающими на пути движения подъемами и уклонами и т. д.

Соответственно этому требуется менять крутящий момент, подводимый к ведущим колесам (гусеницам), как для преодоления возросших сопротивлений, так и для более полного использования мощности двигателя, получения высокой производительности при наименьшем расходе топлива.

Двигатели внутреннего сгорания обладают весьма ограниченными свойствами саморегулирования – автоматического изменения крутящего момента и частоты вращения в зависимости от колебания внешних сопротивлений. Так, номинальный коэффициент запаса крутящего момента двигателя внутреннего сгорания не превышает 20%.

Этими причинами и обусловлена необходимость применения трансмиссий на тракторах и автомобилях.

Основной показатель трансмиссии – передаточное число $i_{mp} = n_{дв}/n_k$, т. е. отношение частоты вращения коленчатого вала двигателя к частоте вращения ведущих колес машины. Одновременно в трансмиссии с изменением скорости вращения ведущих колес происходит изменение крутящего момента.

По характеру изменения передаточного числа трансмиссии делят на – *ступенчатые* и *бесступенчатые*, по способу управления передаточными числами – *автоматические* и *неавтоматические*, по количеству силовых потоков – *одно-* и *двухпоточные*. Ступенчатые механические трансмиссии бывают с ручным или автоматическим переключением передач.

ДВС работает с наивысшей мощностью и наилучшей экономичностью только в узком диапазоне частоты вращения (около номинальной). В ступенчатой трансмиссии передаточные числа на ступенях имеют строго постоянные значения, поэтому скорости движения изменяются скачками – ступенчато. В бесступенчатых трансмиссиях передаточные числа могут принимать любое значение, вследствие чего эти трансмиссии обладают определенными преимуществами по сравнению со ступенчатыми. При наличии ступенчатой трансмиссии загрузить двигатель на полную мощность можно только при конкретных значениях силы тяги. В реальных условиях сила тяги меняется в широком диапазоне, поэтому чтобы улучшить возможности использования машины, увеличивают число передач. При очень большом (условно бесконечном) числе передач фактически получают бесступенчатую трансмиссию, которая позволяет при любой силе тяги загрузить двигатель на полную мощность, а, следовательно, обеспечить максимальную производительность агрегата. Поэтому для тракторов и автомобилей могут быть перспективны бесступенчатые передачи.

Ступенчатые механические трансмиссии обычно проще, легче, дешевле и надежнее бесступенчатых трансмиссий и имеют сравнительно высокий КПД. Одним из их недостатков является разрыв потока мощности при переключении передач, вызывающий замедление движения, что снижает интенсивность разгона и ухудшает проходимость автомобиля. Кроме того, выбор передач в зависимости от условий движения и моменты их переключения зависят от

квалификации водителя и поэтому не всегда соответствуют наиболее выгодным режимам работы двигателя. Значительное число переключений передач в городских условиях движения вызывает сильное утомление водителя.

Изменение энергии двигателя в трансмиссиях осуществляется механическими, гидравлическими, электрическими, фрикционными и другими элементами.

По способу изменения энергии трансмиссии делят на *механические, гидромеханические, гидрообъемные и электромеханические.*

Наиболее широко применяются трансмиссии первых трех типов, а последние три типа трансмиссий являются комбинированными, включающими в себя наряду с гидравлическими или электрическими трансформаторами энергии механические трансформаторы энергии (зубчатые передачи), которые отличаются высокими значениями КПД и позволяют снизить уровень потерь в трансмиссии. Находят применение и гидрообъемные трансмиссии с высокомоментными гидравлическими двигателями, устанавливаемыми непосредственно в ведущих колесах без механических редукторов.

В механические трансмиссии входят сцепление, коробка перемены передач (КП), раздаточная коробка, карданная передача, главная передача, дифференциал у колесных или механизм поворота у гусеничных машин, конечные передачи, а также приводы валов отбора мощности и гидравлических насосов управления рабочим оборудованием.

Коробка передач в механической трансмиссии ступенчатая, что обеспечивает только ступенчатое изменение вращающего момента. Гидромеханические, гидрообъемные, электромеханические трансмиссии относятся к бесступенчатым трансмиссиям, поскольку позволяют изменять вращающий момент плавно.

Число и взаимное расположение агрегатов механической трансмиссии, например для автомобиля, зависит от колесной формулы, а также от расположения двигателя и ведущих колес. Основные компоновочные схемы механических трансмиссий шоссейных автомобилей с колесной формулой 4×2 и разным расположением двигателя приведены на рис. 1, а компоновочные схемы механических трансмиссий автомобилей высокой проходимости приведены на рис. 2.

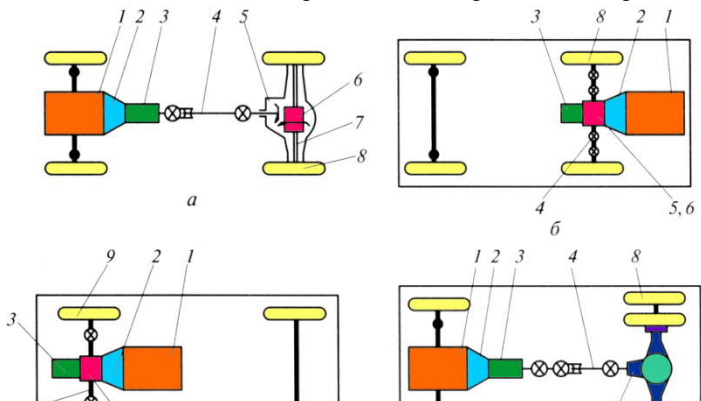


Рис. 1. Компоновочные схемы механических трансмиссий шоссейных автомобилей с колесной формулой 4×2 и разным расположением двигателя:
а, з – легковой и грузовой заднеприводные с передним расположением двигателя;
б – легковой заднеприводной с задним расположением двигателя; *в* – легковой переднеприводной с передним расположением двигателя; 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – карданная передача; 5 – главная передача; 6 – дифференциал; 7 – полуоси; 8 – ведущие колеса; 9 – ведущие управляемые колеса; 10 – ведущий мост; 11 – планетарный колесный редуктор

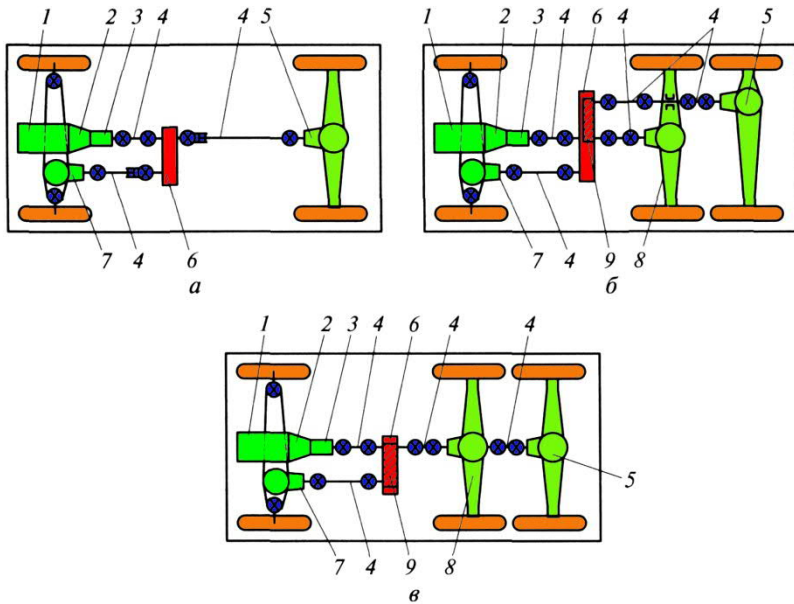


Рис. 2. Компоновочные схемы механических трансмиссий автомобилей высокой проходимости с колесной формулой:

$a - 4 \times 4$; $b - 6 \times 6$; $c - 6 \times 6$ и проходной ведущий мост; 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – карданная передача; 5 – задний ведущий мост; 6 – раздаточная коробка; 7 – ведущий управляемый мост; 8 – средний ведущий мост; 9 – межосевой дифференциал

Схема трансмиссии гусеничного трактора БЕЛАРУС-2102 представлена на рис. 3.

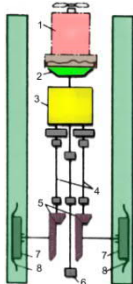


Рис. 3. Схема трансмиссии гусеничного трактора БЕЛАРУС-2102:
1 – дизель; 2 – муфта сцепления; 3 – коробка перемены передач;
4 – карданная передача; 5 – коническая пара шестерен; 6 – редуктор ВОМ; 7 – редуктор конечной передачи; 8 – ведущая звездочка

Она состоит из муфты сцепления 2, коробки передач 3, двух карданных передач 4 и заднего ведущего моста, в котором находятся две шестеренчатые конические пары передач 5 и две конечные передачи 7, вращающие ведущие звездочки 8.

Механизмы 4, 5 и 7 расположенные справа по ходу трактора, передают правой гусеничной цепи, а такие же механизмы, расположенные слева, приводят в движение левую гусеничную цепь трактора.

Комбинированную (гидромеханическую) трансмиссию применяют на ряде моделей автомобилей (БелАЗ-540, ЗИЛ-4104) и автобусов (ЛиАЗ-677М, ЛиАЗ-5256 и др.). Так в гидромеханической силовой передаче, состоящей из гидродинамического преобразователя крутящего момента (гидротрансформатора), преобразование крутящего момента осуществляется кинетической энергией жидкости, циркулируемой в замкнутом контуре, и работающего в сочетании с ним шестеренчатого редуктора. Гидротрансформатор в определенном узком интервале осуществляет автоматическое бесступенчатое изменение передаточного числа силовой передачи и в соответствии с величиной внешних сопротивлений движению и позволяет плавно производить разгон автомобиля или трактора без прекращения подвода мощности к ведущим колесам при переключениях передач. Таким образом, применение гидромеханической силовой передачи оказывает существенное влияние на динамику автомобиля или трактора.

В простейшем случае гидротрансформатор (рис. 4) состоит из центробежного насоса 2, вращаемого коленчатым валом двигателя, турбины 1, соединенной механическим приводом с ведущими колесами

или звездочками и реактора 3 – одно или несколько колес с лопатками, установленные на муфте свободного хода 4.

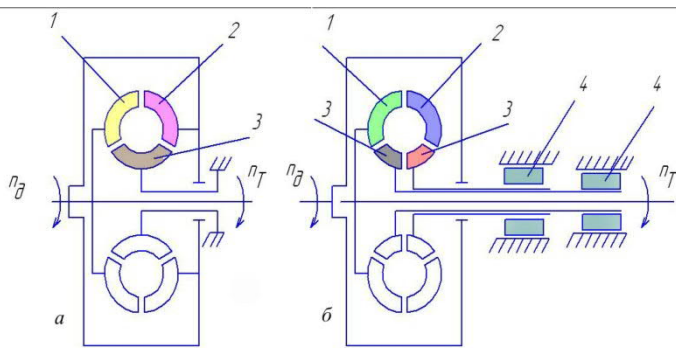


Рис. 4. Принципиальная схема гидротрансформатора:
а – простейшего; б – комплексного блокируемого.
1 – турбинное колесо; 2 – насосное колесо; 3 – реактор;
4 – муфты свободного хода

Все три колеса гидротрансформатора – насосное, турбинное и реакторное – образуют замкнутую полость, т. е. круг циркуляции, в котором происходит непрерывное движение жидкости от насоса к турбине, из турбины на лопатки реактора, а оттуда обратно в насос.

При вращении насосного колеса 2 в режиме преобразования крутящего момента, когда последний на ведущих элементах двигателя отличается от развиваемого двигателем, рабочая жидкость под действием центробежной силы перемещается вдоль его лопаток и, попав на лопатки турбинного колеса 1, приводит его во вращение. Из турбины жидкость попадает на лопатки реактора 3. Реактор неподвижен – его вращению противодействуют ролики муфты свободного хода 4. В реакторе 3 вращательное движение жидкости меняет свое направление на противоположное и передает насосному колесу 2 крутящий момент, дополнительный к крутящему моменту двигателя. Этим воздействием реактора 3 на поток жидкости достигается преобразующее действие гидротрансформатора, и крутящий момент на валу турбинного колеса 1 возрастает, достигая суммы моментов насосного колеса и реактора.

При малых нагрузках момент сопротивления вращению турбины снижается, а частота вращения возрастает. Жидкость поступает на лопатки реактора под измененным углом, и создаваемый им момент уменьшается, а следовательно, снижаются моменты на валах насосного и турбинного колес. Когда падение нагрузки достигает определенного предела, выходящий из турбинного колеса поток жидкости будет действовать на лопатки реактора в направлении вращения насосного и

турбинного колес, поэтому ролики муфты свободного хода расклиниваются и реактор начинает свободно вращаться на подшипниках: гидротрансформатор переходит в режим работы гидромуфты.

Преобразование крутящего момента гидротрансформатора оценивается коэффициентом трансформации, который представляет отношение крутящего момента турбины к крутящему моменту насоса.

2. Муфты сцепления

Муфты сцепления предназначены для передачи вращающего момента, а также кратковременного разведения и плавного соединения двигателя с ведомым валом трансмиссии.

Сцепление должно обеспечивать:

- надежную передачу вращающего момента двигателя на ведущий вал трансмиссии при всех условиях эксплуатации;
- «чистоту» выключения, т.е. быстрое и полное разобщение валов двигателя и трансмиссии;
- плавное включение, т. е. постепенное нарастание момента на валу трансмиссии;
- хороший теплоотвод от трущихся деталей;
- надежное предохранение деталей трансмиссии от перегрузок;
- малый момент инерции ведомых деталей;
- легкость управления и высокую надежность;
- удобство обслуживания и регулировок.

В зависимости от способа передачи вращающего момента, от двигателя к трансмиссии, сцепления подразделяются на:

- гидравлические – для передачи используется энергия потока жидкости;
- электромагнитные – передача как результат взаимодействия электромагнитных полей;
- фрикционные – передача силами трения между деталями.

Фрикционные сцепления получили наибольшее распространение на современных автомобилях и тракторах. По ряду признаков эти сцепления делятся на группы, в частности:

- по форме поверхностей трения – дисковые (с одним, двумя или многими дисками), конусные и колодочные;
- по конструкции нажимного механизма – постоянно и непостоянно замкнутые;
- по материалу накладок – из волокнистых материалов, из порошковых материалов, металлокерамики (для сцеплений, передающих значительный вращающий момент при больших угловых скоростях);

- по роду трения – с сухим трением и «мокрые» (работающие в масле);
- по типу привода – с механическим, гидравлическим, пневматическим, электрическим приводом или комбинированным;
- по способу управления – с механическим, командным или автоматическим.

На автомобилях и тракторах широко используются фрикционные муфты в разных механизмах, они устанавливаются между двигателем и КП, в механизмах поворота, приводах ВОМ и др.

Выбор сцепления того или иного типа определяется функциями, которые оно должно выполнять, конструкцией механизма, в котором оно монтируется, типом и назначением машины и, главным образом, условиями его эксплуатации. Любое сцепление может работать надежно длительное время, если правильно учтены условия эксплуатации, определен расчетный режим работы и подобраны соответствующие материалы. Важным фактором, определяющим надежность сцепления, является хороший отвод теплоты от ее трущихся поверхностей и надежное предохранение деталей от попадания абразивных материалов.

Однодисковые фрикционные сцепления отличаются высокой «чистотой» выключения по сравнению со всеми другими типами, так как необходимый для выключения однодисковых сцеплений зазор между трущимися поверхностями невелик, и его легко обеспечить.

Величина силы и работа, которую необходимо затратить на управление сцеплением, определяются конструкцией привода управления. Небольшой момент инерции ведомых деталей сцепления способствует безударному включению шестерен в КП. Этому требованию более всего отвечают однодисковые постоянно замкнутые сцепления. Однако из-за невозможности передавать большие вращающие моменты однодисковые сцепления применяются преимущественно на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой грузоподъемности.

Принцип работы сцепления (рис. 5). С маховиком 3 жестко соединен кожух 1, связанный шарнирами 5 с нажимным диском 2. Шарниры позволяют нажимному диску перемещаться в осевом направлении и воспринимать крутящий момент от кожуха. Между нажимным диском 2 и маховиком 3 установлен ведомый диск 4. Нажимной и ведомый диски прижимаются к маховику нажимными пружинами 6, и в результате сил трения крутящий момент от маховика передается ведомому диску, установленному на шлицах ведущего вала 7 коробки передач. В этом случае сцепление включено, и крутящий момент от ведущего вала передается к агрегатам трансмиссии.

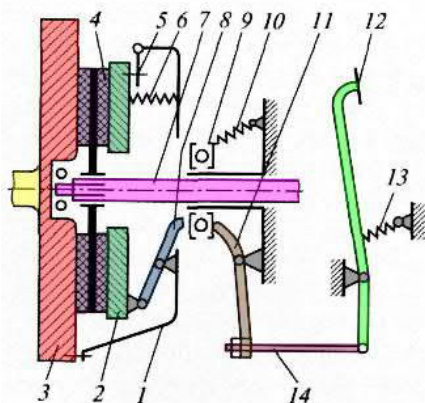


Рис. 5. Принцип работы сцепления:

1 – кожух сцепления; 2 – нажимной диск; 3 – маховик; 4 – ведомый диск; 5 – шарнир; 6 – нажимные пружины; 7 – ведущий вал; 8 – рычаг; 9 – выжимной подшипник; 10, 13 – оттяжная пружина; 11 – вилка выключения сцепления; 12 – педаль сцепления; 14 – тяга

Если нажать на педаль 12, то она через тягу 14 повернет вилку 11 выключения сцепления, которая переместит выжимной подшипник 9, установленный на муфте. Перемещаясь, выжимной подшипник нажимает на внутренние концы рычагов 8, при этом их внешние концы отводят нажимной диск вправо, сжимая пружины 6, расположенные между нажимным диском и кожухом. Ведомый диск освобождается, и крутящий момент на ведущий вал коробки передач не передается. В этом случае сцепление выключено. Если педаль 12 отпустить, то она, а вместе с ней и выжимной подшипник 9 под действием оттяжных пружин (соответственно 13 и 10) возвращаются в исходное положение, а нажимные пружины прижимают нажимной и ведомый диски к маховику. Сцепление снова включено.

Детали, воспринимающие крутящий момент от маховика, относятся к ведущим частям сцепления, а детали, передающие момент на ведущий вал коробки передач, – к ведомым.

Однодисковое сцепление с периферийным расположением пружин.

На автомобилях ЗИЛ-431410, -5301 «Бычок» (рис. 6), ГАЗ-3307, -3102, -3110 «Волга», автобусах ПАЗ-3205, ГАЗ-2217 «Соболь» и других устанавливают однодисковые фрикционные сцепления с периферийными нажимными пружинами.

В качестве нажимного устройства в таких сцеплениях может использоваться несколько цилиндрических пружин с периферийным расположением по окружности нажимного диска. Сцепление с такими пружинами отличается достаточно высоким нажимным усилием и простотой обслуживания. Сцепления автомобилей ЗИЛ-431410 и -5301 имеют одинаковое устройство. Сцепление расположено в чугунном картере 7 (рис. 6, а), установленном на блоке цилиндров. Ведущая часть

сцепления включает в себя маховик 1, нажимной диск 2 и кожух 13, прикрепленный к маховику болтами. К нажимному диску при помощи игольчатых подшипников крепятся рычаги 5, установленные на пальцах опорных вилок 6, закрепленных гайками в кожухе сцепления. По окружности кожуха расположены 16 нажимных пружин 14, под которые со стороны нажимного диска подложены теплоизоляционные шайбы, уменьшающие передачу теплоты к пружинам, теряющим при нагреве свои упругие свойства.

Ведомая часть сцепления состоит из ведомого диска 3, ступицы 24 и ведущего вала 4 коробки передач. С обеих сторон к ведомому диску прикреплены фрикционные накладки из медно-асбестовой плетенки или другой металлоасбестовой композиции, обладающей высокими фрикционными свойствами. Со ступицей 24 ведомый диск соединяется при помощи пружин 28, которые являются составной частью пружинно-фрикционного гасителя крутильных колебаний (демпфера).

Гаситель крутильных колебаний уменьшает крутильные колебания, возникающие из-за неравномерности вращения коленчатого вала двигателя, при резких изменениях частоты вращения валов трансмиссии, движении автомобиля по неровностям дороги, резком включении сцепления и т.д. Эффективное уменьшение (гашение) крутильных колебаний повышает долговечность механизмов трансмиссии, особенно зубчатых передач и карданных валов.

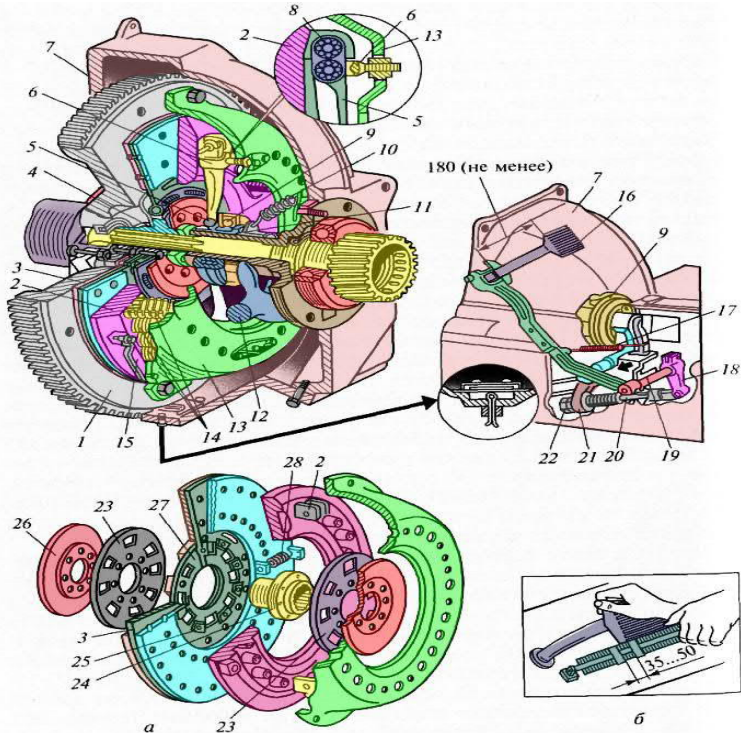


Рис. 6. Сцепление автомобиля ЗиЛ-431410, -5301 «Бычок»:

a – устройство; *б* – привод сцепления;

1 – маховик; 2 – нажимной диск; 3 – ведомый диск; 4 – ведущий вал; 5 – рычаги; 6 – опорные вилки; 7 – картер; 8 – игольчатые подшипники; 9 – выжимной подшипник; 10 – оттяжная пружина; 11 – муфта; 12 – вилка выключения сцепления; 13 – кожух сцепления; 14 – нажимные пружины; 15 – пластинчатые пружины; 16 – педаль сцепления; 17 – оттяжная пружина; 18 – рычаг; 19 – вал сцепления; 20 – тяга; 21 – рычаг; 22 – гайка; 23 – стальной диск; 24 – фланец ступицы ведомого диска; 25 – фрикционные пластины; 26 – маслоотражатель; 27 – стальное кольцо; 28 – пружины.

Гаситель крутильных колебаний (рис. 6) работает следующим образом, к ведомому диску 3 заклепками крепится стальное кольцо 27, на котором с обеих сторон размещено восемь пар стальных фрикционных пластин 25. Два стальных диска 23 с прямоугольными окнами жестко крепятся к фланцам ступицы 24 ведомого диска вместе с маслоотражателями 26. Диски 23 конструктивно выполнены так, что они с некоторым усилием прижимаются к фрикционным пластинам 25. Восемь пружин 28 установлены в прямоугольных окнах, расположенных по окружности стальных дисков 23 и стального кольца

27. Концы пружин упираются в стальные пластины, размещенные в прямоугольных окнах.

При такой установке пружин ведомый диск 3 центрируется по наружному диаметру ступицы 24 и может поворачиваться вокруг нее на определенный угол в обе стороны, сжимая при этом пружины 28. Угол поворота ведомого диска ограничивается сжатием пружин до соприкосновения витков. При перемещении ведомого диска возникает сила трения между стальными дисками 23 и фрикционными пластинами 25, что приводит к гашению (уменьшению) крутильных колебаний, возникающих на валах трансмиссии при резких изменениях их частоты вращения.

Схема действия гасителя крутильных колебаний показана на рис. 7.

Гаситель крутильных колебаний способствует также более плавному нарастанию сил трения и крутящего момента во фрикционном сопряжении сцепления в момент начала движения автомобиля или при переключении передач, обеспечивая тем самым (даже при быстром отпуске педали сцепления) сравнительно легкое включение сцепления.

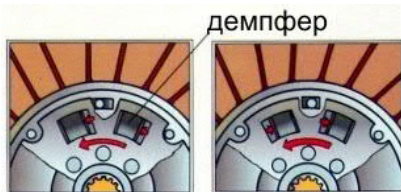


Рис. 7. Схема действия гасителя крутильных колебаний: большой стрелкой показано направление крутящего момента, передаваемого сцеплением трансмиссии, малыми стрелками – направление действия усилий, возникающих от крутильных колебаний, которые гасятся демпфером

Управление сцеплением осуществляется при помощи механизма выключения, привод которого может быть механическим или гидравлическим. Для облегчения пользования сцеплением иногда в механический привод встраивают вакуумный или пневматический усилители (автомобиль МАЗ-5335).

Механизм выключения сцепления (рис. 8) состоит из муфты 11 с выжимным подшипником 9 и четырех рычагов 5. Перемещение муфты с подшипником по направляющей осуществляетсявилкой 12 выключения сцепления, к которой муфта прижимается оттяжной пружиной 10. При этом подшипник 9 отжимается от рычагов 5 на 1,5–3,0 мм, что соответствует свободному ходу педали сцепления 35–50 мм. При меньшем зазоре подшипник во время работы двигателя может постоянно или периодически нажимать на рычаги, вызывая пробуксовку сцепления и увеличивая тем самым изнашивание фрикционных накладок и подшипника. При большом зазоре сцепление полностью не выключается, в результате чего появляется шум зубчатых колес в коробке передач при переключениях с одной

передачи на другую. Зазор регулируют гайкой 22, изменяя рабочую длину тяги 20 с установленной на ней пружины.

Привод механизма выключения сцепления механический, смонтирован на левом лонжероне рамы и соединен при помощи рычагов и тяг с вилкой 12 выключения сцепления. При нажатии на педаль 16 сцепления ее вал 19 поворачивается и через рычаг 18, тягу 20 и рычаг 21 действует на вилку 12, а через нее на муфту 11 и выжимной подшипник. В результате этого муфта вместе с подшипником перемещается и нажимает на внутренние концы рычагов 5, которые, опираясь средней частью на пальцы опорной вилки 6, отводят своими наружными концами нажимной диск от ведомого.

После прекращения нажатия на педаль и плавном ее отпуске муфта с подшипником под действием пружины 10 и педаль привода под действием оттяжной пружины 17 возвращаются в исходное положение. В момент включения сцепления крутящий момент от маховика передается к кожуху 13, а от него через четыре пары пластинчатых пружин 15 на нажимной диск. При этом под действием нажимных пружин 14 ведомый диск надежно зажимается между рабочими плоскостями маховика и нажимного диска. Таким образом крутящий момент от маховика двигателя через ведомый диск и его шлицевое соединение передается в коробку передач и далее к другим агрегатам трансмиссии.

Сцепления автомобилей ГАЗ-3307, -3308, -3102 «Волга» однодисковые, фрикционного типа, по устройству они практически не отличаются одно от другого, за исключением привода выключения сцепления. У автомобиля ГАЗ-3307 привод механический, а у автомобилей ГАЗ-3308 и -3102 – гидравлический. Отличие указанных сцеплений от сцеплений автомобилей ЗИЛ-431410 и -5301 состоит в том, что у первых с одной стороны фрикционные накладки прикреплены не непосредственно к поверхности ведомого диска, а через шесть упругих пластин, что способствует более плавному нарастанию крутящего момента. Число нажимных пружин уменьшено до 12 (вместо 16). Крутящий момент от кожуха сцепления передается не через пластинчатые пружины, а через выступы нажимного диска и связанные с ними верхние концы рычагов.

Максимальный крутящий момент, передаваемый сцеплением, зависит от силы нажатия пружин, размеров дисков, коэффициента трения и числа трущихся поверхностей. Повышение крутящего момента, передаваемого сцеплением на автомобилях большой массы, достигается в основном увеличением числа ведомых и нажимных дисков.

Однодисковые сцепления с мембранной пружиной.

Мембранная пружина применяется в сцеплениях легковых автомобилей семейств ГАЗ-3110, ВАЗ-2110, ИЖ-21261 (рис. 8) и

других, а также в сцеплениях грузовых автомобилей особо малой массы. Особенностью такого сцепления является то, что в нем функции нажимных пружин и рычагов, отводящих нажимной диск, выполняет мембранная пружина. В свободном состоянии она имеет форму тарельчатого диска в виде усеченного конуса. От отверстий у вершины конуса идут радиальные прорезы, образующие 18 лепестков, выполняющих роль выжимных рычагов сцепления.

К преимуществам такой пружины следует отнести то, что она способствует созданию более равномерного и постоянного давления на нажимной диск, а также поддержанию заданного крутящего момента во фрикционном сопряжении по мере изнашивания накладок ведомого диска.

Сцепление с мембранной пружиной (рис. 8, *а*) состоит из двух неразборных в процессе эксплуатации частей. В одну из них входит кожух 7 с установленными в нем мембранной пружиной 8 и нажимным диском 3, а в другую – ведомый диск 2 с гасителем крутильных колебаний. Кожух центрируется относительно маховика 1 на штифтах и крепится к нему болтами. Крутящий момент от кожуха к нажимному диску передается через три упругие пластины. С внутренней стороны кожуха при помощи ступенчатых заклепок 6 установлены два кольца 5, которые являются опорами для мембранной пружины 8. Располагаясь между кольцами, мембранная пружина имеет возможность прогибаться относительно их. При включенном сцеплении (рис. 8, *б*) мембранная пружина 8 благодаря своей форме и установке между опорными кольцами нагружает нажимной диск 3, надежно зажимая ведомый диск между ним и плоскостью маховика, в результате чего крутящий момент передается на ведущий вал 10 (см. рис. 8, *а*) коробки передач.

При нажатии на педаль сцепления вилка 11 выключения сцепления перемещает расположенный на муфте выжимной подшипник 9, который через специальное фрикционное кольцо перемещает центральную часть мембранной пружины в сторону маховика (рис. 8, *в*). При этом наружная часть пружины удаляется от маховика и при помощи фиксаторов 4 перемещает за собой нажимной диск, освобождая при этом ведомый диск. Передача крутящего момента на ведущий вал коробки передач прекращается.

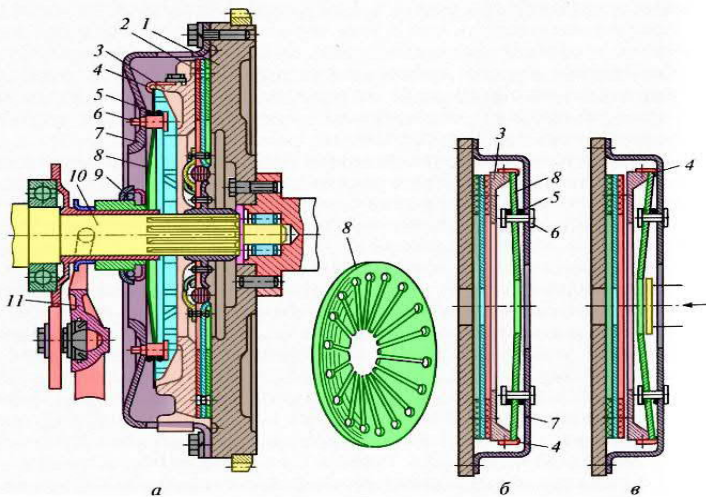


Рис. 8. Сцепление с мембранной пружиной:

a – продольный разрез; *б* – сцепление включено; *в* – сцепление выключено;
 1 – маховик; 2 – ведомый диск с гасителем крутильных колебаний; 3 –
 нажимной диск; 4 – фиксаторы; 5 – кольцо; 6 – ступенчатая заклепка; 7 – кожух
 сцепления; 8 – мембранная пружина; 9 – выжимной подшипник; 10 – ведущий
 вал; 11 – вилка выключения сцепления.

Широкое распространение на легковых автомобилях и автобусах получил гидравлический привод сцепления, так как он обеспечивает более плавное нарастание момента трения между фрикционными поверхностями деталей сцепления в момент начала движения автомобиля, а также при переключении передач.

Гидравлический привод сцепления легковых автомобилей ГАЗ (ГАЗ-3110, -31029 и др.) состоит из резервуара 1 (рис. 9), главного цилиндра 2 с поршнем 3 и рабочего цилиндра 28, поршень 27 которого через толкатель 23 перемещает вилку 22 выключения сцепления. Главный и рабочий цилиндры соединены трубопроводом.

Когда педаль 9 отпущена, диафрагменная пружина воздействует на диск 16 и ведомый диск оказывается зажатым между плоскостью маховика и нажимным ведущим диском. При этом ведомый диск за счет сил трения будет вращаться вместе с маховиком и нажимным диском, передавая крутящий момент через ступицу на первичный вал 21 коробки передач. Крутящий момент двигателя через ведомый диск передается к ступице через демпферные пружины 31. При изменении передаваемого крутящего момента происходит угловое перемещение ведомого диска относительно его ступицы 36 и пластины 30 демфера. Гашение крутильных колебаний достигается при этом за счет сил

трения, действующих на фрикционных кольцах 35, и упругости демпферных пружин. Последние, кроме того, способствуют более плавному включению сцепления при трогании автомобиля.

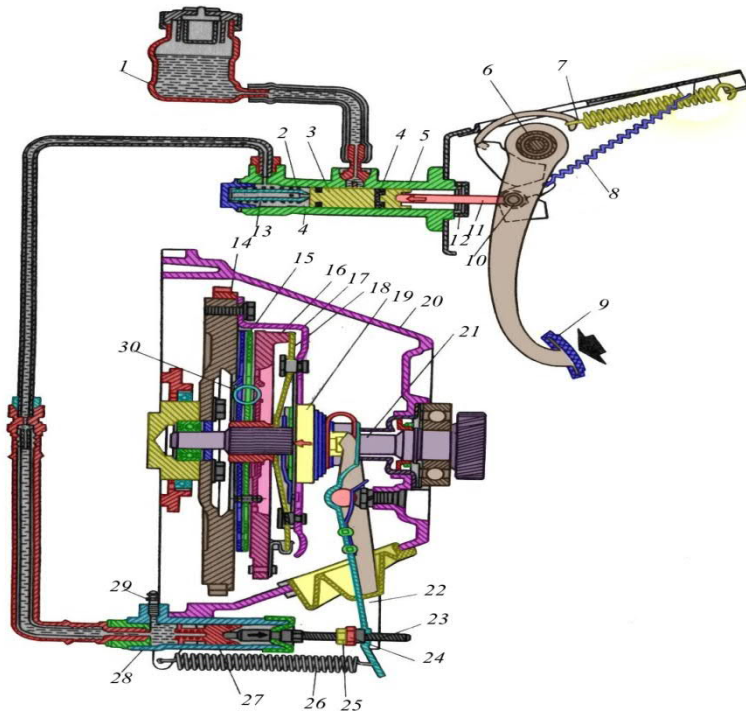


Рис. 9. Сцепление с диафрагменной пружиной и гидравлическим приводом (в положении выключено):

1 – бак с тормозной жидкостью; 2 – главный цилиндр; 3 – поршень главного цилиндра; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – поршень толкателя; 6 – ось педали; 7 – усилительная пружина; 8 – оттяжная пружина; 9 – педаль; 10 – ось толкателя; 11 – толкатель; 12 – стопорное кольцо; 13 – оттяжная пружина; 14 – маховик; 15 – ведомый диск; 16 – нажимной диск; 17 – кожух; 18 – диафрагменная пружина; 19 – муфта выключения сцепления; 20 – картер сцепления; 21 – первичный вал коробки передач; 22 – вилка выключения сцепления; 23 – толкатель вилки; 24 – регулировочная гайка; 25 – контргайка; 26 – оттяжная пружина; 27 – поршень; 28 – рабочий цилиндр; 29 – клапан прокачки гидропривода; 30 – демпферная пружина

При нажатии на педаль сцепления толкатель 11 перемещает поршень 3 главного цилиндра 2. В его полости создается избыточное

давление рабочей жидкости, которое передается на поршень 27 рабочего цилиндра 28. Под действием давления жидкости поршень рабочего цилиндра через толкатель 23 перемещает вилку 22 включения сцепления, а последняя – муфту 19 выключения сцепления в сторону маховика. Диафрагменная пружина 18, выгибаясь, отводит нажимной ведущий диск от маховика. Ведомый диск освобождается, и передача крутящего момента на первичный вал коробки передач прекращается. При отпуске педали все детали привода возвращаются в исходное положение под действием оттяжной пружины 26. Диафрагменная пружина 18 выгибается и снова зажимает ведомый диск между ведущим диском и маховиком, обеспечивая передачу крутящего момента на первичный вал коробки передач.

Свободный ход педали, проверяемый по центру ее площадки, должен составлять 25–35 мм. Для его регулирования необходимо ослабить контргайку 25 и, повернув гайку 24 и изменив положение вилки 22 относительно толкателя 23, опять затянуть контргайку 25.

Попавший в систему воздух удаляется (прокачкой) через перепускной клапан, установленный на корпусе рабочего цилиндра.

Двухдисковые сцепления. У тракторов БЕЛАРУС-1221/1522/1523 установлено сухое, двухдисковое сцепление, постоянно замкнутого типа (рис. 10).

Сцепление БЕЛАРУС-1221 (рис. 10) установлено в корпусе 20. К ведущим деталям сцепления относятся маховик 45, промежуточный диск 44, нажимной диск 3 и опорный диск 7. Промежуточный и нажимной диски имеют на наружной поверхности шипы, которые входят в пазы приливов, расположенных на цилиндрической поверхности маховика, и передают на ведомые диски крутящий момент от двигателя. Одновременно обеспечивается возможность осевого перемещения дисков 3 и 44.

К ведомым деталям сцепления относятся два ведомых диска 28 с фрикционными накладками и гасителями крутильных колебаний в сборе. Ступицы ведомых дисков установлены на шлицах ведущего вала коробки передач. Между опорным диском 7 и нажимным диском 3 установлены нажимные пружины 34, под действием которых ведомые диски 28 зажимаются между нажимным диском 3 и маховиком 45. При включенном сцеплении крутящий момент передается от маховика через шипы на средний ведущий и нажимной диски, затем на фрикционные накладки ведомых дисков и через гасители крутильных колебаний на их ступицы, которые установлены на ведущем валу коробки передач.

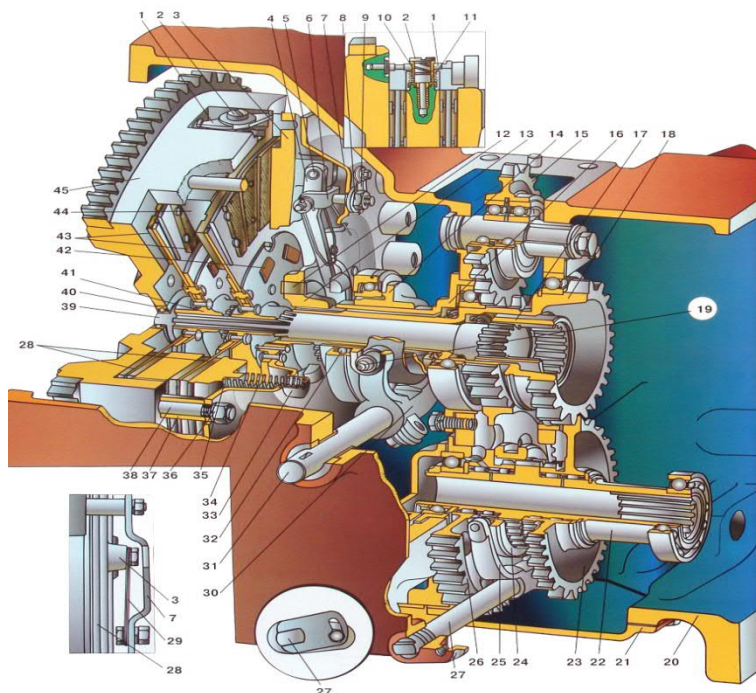


Рис. 10. Сцепление трактора БЕЛАРУС – 1221:

1 – отжимной рычаг; 2 – ось отжимного рычага; 3 – нажимной диск; 4 – отжимной рычаг; 5 – ось; 6 – опорная вилка; 7 – опорный диск; 8 – регулировочная гайка; 9 – стопорная пластина; 10 – втулка; 11 – пружина; 12 – упругий элемент опорного диска; 13 – ступица привода ВОМ; 14 – отводка; 15 – шестерня привода насоса гидросистемы; 16 – кронштейн отводки; 17 – шлицевая втулка; 18 – ведущий вал привода независимого ВОМ; 19 – масленка; 20 – корпус сцепления; 21 – крышка люка; 22 – вал привода ВОМ;

23 – шестерня привода ВОМ II ступени; 24 – зубчатая муфта переключения скоростей ВОМ; 25 – вилка переключения скоростей ВОМ; 26 – шестерня привода ВОМ I ступени; 27 – валик переключения двухскоростного привода ВОМ; 28 – ведомый диск в сборе; 29 – тангенциальные пластины; 30 – вилка выключения сцепления; 31 – вал выключения сцепления; 32 – выжимной подшипник отводки; 33 – стакан пружины; 34 – нажимная пружина; 35 – термозолирующая шайба; 36 – гайка крепления опорного диска; 37 – дистанционная втулка; 38 – палец крепления опорного диска; 39 – силовой вал; 40 – подшипник; 41 – ступица ведомого диска; 42 – демпфер; 43 – фрикционные накладки; 44 – диск промежуточный; 45 – маховик

Постоянно замкнутые двухдисковые сцепления широко применяются на большегрузных автомобилях и тракторах.

В качестве примера рассмотрим устройство сухого фрикционного двухдискового сцепления постоянно замкнутого типа автомобилей

КамАЗ. Сцепление устанавливается на маховике. К ведущей части сцепления относится маховик 21 (рис. 11), картер 20 сцепления и соединенные с ними средний ведущий диск 2 и нажимной диск 4.

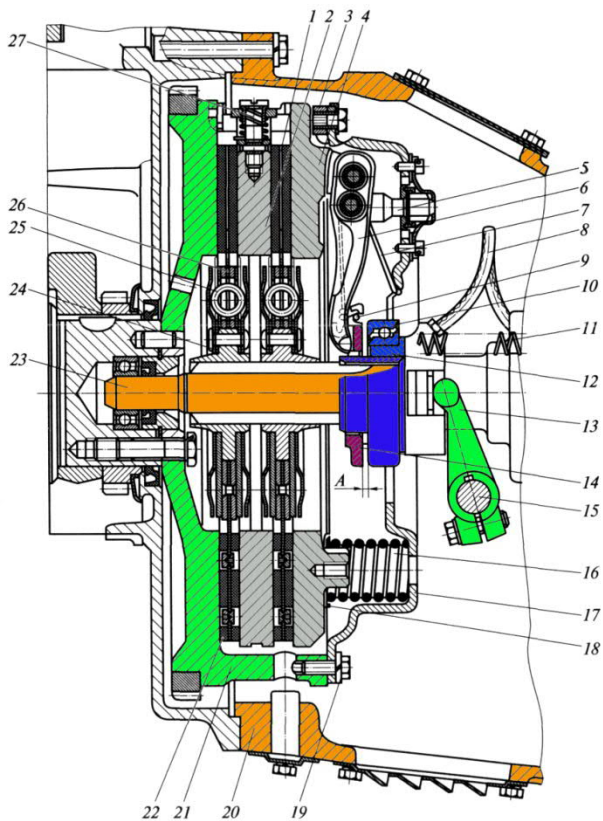


Рис. 11. Двухдисковое сцепление автомобилей КамАЗ:

1 – ведомый диск; 2 – средний ведущий диск; 3 – установочная втулка; 4 – нажимной диск; 5 – стойка оттяжного рычага; 6 – оттяжной рычаг выключения; 7 – пружина упорного кольца; 8 – шланг смазки муфты; 9 – петля пружины; 10 – выжимной подшипник; 11 – оттяжная пружина; 12 – муфта выключения сцепления; 13 – вилка выключения сцепления; 14 – упорное кольцо; 15 – вал вилки; 16 – нажимная пружина; 17 – кожух сцепления; 18 – теплоизолирующая шайба; 19 – болт крепления кожуха; 20 – картер сцепления; 21 – маховик; 22 – фрикционная накладка; 23 – ведомый вал коробки передач; 24 – диск гасителя крутильных колебаний; 25 – тангенциальная пружина гасителя крутильных колебаний; 26 – кольцо ведомого диска; 27 – механизм автоматической регулировки положения среднего ведущего диска; А – зазор между упорным кольцом оттяжных рычагов и подшипником муфты выключения сцепления

Ведомая часть состоит из двух ведомых дисков *1* и ведомого вала *23* КП. Ведомые и нажимные диски прижимаются к маховику нажимными пружинами *16*, упирающимися в кожух *17* сцепления. Пружины в количестве 12 штук создают нажимное усилие 10...13 кН. При опущенной педали сцепления пружины прижимают поверхности трения одну к другой, поэтому сцепление называется постоянно замкнутым.

Диски разъединяются механизмом управления с приводом от педали. В него входят привод управления, муфта *12* выключения сцепления с выжимным подшипником *10*, оттяжные рычаги *6* выключения, закрепленные шарнирно на стойках *5* и соединенные с нажимным диском *4*. При нажатии на педаль муфта выключения сцепления поворачивает оттяжные рычаги, и нажимной диск отводится от ведомого диска, преодолевая силу нажимных пружин. Сцепление выключено.

Чистота выключения сцепления достигается отводом нажимного диска от ведомого настолько, чтобы зазоры между дисками были в пределах 0,5...0,7 мм. Для этого педаль сцепления должна иметь достаточный рабочий ход. Кроме того, чистота выключения зависит от положения оттяжных рычагов *6* выключения, которые должны быть расположены так, чтобы зазоры *A* между ними и подшипником муфты *12* выключения сцепления были одинаковыми. В противном случае сцепление выключается не полностью из-за перекоса нажимного диска. Величину зазора *A* между оттяжными рычагами и подшипником муфты выключения проверяют по свободному ходу педали сцепления.

По мере изнашивания фрикционных накладок рычаги выключения поворачиваются и зазор *A* уменьшается. Как только зазор и свободный ход педали станут равными нулю, включенное сцепление начнет проскальзывать (пробуксовывать), так как силу нажимных пружин в этом случае воспринимает не нажимной диск, а подшипник муфты выключения. Это приводит также к быстрому изнашиванию выжимного подшипника.

Свободный ход педали сцепления обычно регулируют, изменяя длину тяги его привода. Если предусмотрено восстановление силы нажимных пружин при изнашивании фрикционных накладок, то для создания достаточного рабочего хода педали сначала восстанавливают силу пружин, а затем регулируют свободный ход.

Среди фрикционных сцеплений более редко требуют регулировок постоянно замкнутые и непостоянно замкнутые сцепления с компенсационными пружинами.

Пробуксовка сцепления при его включении является естественным процессом, обеспечивающим плавность включения и работы.

Сцепление, пробуксовывая, ограничивает динамические нагрузки в трансмиссии, возникающие в результате резкого включения сцепления и неравномерной работы двигателя, значительного замедления автомобиля при интенсивном торможении с невыключенным сцеплением или наезде колес на неровность дороги.

Однако пробуксовка сопровождается выделением теплоты, вследствие чего повышается температура трущихся деталей сцепления. Поэтому необходим принудительный отвод теплоты, выделяемой во время пробуксовки. Если отвод теплоты недостаточен, из-за повышения температуры фрикционных накладок уменьшается коэффициент трения.

Для предотвращения чрезмерного нагревания трущихся деталей в картере сцепления предусмотрены закрытые сетками или крышками вентиляционные отверстия, способствующие циркуляции воздуха в нем и охлаждению сцепления. Нажимной диск изготавливают в виде массивного кольца, обеспечивающего лучший отвод теплоты от ведомого диска. В фрикционных накладках делают радиальные канавки, через которые проходит воздух, охлаждающий трущиеся поверхности. Канавки служат также для удаления продуктов изнашивания под действием центробежных сил.

Неравномерность работы двигателя (изменение его вращающего момента) может значительно повысить нагрузки в трансмиссии в результате возникновения крутильных колебаний, особенно опасных при резонансе, когда частота собственных угловых колебаний трансмиссии совпадает с частотой колебаний передаваемого момента. Упругие угловые колебания в трансмиссии сопровождаются шумом при работе шестерен, а иногда и поломкой деталей, если амплитуды колебаний возрастают до недопустимо большой величины.

Предотвратить резонансные крутильные колебания в трансмиссии можно с помощью разного типа гасителей крутильных колебаний. Чаще всего применяются пружинные гасители без фрикционного элемента или с фрикционным элементом. Более эффективным является пружинный гаситель с фрикционным элементом, т.е. гаситель фрикционного типа, уменьшающий амплитуды вынужденных угловых колебаний и преобразующий поглощаемую им энергию колебаний в теплоту.

Упругим элементом гасителя крутильных колебаний (см. рис. 11) являются тангенциальные пружины 25. Гашение крутильных колебаний осуществляется за счет трения дисков 24 относительно колец 26 ведомых дисков.

Для выключения сцепления необходимо затрачивать большие физические усилия, однако усилие на педали управления сцеплением не должно превышать 200..250 Н. При повышении КПД привода в большой мере облегчается управление сцеплением. С этой целью в

механическом приводе стремятся по возможности заменить трение скольжения трением качения.

Обычно передаточное число привода сцепления $i_n = 25...50$, так как его величина определяется, с одной стороны, вполне конкретным для сцепления данного типа перемещением нажимного диска, а с другой, рабочим ходом педали сцепления, который находится в довольно узких пределах (70... 150 мм). Поэтому увеличить передаточное число i_n и тем самым облегчить управление сцеплением практически невозможно.

Для снижения усилия на педали управления сцеплением в конструкции привода применяют механический (пружинный), гидравлический, пневматический или вакуумный усилитель.

Например, гусеничные тракторы могут быть оснащены гидроусилителями в приводе сцепления. На колесных тракторах и автомобилях МАЗ механическая система привода сцепления оснащена пневмоусилителем со следящим устройством.

У автомобилей КамАЗ (рис. 12) применяется гидропривод с пневмоусилителем управления сцеплением. Привод оснащен следящим устройством.

При нажатии на педаль 1 сцепления усилие от ноги водителя передается через рычаг и шток к главному цилиндру 2, откуда жидкость под давлением начинает поступать в корпус следящего устройства 4 пневмоусилителя, которое обеспечивает пропуск сжатого воздуха в цилиндр 3 пневмоусилителя.

Одновременно от главного цилиндра жидкость под давлением поступает в рабочий гидроцилиндр 6 усилителя. Суммарное усилие, определяемое давлением воздуха в цилиндре пневмоусилителя и давлением жидкости в рабочем цилиндре, передается на шток 9 и далее через рычаг 8 на вилку выключения сцепления.

Следящее устройство обеспечивает автоматическое изменение давления на пневматическом поршне пневмоусилителя в зависимости от усилия нажатия на педаль сцепления.

В непостоянно замкнутых сцеплениях в качестве механизмов управления в основном используются системы ручных рычагов.

Непостоянно замкнутые сцепления, имеющие ручное управление, облегчают маневрирование машиной при движении задним ходом и при движении по тесным и узким коридорам. К достоинствам непостоянно замкнутого сцепления относится то, что его можно оставить выключенным без приложения внешней силы к рычагам управления.

Перечисленные ранее качества непостоянно замкнутых сцеплений делают целесообразным их применение на гусеничных тракторах, работающих с прицепными машинами, на строительных, дорожно-строительных машинах. Также их применяют на

специальных колесных тракторах, для которых необходима высокая маневренность.

Двухдисковая муфта сцепления тракторов МТЗ – сухая постоянно замкнутая. Муфта установлена в чугунном корпусе. Ведущая часть: маховик 1 (рис. 12), прикрепленный к нему болтами кожух 20, с которым выступами соединен нажимной диск 19, промежуточный диск 2. Ведомая часть: ведомые диски 18, вал 11, который передает момент в коробку передач.

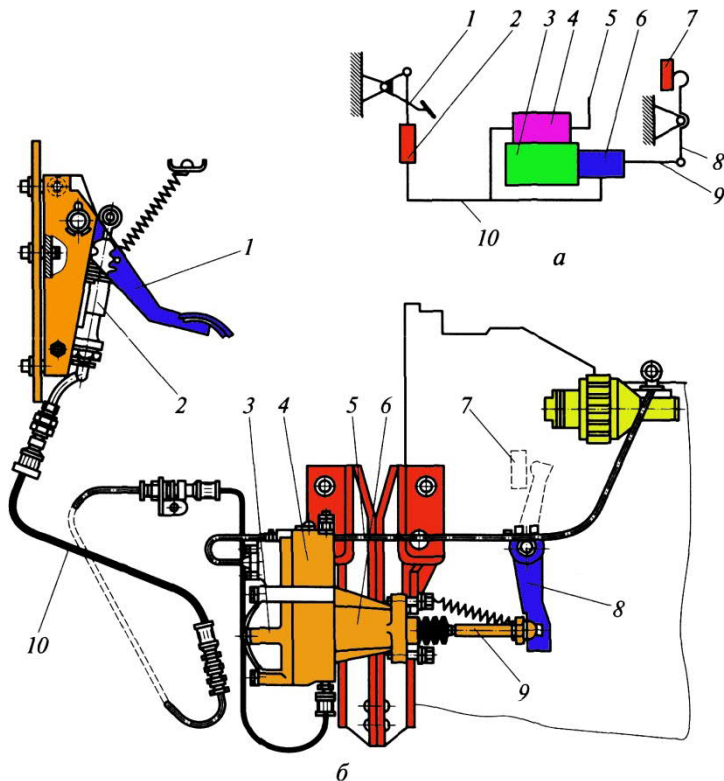


Рис. 11. Гидропривод с пневмоусилителем управления сцеплением автомобилей КамАЗ;

а – принципиальная схема привода; *б* – конструкция привода; 1 – педаль сцепления; 2 – главный цилиндр; 3 – цилиндр пневмоусилителя; 4 – следящее устройство пневмоусилителя; 5 – воздухопровод; 6 – рабочий гидроцилиндр; 7 – муфта выключения с подшипником; 8 – рычаг; 9 – шток; 10 – трубопроводы и шланги гидропривода

Ведомые диски установлены на валу через ступицы с шлицевыми соединениями. Требуемую силу сжатия дисков обеспечивают нажимные пружины. Привод: отводка с выжимным подшипником 4, отжимные рычаги 3, шарнирами соединенные с нажимным диском 19. Выжимной подшипник передвигается при перемещении педали через рычаги 6, 14 и тягу 13. Каждый ведомый стальной диск 18 с приклепанными фрикционными накладками соединен со ступицей через пластину с прорезями, в которых установлены с натягом демпферные пружины. Стальной диск может перемещаться относительно ступицы, сжимая демпферные пружины. Пружины, а также трение между стальным диском и ступицей гасят энергию крутильных колебаний, демпфируют резкое изменение нагрузки (например, при резком отпуске педали сцепления).

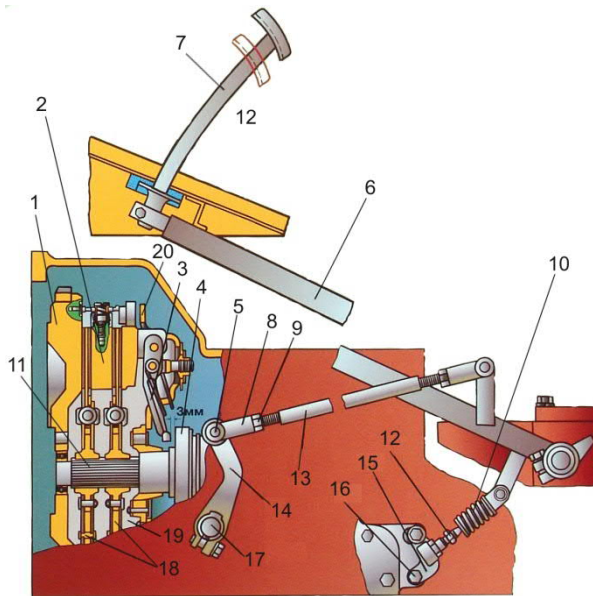


Рис. 12. Двухдисковое сцепление тракторов МТЗ:

1 – маховик; 2 – диск промежуточный; 3 – отжимной рычаг; 4 – выжимной подшипник отводки; 5 – палец; 6 – рычаг; 7 – стержень педали; 8 – вилка; 9 – контргайка; 10 – пружина сервомеханизма; 11 – вал; 12 – винт-упор; 13 – тяга; 14 – рычаг; 15 – кронштейн; 16 – болт; 17 – вал выключения сцепления; 18 – ведомые диски сцепления; 19 – нажимной ведущий диск; 20 – кожу сцепления

Регулировка сцепления. Величина свободного хода педали управления сцеплением должна быть в пределах 30..40 мм, что соответствует зазору 3 мм между подшипником 4 отводки и отжимным рычагом 3. Свободный ход педали сцепления регулируют изменением длины тяги 13 следующим образом:

- отсоединить тягу 13 от рычага 14, расшплинтовав и вынув палец 5;

- вывинчивая винт-упор 12 вернуть педаль в исходное положение до упора в полк кабины;

- повернуть рычаг 14 против часовой стрелки до упора выжимного подшипника 4 в отжимные рычаги 3 и, вращая вилку 8 тяги 13, совместить отверстия рычага и вилки, после чего завернуть вилку 8 на 5...5,5 оборотов и соединить с рычагом при помощи пальца 5;

- убедится в том, что педаль сцепления надежно возвращается до упора в полк. При зависании педали в промежуточном положении отрегулировать усилие пружины сервоустройства с помощью винта-упора 12 или изменить положение кронштейна 15, повернув его относительно оси болта 16 крепления.

Муфты сцепления с диафрагменными пружинами (рис. 13). Диафрагменная пружина в свободном состоянии (рис. 13, в) имеет вид усеченного конуса с радиальными прорезями, которые образуют лепестки, сходящиеся к центру. Лепестки выполняют функции рычагов выключения. Пружину 4 (рис.13, а) устанавливают между нажимным диском 3 и кожухом 2. При установке кожуха на маховик пружина поворачивается относительно опор – стальных колец, закрепленных заклепками на кожухе. При повороте она воздействует на приливы нажимного диска, выполненные по его наружному диаметру, и прижимает диск к маховику 1. При выключении сцепления перемещают выжимной подшипник 6 (рис.13, б) влево, нажимают на концы лепестков пружины, которые поворачивают пружину 4 относительно опорных колец и отводят нажимной диск от ведомого диска 5.

Диафрагменная пружина имеет упругую нелинейную характеристику (рис.13, з). При такой характеристике пружины усилие на педали в конце выключения сцепления несколько уменьшается, а при износе дисков изменение нажимного усилия незначительно. Применение диафрагменной пружины сокращает число деталей сцепления, уменьшает его габаритные размеры, обеспечивает равномерное распределение нажимного усилия по всей окружности нажимного диска, уменьшает влияние центробежных сил.

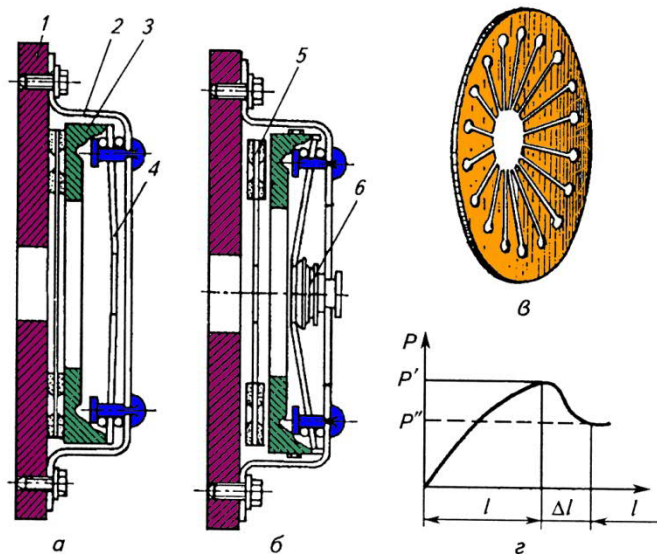


Рис. 13. Муфта сцепления с диафрагменной пружиной:

a – муфта включена; *б* – муфта выключена; *1* – маховик; *2* – кожух; *3* – нажимной диск; *4* – диафрагменная пружина; *5* – ведомый диск; *6* – выжимной подшипник; *в* – диафрагменная пружина; *г* – характеристика пружины; Δl – перемещение выжимного подшипника; P – усилие сжатия пружины

3. Коробки передач

Коробка передач является агрегатом трансмиссий автомобилей и тракторов и служит для изменения передаваемого вращающего момента и частоты вращения в заданном диапазоне реверсирования выходного вала и длительного отсоединения двигателя от ведущих колес.

В зависимости от принципа действия различают КП механические (ступенчатые и бесступенчатые), гидромеханические и гидродинамические.

Главными требованиями, предъявляемыми к ступенчатым КП, являются:

- обеспечение наилучших тяговых и топливно-экономических свойств автомобиля;
- высокий КПД;
- легкость управления;

- безударное переключение передач и бесшумность работы;
- невозможность включения одновременно двух передач;
- надежное удержание передач во включенном и нейтральном положениях;

- малые габаритные размеры и масса;
- надежность конструкции, удобство обслуживания и ремонта.

В основе классификации ступенчатых КП лежат такие их характерные признаки, как:

- подвижность валов и осей – КП с неподвижными в пространстве валами и планетарные (с перемещающимися в пространстве осями шестерен-сателлитов);

- число валов – двух-, трех- и многовальные КП;

- число ступеней для движения вперед – трех-, четырех-, пяти и многоступенчатые КП;

- способ зацепления шестерен – КП с передвигающимися шестернями и с шестернями постоянного зацепления;

- взаимное расположение ведущего и ведомого валов – соосные и несоосные КП;

- способ управления – неавтоматические, полуавтоматические и автоматические КП.

В настоящее время наибольшее распространение получили четырех-, пятиступенчатые КП с неподвижными в пространстве валами. Чтобы получить нужную передачу, в такой КП достаточно включить один элемент управления. Изменение величины вращающего момента и частоты вращения выходного вала КП осуществляется соответствующей парой шестерен, устанавливающей определенное значение передаточного числа трансмиссии.

Изменение направления вращения (реверсирование) выходного вала КП выполняется при помощи дополнительной шестерни, которая изменяет направление вращения ведомого вала. Длительное отсоединение двигателя от ведущих колес получается при нейтральном положении механизмов переключения передач в КП, когда пары шестерен не соединены и отсутствует передача вращающего момента от ведущего вала к ведомому.

Для получения большого числа ступеней применяют составные и многовальные КП, которые называются многоступенчатыми. Эти КП с числом ступеней 6...15 устанавливают на грузовые автомобили-тягачи большой грузоподъемности и высокой проходимости.

Трехвальные КП, имеющие прямую передачу, являются соосными, а двухвальные КП – несоосными. Большинство механических КП выполнены таким образом, что каждая работающая зубчатая пара передает весь вращающий момент, подводимый от двигателя.

Рассмотрим кинематические схемы некоторых КП. Наиболее простая схема двухвальной тракторной КП (рис. 14, *а*) выполнена по несоосной схеме и получила наибольшее распространение на тракторах. Передача подводимой мощности в такой КП осуществляется одной из пар шестерен переднего хода. Включение передачи осуществляется при передвижении блока прямозубых шестерен вдоль ведущего вала 1 до зацепления с шестерней ведомого вала 2. Существенной особенностью двухвальной КП является отсутствие в ней прямой передачи.

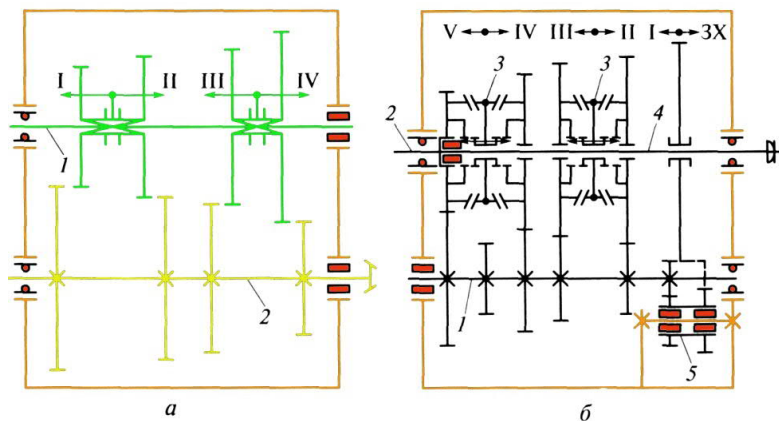


Рис. 14. Кинематические схемы коробок передач:
а – двухвальная тракторная: 1 – вал ведущий; 2 – вал ведомый; *б* – трехвальная автомобильная: 1 – вал промежуточный; 2 – вал ведущий (первичный); 3 – синхронизаторы; 4 – вал ведомый (вторичный); 5 – блок шестерен заднего хода; I-V – передачи; ЗХ – задний ход; $\leftarrow \bullet \rightarrow$ – направление перемещения шестерни или муфты синхронизатора при включении передачи

В трехвальной автомобильной КП (рис.14, *б*) силовой поток проходит последовательно через два зубчатых зацепления, что позволяет реализовать передаточные числа до $i_k = 7 \dots 9$. Такая КП объединяет три основных вала: ведущий (первичный) 2, ведомый (вторичный) 4 и промежуточный 1. Первичный и вторичный валы соосны.

Шестерня первичного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней промежуточного вала. Таким образом, промежуточный вал вращается постоянно. На вторичном валу на подшипниках установлены шестерни, находящиеся в постоянном зацеплении с соответствующими шестернями промежуточного вала.

С помощью синхронизаторов 3 и зубчатых муфт в работу включается та или иная пара шестерен.

Прямую передачу получают включением зубчатой муфты передачи V посредством перемещения влево кольца синхронизатора.

Мощность от двигателя напрямую передается на ведомый (вторичный) вал КП, таким образом, реализуется для КП режим наибольшего КПД. Изменение направления вращения ведомого вала КП выполняется при помощи блока 5 шестерен заднего хода.

Данная схема КП сложнее используемой на тракторах, однако, она получила повсеместное распространение на автомобилях. Это объясняется тем, что большинство автомобилей основное время движения работают в определенном режиме скорости и нагрузки, т.е. на какой-то одной, чаще на прямой, передаче, остальные же передачи работают в основном при разгоне и повышенных сопротивлениях движению.

Тракторы, эксплуатируемые, как правило, во внедорожных условиях, работают в основном на ряде промежуточных передач, которые тракторист выбирает в зависимости от конкретных условий движения, поэтому прямая передача не имеет для них такого значения, как для автомобилей.

Как было указано ранее, автомобили повышенной грузоподъемности и проходимости, а также тракторы, которым приходится работать в тяжелых дорожных условиях, должны иметь расширенный диапазон передаточных чисел КП.

Многоступенчатые составные автотракторные КП образуются присоединением к базовой КП дополнительного редуктора. В основном это двухступенчатые редукторы с прямой и замедляющей передачами, обеспечивающие удвоение числа ступеней КП. Чтобы получить требуемую ступень КП, нужно включить два элемента управления: один – в базовой КП, другой – в дополнительном редукторе.

Возможно переднее и заднее расположение дополнительного редуктора. При заднем расположении увеличение общего передаточного числа не приводит к росту нагруженности деталей базовой КП. Широкое применение на автомобилях высокой грузоподъемности (автопоездах) получили КП с делителями. Делитель представляет собой дополнительный редуктор, который увеличивает число передач вдвое и практически не расширяет диапазон передаточных чисел КП, а уплотняет ряд передач внутри этого диапазона. Базовые КП в этом случае могут выполняться с расширенным диапазоном передаточных чисел, что позволяет использовать их без делителя на моделях автомобилей, предназначенных для работы без трейлеров и прицепов. Разбивка ряда

передаточных чисел базовой КП может при этом не соответствовать закону геометрической прогрессии.

Из кинематической схемы составной автомобильной КП с делителем видно, что делитель имеет прямую высокую В (рис. 15, а) и низкую Н передачи.

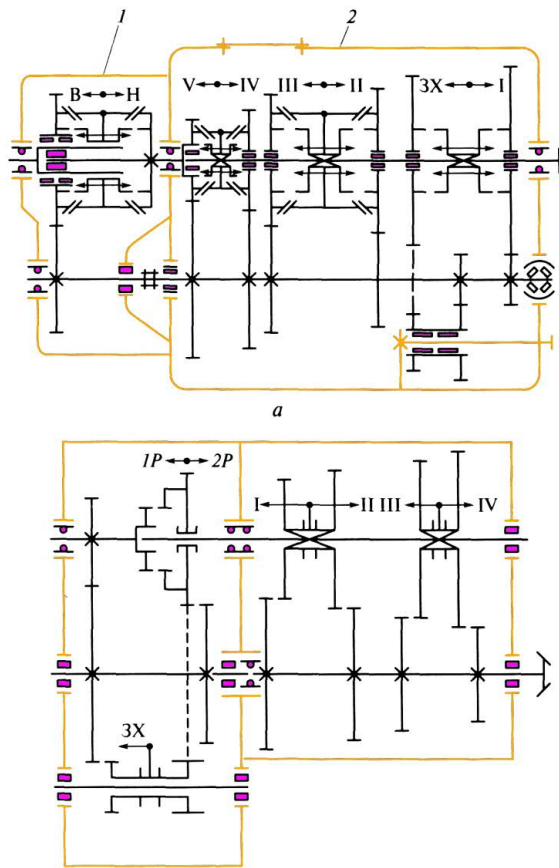


Рис. 15. Кинематические схемы ^б составных коробок передач:
 а – автомобильная с делителем; б – тракторная восьмискоростная; 1 – делитель; 2 – пятискоростная КП; I-V – передачи; В – ряд высоких передач; Н – ряд низких передач; 3X – задний ход; 1P – прямая передача; 2P – замедляющая передача; \leftrightarrow – направление перемещения шестерни или муфты синхронизатора при включении передачи

Такой редуктор не снижает общий КПД трансмиссии, так как число зубчатых пар, передающих вращающий момент, то же, что у базовой КП.

На рис.15, б приведена схема составной тракторной восьмискоростной КП гусеничного трактора. Такая КП обеспечивает восемь передач вперед и четыре назад, в том числе трехвальный редуктор имеет прямую и пониженную передачи (см. передачи 1Р и 2Р на рис.15, б), а также задний ход (ЗХ), а базовая двухвальная КП имеет четыре передачи.

Рассмотрим более подробно устройство и работу КП автомобиля КамАЗ-5320. На нем установлена механическая десятиступенчатая КП (рис.16), которая объединяет трехвальную трехходовую пятиступенчатую базовую КП и передний двухвальный редуктор-делитель. Такая коробка устанавливается на всех модификациях автомобилей КамАЗ, предназначенных для постоянной работы в составе автопоезда. На модификациях для работы без прицепа может быть установлена только пятиступенчатая КП.

Зубчатое колесо ведущего вала коробки передач, выполненное вместе с валом, находится в постоянном зацеплении с зубчатым колесом 22 привода промежуточного вала. Зубчатое колесо ведущего вала имеет конусную часть для соединения с фрикционным кольцом синхронизатора, а также внутренний зубчатый венец, предназначенный для соединения с зубчатым венцом синхронизатора. Передней опорой ведомого вала служит роликоподшипник, установленный в гнезде ведущего вала, а задней – шарикоподшипник, размещенный в гнезде стенки картера.

На переднем конце ведомого вала нарезано три зубчатых венца, предназначенных для установки синхронизатора 5 четвертой и пятой передач. На цилиндрической шейке вала при помощи втулок и роликоподшипников устанавливаются зубчатые колеса 6, 7 и 9 соответственно четвертой, третьей и второй передач. Зубчатые колеса 7 и 9 имеют конусы и зубчатые венцы для работы с синхронизатором 8, размещенным между ними на шлицевой части вала, состоящей из трех зубчатых венцов. Крайние венцы имеют меньшую толщину зуба по сравнению со средним венцом, что предотвращает самопроизвольное выключение передач.

Втулка зубчатого колеса 13 первой передачи, соединяющаяся шлицами с валом, имеет наружную часть, выполненную по двум диаметрам. По шлицам цилиндрической части большего диаметра перемещается муфта 12 включения передачи заднего хода и первой передачи, на цилиндрической шейке меньшего диаметра установлен подшипник зубчатого колеса первой передачи. Все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении с соответствующими зубчатыми

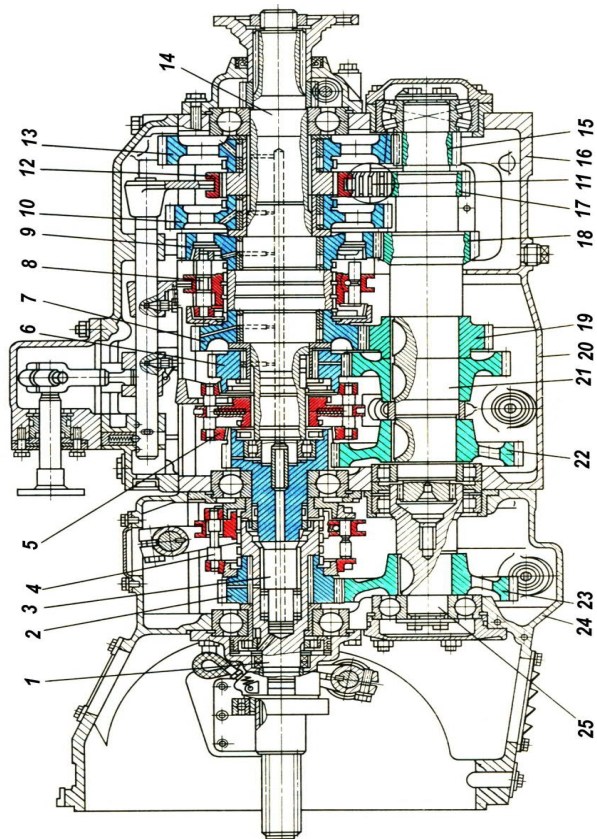


Рис. 16. Устройство коробки передач автомобиля КамАЗ-5320:

1 – ведущий вал делителя; 2 – зубчатое колесо ведущего вала делителя; 3 – ведущий вал коробки передач; 4 – синхронизатор делителя; 5 – синхронизатор четвертой и пятой передач; 6 – зубчатое колесо четвертой передачи ведомого вала; 7 – зубчатое колесо третьей передачи ведомого вала; 8 – синхронизатор второй и третьей передач; 9 – зубчатое колесо второй передачи ведомого вала; 10 – зубчатое колесо передачи заднего хода ведомого вала; 11 – блок зубчатых колес передачи заднего хода; 12 – муфта включения передачи заднего хода и первой передачи; 13 – зубчатое колесо первой передачи ведомого вала; 14 – ведомый вал; 15 – зубчатый венец первой передачи промежуточного вала; 16 и 20 – картер коробки; 17 – зубчатый венец промежуточного вала для включения передачи заднего хода; 18 – зубчатый венец второй передачи; 19 – зубчатое колесо третьей передачи промежуточного вала; 21 – промежуточный вал коробки передач; 22 – зубчатое колесо привода промежуточного вала коробки передач; 23 – зубчатое колесо привода промежуточного вала делителя; 24 – картер делителя; 25 – промежуточный вал делителя

колесами и зубчатыми венцами промежуточного вала, а колесо 10 передачи заднего хода – с малым венцом блока 11 зубчатых колес передачи заднего хода. Зубчатые колеса первой передачи и передачи заднего хода прямозубые, а остальные – косозубые.

Промежуточный вал 21 передним концом опирается на цилиндрический роликоподшипник, установленный в гнезде переднего торца картера, а задним – на сферический роликоподшипник, размещенный в стакане гнезда заднего торца картера. Для соединения с промежуточным валом делителя передний конец промежуточного вала коробки передач имеет шлицы.

Зубчатые колеса третьей и четвертой передач, а также зубчатое колесо 22 привода промежуточного вала напрессованы на вал и зафиксированы сегментными шпонками. Зубчатые колеса передачи заднего хода, первой и второй передач изготовлены вместе с валом. Блок 11 зубчатых колес передачи заднего хода, имеющий два прямозубых зубчатых венца, установлен на двух роликоподшипниках на оси, зафиксированной стопорной планкой. Венец большего диаметра находится в постоянном зацеплении с венцом 17 промежуточного вала 21.

Делитель механического типа, удваивающий число передач, состоит из ведущего 1 и промежуточного 25 валов, одной пары зубчатых колес 2 и 23, синхронизатора 4 и механизма переключения передач. Передний шарикоподшипник ведущего вала 1 делителя расположен в расточке коленчатого вала, а задний – в гнезде перегородки картера 24 делителя, выполненного как одно целое с картером муфты сцепления.

Косозубое колесо 2, находящееся в постоянном зацеплении с колесом 23 привода промежуточного вала 25 делителя, свободно вращается на ведущем валу на роликоподшипниках. Зубчатое колесо 2 имеет конус и зубчатый венец для взаимодействия с синхронизатором делителя.

Передний конец промежуточного вала делителя установлен в шарикоподшипнике, помещенном в гнезде перегородки картера делителя, а задний – в роликоподшипнике, укрепленном в гнезде задней стенки картера. Промежуточные валы делителя и коробки передач имеют шлицевое соединение. Зубчатое колесо 23 напрессовано на промежуточный вал 25 делителя и зафиксировано сегментной шпонкой.

Делитель обеспечивает две передачи: прямую, при которой синхронизатор делителя перемещен вправо и соединяет между собой ведущие валы делителя и коробки передач, и повышающую, при которой синхронизатор перемещен влево и соединяет ведущий вал делителя с зубчатым колесом 2 (далее вращение через зубчатое колесо 23 передается на промежуточные валы делителя и коробки передач).

При прямой передаче делителя коробка передач работает как обычная пятиступенчатая. При перемещении муфты 12 вперед или назад происходит включение соответственно передачи заднего хода или первой передачи. При первой передаче вращение с ведущего вала через зубчатое колесо 23 передается на промежуточный вал, а затем через зубчатый венец 15, зубчатое колесо 13 и муфту 12 на ведомый вал. При заднем ходе (муфта включения смещена вперед) вращение с промежуточного вала передается на ведомый вал через зубчатый венец 17, большой венец блока 11 зубчатых колес передачи заднего хода, малый венец, зубчатое колесо 10 и муфту 12.

Вторую передачу включают перемещением синхронизатора 8 второй и третьей передач назад, соединяя с ведомым валом зубчатое колесо 9 второй передачи, находящееся в постоянном зацеплении с зубчатым венцом 18. Смещением синхронизатора вперед соединяют ведомый вал с зубчатым колесом 7 третьей передачи, находящимся в постоянном зацеплении с зубчатым колесом 19 промежуточного вала. Четвертую и пятую передачи включают перемещением синхронизатора 5 соответственно назад или вперед. При четвертой передаче вращение на ведомый вал передают зубчатые колеса, а при пятой передаче при помощи синхронизатора соединяются ведущий и ведомый валы (прямая передача). При повышающих передачах промежуточный вал коробки передач получает вращение через зубчатые колеса 2 и 23 делителя в результате смещения синхронизатора 4 делителя вперед. Дальнейшее включение четырех повышающих передач происходит аналогично включению четырех понижающих передач. При пятой повышающей передаче вращение с промежуточного вала коробки передач передается через зубчатое колесо 22 постоянного зацепления на ведущий вал коробки передач и далее на ведомый вал через смещенный вперед синхронизатор 5.

Привод к спидометру смонтирован в крышке подшипника выходного конца вторичного вала. В зависимости от передаточного числа применяемой на автомобиле главной передачи и размеров шин для обеспечения правильности показания спидометра предусмотрены сменные цилиндрические шестерни.

Механизм переключения передач в КП состоит из инерционных синхронизаторов, зубчатой муфты включения I передачи и ЗХ, переключающих валиков с вилками переключения, сухарей, фиксирующих шариков и устройства для предохранения от случайного включения ЗХ. Конструкция и работа синхронизаторов аналогична синхронизатору, позволяющему включать передачу только после выравнивания частоты вращения соединяемых частей муфты.

В пятиступенчатых коробках передач пятую передачу часто делают повышающей с передаточным числом, меньшим единицы. Наличие такой передачи улучшает топливную экономичность

автомобиля и уменьшает износ деталей двигателя, так как появляется возможность снизить частоту вращения коленчатого вала при той же скорости движения автомобиля.

В пятиступенчатой коробке передач с повышающей передачей автомобиля МАЗ-5335 (рис. 17) для улучшения смазывания ее деталей установлен специальный масляный насос 25. В рассмотренных ранее конструкциях коробок передач все трущиеся детали смазывались маслом, захватываемым вращающимися зубчатыми колесами из масляной ванны. В коробке передач автомобиля МАЗ-5335 вращение от переднего торца промежуточного вала 17 передается зубчатым колесам масляного насоса 25, забирающего масло из поддона и нагнетающего его по каналам передней стенки картера, передней крышки, ведущего и ведомого валов к переднему подшипнику ведомого вала и к подшипникам косозубых зубчатых колес постоянного зацепления, установленных на этом валу.

Ведущий вал через зубчатые колеса 3 и 24 передает вращение колесам промежуточного вала 17. На ведомом валу имеются два синхронизатора 10 и 4 для включения второй, третьей, четвертой и пятой передач. При перемещении синхронизатора 4 вперед обеспечивается четвертая передача соединением ведущего и ведомого валов между собой, а пятая передача включается при перемещении синхронизатора 4 назад. При этом вращение на ведомый вал передается синхронизатором через зубчатые колеса 22 и 8. Смещением синхронизатора 10 вперед через зубчатые колеса 21 и 9 осуществляется третья передача, перемещением синхронизатора 10 назад через зубчатые колеса 19 и 11 – вторая передача.

Первая передача получается при перемещении зубчатого колеса 12 вперед и соединения его с зубчатым венцом промежуточного вала 17. При смещении колеса 12 назад оно входит в зацепление с блоком зубчатых колес передачи заднего хода. При этом второе колесо блока зубчатых колес передачи заднего хода находится в постоянном зацеплении с зубчатым венцом промежуточного вала.

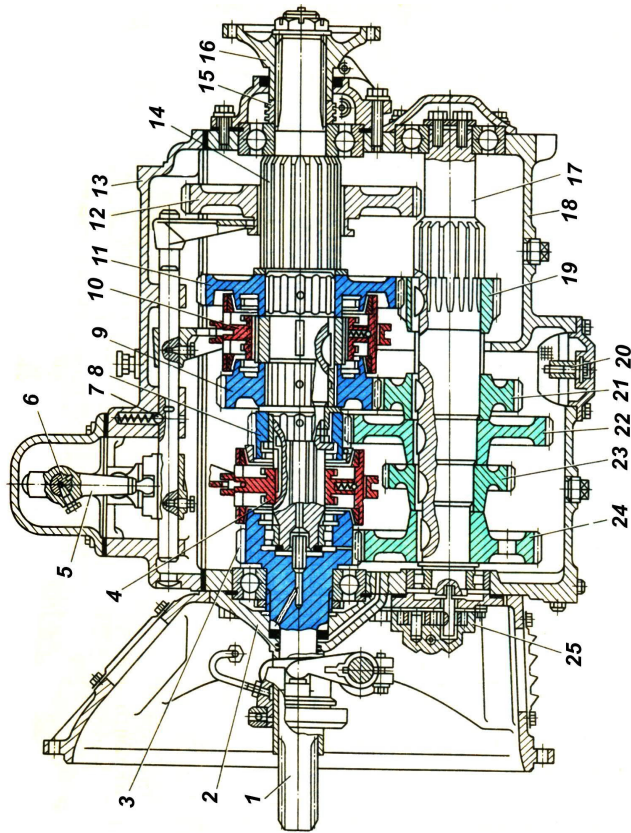


Рис. 17. Устройство коробки передач автомобиля МАЗ-5335:

1 – ведущий вал; 2 – крышка подшипника ведущего вала; 3 – зубчатое колесо ведущего вала; 4 – синхронизатор четвертой и пятой передач; 5 – рычаг переключения передач; 6 – вал рычага переключения; 7 – шарик фиксатора с пружиной; 8 – зубчатое колесо пятой передачи ведомого вала; 9 – зубчатое колесо третьей передачи ведомого вала; 10 – синхронизатор второй и третьей передач; 11 – зубчатое колесо второй передачи ведомого вала; 12 – зубчатое колесо первой передачи и передачи заднего хода ведомого вала; 13 – верхняя крышка коробки передач со штоком и вилками; 14 – ведомый вал; 15 – червячное колесо привода спидометра; 16 – фланец крепления карданного вала к коробке передач; 17 – промежуточный вал с зубчатым венцом первой передачи и передачи заднего хода; 18 – картер коробки передач; 19 – зубчатое колесо второй передачи промежуточного вала; 20 – заборник масляного насоса с магнитом; 21 – зубчатое колесо третьей передачи промежуточного вала; 22 – зубчатое колесо пятой передачи промежуточного вала; 23 – зубчатое колесо отбора мощности; 24 – зубчатое колесо привода промежуточного вала; 25 – масляный насос; 26 – ось блока зубчатых колес передачи заднего хода; 27 – блок зубчатых колес передачи заднего хода

Коробка передач и понижающий редуктор тракторов МТЗ-80/82 представлена на рис.18.

Девятиступенчатая коробка передач множительного типа совместно с понижающим редуктором обеспечивает 18 передач переднего и четыре передачи заднего хода. Ее корпус, соединенный с корпусом сцепления и заднего моста – это составная часть остова трактора. На тракторе МТЗ-82 вместо правой крышки к корпусу прикреплена раздаточная коробка. Вместо левой крышки можно установить ходоуменьшитель или редуктор бокового ВОМ.

Понижающий редуктор расположен в заднем отсеке корпуса сцепления. Его ведущая шестерня 2 через игольчатый подшипник опирается на вал 1, а ведомая 7 закреплена на переднем конце первичного вала 8 коробки. С этими шестернями постоянно зацеплены венцы промежуточных шестерен 30 и 31, выполненных в общем блоке. Этот блок вращается на двух шариковых подшипниках. Кронштейн, где они находятся, одновременно служит гнездом шарикового подшипника внутреннего вала 33, соединенного шлицевой втулкой с валом привода ВОМ.

Редуктор переключают, перемещая муфту 5 по зубчатому пояску вала 1. При смещении назад муфта захватывает малый венец 6 шестерни 7, в результате валы 1 и 8 соединяются напрямую – редуктор выключен. Если муфту переместить вперед (на рисунке влево), она захватывает малый венец 3 шестерни 2 и жестко соединит ее с валом 1. Поскольку теперь первичный вал будет получать привод через две пары шестерен, частота его вращения уменьшится в 1,34 раза.

Первичный 8 и вторичный 17 валы коробки размещены на одной прямой. Вал 8 вместе с находящимися на его шлицах каретками 10 и 13 вращается в двух шариковых подшипниках. Передний установочный подшипник закреплен в стакане корпуса, а задний находится в расточке вторичного вала.

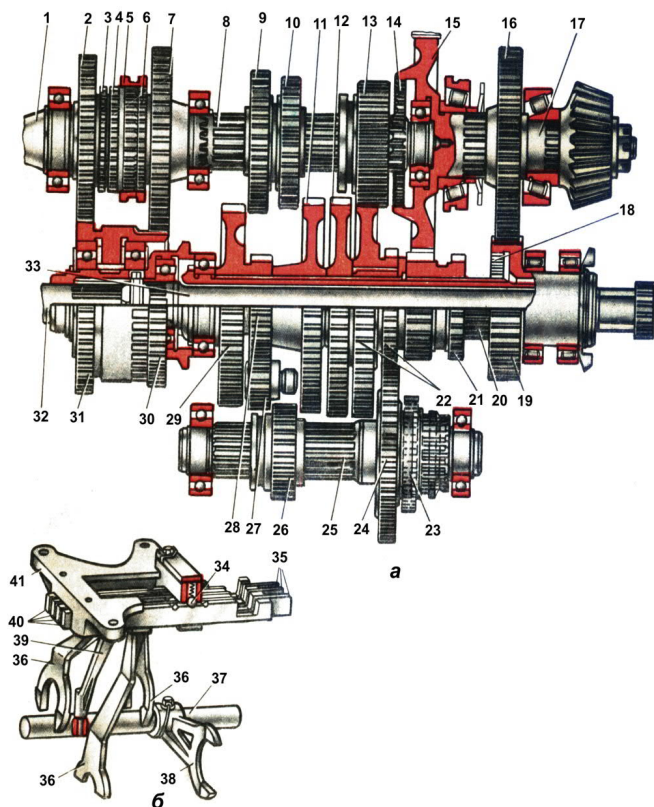


Рис. 18. Коробка передач трактора МТЗ-80/82:

а – схема; *б* — механизм переключения; 1 – вал сцепления; 2 – ведущая шестерня понижающего редуктора; 3, 4 и 6 – дополнительные зубчатые венцы для включения понижающего редуктора; 5 – подвижная зубчатая муфта; 7 – ведомая шестерня понижающего редуктора; 8, 17 и 20 – первичный, вторичный и промежуточный валы; 9, 10 и 13 – каретки V и VIII, IV и VII и III, VI и IX передач; 11 и 12 – ведомые шестерни I, II, IV, VII и III и VI передач, 14 и 18 – внутренние зубчатые венцы для включения IX (прямой) передачи и второй ступени редуктора; 15 и 16 – ведомые шестерни первой и второй ступеней редуктора; 19 – ведущая шестерня второй ступени редуктора; 21 и 23 – каретки включения редуктора и ходоуменьшителя; 22 и 27 – промежуточные шестерни; 24 – ведомая шестерня привода вала I и II передач; 25 – вал I и II передач; 26 – каретка включения I и II передач и заднего хода; 28 и 29 – ведомые шестерни заднего хода, V и VIII передач; 30 и 31 – промежуточные шестерни понижающего редуктора; 32 – вал привода ВОМ; 33 – внутренний вал; 34 – фиксатор; 35 – пластина; 36 и 38 – вилки; 37 – валик; 39 – поводок; 40 – ползуны; 41 – корпус механизма переключения

Вал 17 изготовлен заодно с ведомой шестерней 15 первой ступени редуктора. На шлицах вала закреплены ведомая шестерня 16 второй ступени редуктора и коническая шестерня, под которую устанавливают регулировочную шайбу, чтобы расстояние от заднего торца шестерни до привалочной плоскости корпуса составляло – 0,15 мм. Подбором прокладок под фланец стакана регулируют зазор в конических подшипниках так, чтобы вторичный вал можно было повернуть, приложив момент 7...8 Н·м.

Промежуточный вал 20 передним концом опирается на шариковый подшипник, а задним (через бронзовую втулку) – на ступицу ведущей шестерни 18 второй ступени редуктора. Ступица вращается в двух роликовых подшипниках, которые установлены в стакане, закрепленном в расточке корпуса. На заднем торце ступицы выполнены выступы для соединения с кулачковой муфтой включения синхронного ВОМ.

Промежуточный вал – трубчатый, в нем пропущен внутренний вал 33 привода независимого ВОМ. На шлицах промежуточного вала, где установлены шестерни, зафиксированные упорной шайбой с пружинным кольцом, может перемещаться каретка 21. Шестерня 12 имеет удлиненную шлифованную ступицу. На нее бронзовой втулкой опирается блок 22 промежуточных шестерен, который передает вращение от первичного вала шестерне 22, установленной на шлифованном пояске вала I и II передач.

Вал 25 вращается в двух шариковых подшипниках. Спереди на его шлицах установлена каретка 26 для включения I и II передач и заднего хода, а сзади – шестерня 23. На тракторах без ходоуменьшителя эта шестерня сдвинута вперед и зафиксирована пружинным кольцом. Внутренние шлицы ступицы этой шестерни захватывают зубчатый пояс на ступице шестерни 24 и блокируют последнюю с валом.

Проследим, как передается вращение с первичного вала на вторичный при включении различных передач.

Высшая (IX передача) – прямая. Ее включают, непосредственно соединяя первичный 8 и вторичный 17 валы. Для этого каретку 13 перемещают назад (на рисунке вправо) и вводят в зацепление с внутренним зубчатым венцом 14 шестерни 15.

При включении остальных передач вращение с первичного вала на вторичный передается через промежуточный вал 20, а для получения I и II передач и заднего хода – еще и через вал 25.

Поскольку промежуточный вал лишь опирается на ступицу шестерни 19, то они вращаются независимо. Поэтому, если каретку 21 переместить по шлицам промежуточного вала влево и ввести в зацепление с шестерней 15 вторичного вала (положение показано на рисунке), то включится первая ступень редуктора. Перемещая каретки

13, 10 и 9 по шлицам первичного вала и вводя их в зацепление с шестернями 12, 11 и 29, получают соответственно III, IV и V передачи. Если же каретку 21 редуктора переместить вправо и ввести в зацепление с внутренним зубчатым венцом 18 шестерни 19, то шестерня и промежуточный вал будут вращаться как одно целое. Частота вращения вторичного вала при этом увеличится, т. е. включится вторая ступень редуктора. Если теперь вводить в зацепление те же каретки и шестерни, то будут получены еще три передачи: VI, VII и VIII.

Передачи умножаются редуктором и при включении I, II передач, а также заднего хода. Шестерня 22 вращается на промежуточном валу свободно, как на оси. Будучи постоянно зацепленной большим венцом с кареткой 13, а малым – с шестерней 24, она передает вращение на вал 25. Последний вращается в том же направлении, что и первичный, но значительно медленнее его, так как обе ведущие шестерни, участвующие в передаче, меньше ведомых. Поэтому, когда каретку 26 вводят в зацепление с шестерней 11, промежуточный вал вращается с самой малой частотой. Если с помощью каретки 21 переключить редуктор, то будут получены I и II передачи.

Если каретку 26 переместить влево и ввести в зацепление с шестерней 27, то промежуточный вал будет вращаться медленно в обратном направлении. Поэтому, переключая редуктор, получают две передачи заднего хода.

Механизм переключения состоит из четырех ползунов 40, которые вместе с неподвижными замковыми пластинами 35 смонтированы в корпусе 41. К трем ползунам приварены вилки 36, а к правому крайнему – поводок 39, соединенный с валиком 37, на котором закреплена вилка 38 переключения редуктора. Валик вставлен в отверстие стенок корпуса коробки. Ползуны удерживаются шариковыми фиксаторами 34. Механизма блокировки в коробке передач нет.

При переключении передач сначала включают редуктор. Для этого нижний конец рычага заводят в удлиненный паз правого ползуна 15 и включают нужную ступень редуктора. Затем, возвратив рычаг в нейтральное положение, заводят его нижний конец в паз одного из трех остальных ползунов и включают нужную передачу.

Легкость управления любой КП зависит от ее конструктивной схемы, способа переключения передач и типа привода переключения. Передачи можно переключать с помощью передвигающихся шестерен, зубчатых муфт, муфт синхронизаторов, фрикционных или электромагнитных устройств.

Наиболее просты и компактны КП с переключающими передвигающимися шестернями. Однако такие шестерни не могут обеспечить безударного переключения передач, поэтому приходится

применять специальные способы переключения, притормаживая или ускоряя ведомые части сцепления двигателем. Долговечность КП при этом оказывается недостаточной.

Зубчатые муфты несколько повышают долговечность КП, так как удары при переключении воспринимают сразу все зубья или кулачки муфты включения, предотвращая тем самым сколы и смятие торцов зубьев шестерен, что и является основной причиной выхода из строя КП с передвигающимися шестернями. Вместе с тем и в этом случае удары полностью не исключены.

Для безударного переключения передач устанавливают синхронизаторы, которые, однако, при этом усложняют конструкцию КП. Поэтому наибольшее распространение получили КП, в которых высшие передачи переключают синхронизаторами, а низшие – зубчатыми муфтами или передвигающимися шестернями.

Устройство механизмов для переключения передач зависит от конструкции и типа КП. Передвижные шестерни и зубчатые муфты перемещаются механизмом управления. На автомобилях и тракторах рычаг управления устанавливают обычно в шаровой опоре крышки КП. Нижний конец рычага входит в прорезь муфты одного из переключающих валиков *1* (рис.19). Наклоняя рычаг вперед или назад, перемещают в противоположную сторону переключающий валик, который увлекает за собой закрепленную на нем вилку. Вилка передвигает шестерни или зубчатые муфты по валу в требуемом направлении до включения передачи.

Включенную шестерню или муфту необходимо зафиксировать в заданном положении, так как под воздействием больших нагрузок валы, на которых сидят шестерни, прогибаются, возникающие осевые силы стремятся сдвинуть подвижную деталь по шлицам и вывести ее из зацепления. Для того чтобы этого не случилось и передачу не выбивало, должна быть предусмотрена надежная фиксация подвижных деталей в заданном положении. Кроме того, механизм управления должен исключать возможность одновременного включения двух и более передач. Это может произойти, если нижняя головка рычага управления потянет сразу два переключающих валика.

Для выполнения этих требований предназначены фиксаторы и замки КП, показанные на рис. 4.18. На переключающих валиках *1* сделаны углубления *7* по числу необходимых позиций. Положение валика в нужном положении фиксируется шариком *2*. Усилия пружины *3* подбираются такими, чтобы исключить самопроизвольное выключение передачи.

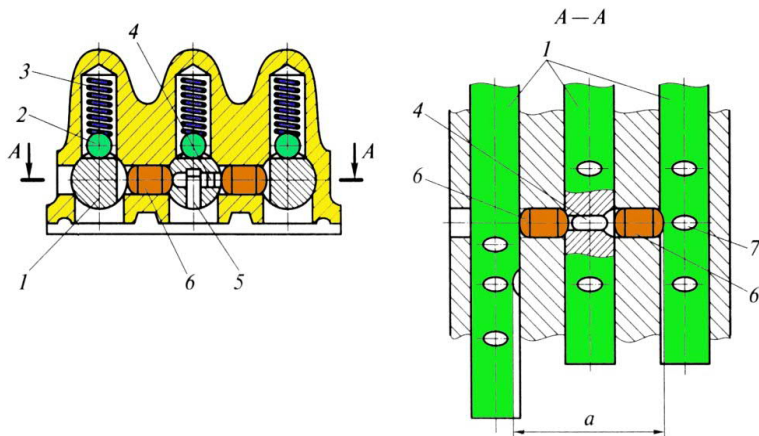


Рис. 19. Фиксаторы и замки коробки передач:
 1 – переключающий валик; 2 – фиксирующий шарик; 3 – пружины; 4 – цилиндрический штифт замка КП; 5 – вертикальный штифт; 6 – сухарь замка КП; 7 – углубления; a – расстояние между углублениями крайних валиков

В показанном устройстве замка кроме углублений для фиксаторов переключающие валки имеют еще боковые углубления. Сухари 6, помещенные в сверлениях крышки между валиками, могут входить сферическими концами в углубления валиков. Средний валик имеет канал, в нем свободно помещен цилиндрический штифт 4, перемещение которого ограничено прорезью и вертикальным штифтом 5. При нейтральном положении КП оси сухарей 6, цилиндрического штифта 4 и боковых углублений валиков совпадают. Суммарная длина сухарей и штифта меньше расстояния между углублениями крайних валиков a примерно на величину одного углубления. Это дает возможность начать перемещение любого из валиков.

Например, водитель начал передвигать левый валик, в углубление которого сухарь входил своей сферой. Усилие, приложенное по оси валика, приведет к тому, что левый сухарь выйдет из углубления левого валика и оба сухаря со штифтом между ними переместятся в крайнее правое положение. Два валика, средний и правый, оказываются запертыми, переместить их невозможно до тех пор, пока левый валик не будет возвращен в нейтральное положение. Следовательно, включение новой передачи невозможно, пока не выключена предыдущая.

Переключение передач сопровождается ударами между зубьями зубчатых колес, что приводит к их изнашиванию. Для уменьшения износа зубчатых колес и шума, возникающих вследствие удара зубьев при переключении передач, служат синхронизаторы, которые выравнивают угловые скорости включаемых зубчатых колес.

Синхронизаторами обычно снабжают зубчатые колеса передач, переключаемых наиболее часто. Зубчатые колеса передач заднего хода у всех автомобилей, как правило, не имеют синхронизаторов, так как этими передачами пользуются сравнительно редко. На автомобиле ГАЗ-53А синхронизаторы имеют третья и четвертая передачи, а на автомобилях ЗИЛ-130, МАЗ-5335 и КамАЗ – вторая, третья, четвертая и пятая передачи. У легковых автомобилей в настоящее время синхронизаторами снабжают все передачи переднего хода.

Рассмотрим устройство и работу синхронизатора коробки передач автомобиля ГАЗ-53А. На шлицах ведомого вала неподвижно закреплена ступица 8 синхронизатора (рис. 20). На поверхности ступицы 8 нарезаны зубья и сделаны три продольных паза 9, в которые установлены сухари 7, имеющие в средней части наружные выступы. На зубья ступицы надета муфта 3, перемещающаяся по ступице в продольном направлении. Сухари наружными выступами входят в кольцевую выточку на внутренней стороне муфты. К внутренней поверхности муфты сухари прижаты двумя пружинами 5.

С обеих сторон ступицы синхронизатора установлены латунные конусные блокирующие кольца 2, торцы которых имеют по три прямоугольных паза под сухари. На внутренней конической поверхности блокирующих колец нарезана резьба с мелким шагом для увеличения трения между конусами блокирующих колец и наружной конической поверхностью зубчатых колес 1 и 6. На наружных поверхностях блокирующих колец и на ступицах зубчатых колес 1 и 6 нарезаны зубья. Торцы зубьев зубчатых колес и блокирующих колец имеют скосы, что облегчает введение их в зацепление.

При нейтральном положении синхронизатора его зубчатая муфта и блокирующие кольца не работают. При включении передачи муфта 3 перемещаетсявилкой 4 и через выступы передвигает сухари, которые прижимают одно из блокирующих колец к конусу зубчатого колеса 1, если включается четвертая (прямая) передача, или к конусу зубчатого колеса 6, если включается третья передача. Вследствие наличия трения между коническими поверхностями зубчатое колесо увлекает во вращательное движение блокирующее кольцо 2 и повертывает его относительно муфты 3 на некоторый угол, так как между сухарем 7 и пазом в торце блокирующего кольца 2 есть зазор. Торцовые скосы зубьев кольца 2 не позволяют зубьям и муфте 3 войти в зацепление с зубчатым венцом на ступице зубчатого колеса и прижимают блокирующее кольцо к конусу колеса.

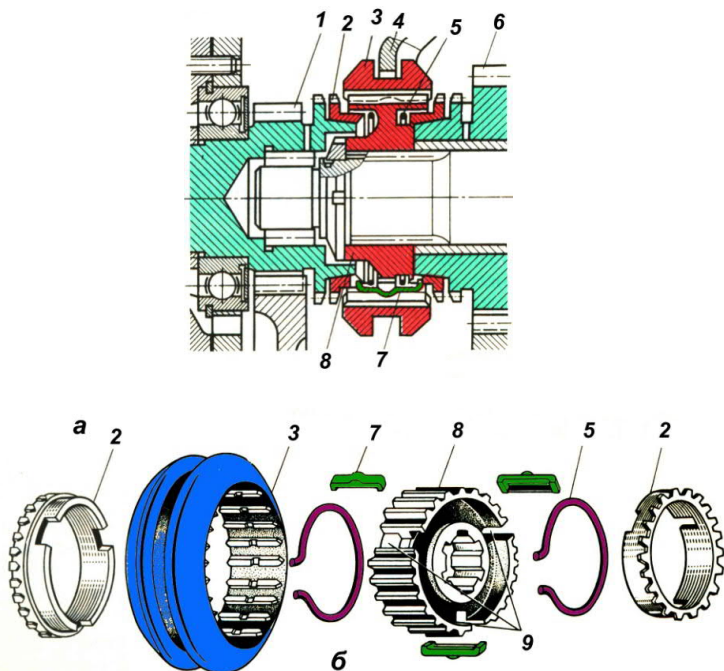


Рис.20. Синхронизатор коробки передач автомобиля ГАЗ-53А:
a – конструкция; *б* – детали; 1 – зубчатое колесо ведущего вала; 2 – конусное блокирующее кольцо; 3 – муфта; 4 – вилка; 5 – пружина; 6 – зубчатое колесо третьей передачи; 7 – сухарь; 8 – ступица; 9 – продольные пазы в ступице

В результате этого постепенно выравниваются частота вращения блокирующего кольца (*a*, следовательно, и ведомого вала) и включаемого зубчатого колеса. Когда эти частоты вращения становятся одинаковыми, зубья муфты синхронизатора вначале входят в зацепление с зубьями блокирующего кольца, а затем и с зубчатым венцом на ступице зубчатого колеса.

Синхронизатор коробки передач тракторов семейства Беларус представляет собой передвижную муфту 1 (рис. 21, *a*) с диском и с зубчатыми венцами 6, на который воздействует вилка переключения. Муфта 1 установлена на шлицах ведомого вала. Диск муфты имеет по три отверстия для пальцев 5 фиксаторов, соединяющих его с двумя сблокированными конусными кольцами 2, и для блокирующих

пальцев 3, жестко связывающих конусные кольца. Между двумя половинками пальца 5 фиксатора расположены две пружины 4.

В нейтральном положении (рис.21, б) корпус синхронизатора расположен посередине между зубчатыми колесами. При включении передачи муфта синхронизатора, перемещая пальцы 5 фиксаторов, прижимает конусное кольцо 2 к конусу зубчатого колеса 7. Муфта, соединенная с ведомым валом, и зубчатое колесо, связанное с промежуточным валом, имеют разные частоты вращения. Вследствие наличия трения между коническими поверхностями кольцо 2 повертывается относительно диска муфты до соприкосновения блокирующих конусных фасок диска с блокирующими пальцами, после чего происходит блокировка колец и муфты (рис.21, в). При выравнивании частот вращения зубчатого колеса и ведомого вала муфта перемещается дальше, а ее зубья бесшумно входят в зацепление с зубчатым венцом зубчатого колеса 7 (рис. 21, г).

Синхронизатор коробки передач автомобиля МАЗ-5335 состоит из кольцевого корпуса 11 (рис. 21, д), на внутренней поверхности которого с обеих сторон запрессованы конические бронзовые кольца, имеющие зубчатую насечку. Внутри корпуса установлена муфта 1 синхронизатора с зубчатыми венцами 6. В фасонные прорези 10 корпуса 11 входят выступы 13 муфты. Штифты 12 муфты входят во внутренний кольцевой паз обоймы 9, имеющей на наружной поверхности выточку для вилки переключения передач. Фиксаторы 14, состоящие из шариков и пружин, удерживают обойму вилки переключения на корпусе 11 синхронизатора, предохраняя ее от самопроизвольного перемещения. Шарик фиксатора прижимается изнутри к корпусу 11 синхронизатора. Для фиксации центрального положения шариков на внутренней поверхности корпуса в его средней части для них есть выемки. Зубчатые колеса всех передач, которые включаются синхронизаторами, имеют наружные конусные поверхности и внутренние зубья, соответствующие зубьям венца 6.

При включении передач вилкой переключения по направлению к включаемому зубчатому колесу из нейтрального положения (рис.21, е) перемещаются обойма 9 и муфта 1, а вместе с последней и весь корпус 11 (рис. 21, ж). Внутренним конусом кольцо 2 прижимается к конусной поверхности зубчатого колеса. От возникающего трения между поверхностями корпус 11 повернется на некоторый угол, и выступы 13 муфты синхронизатора упрутся в края фасонных прорезей 10, продольное движение муфты 1 относительно корпуса синхронизатора при таком положении невозможно.

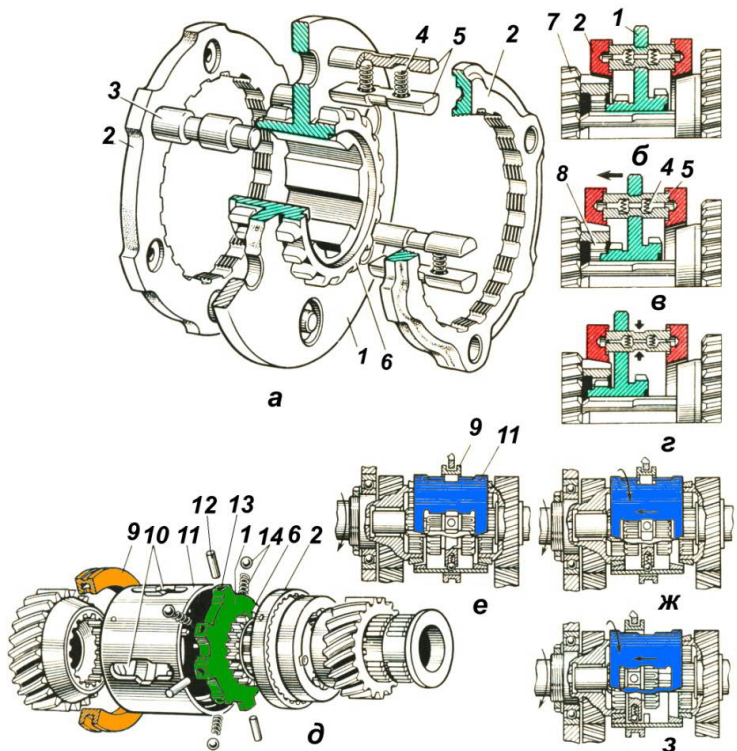


Рис. 21. Синхронизаторы коробок передач:

а - г - тракторов Беларус; *д - з* - автомобиля МАЗ-5335; 1 - муфта синхронизатора; 2 - конусное кольцо; 3 - блокирующий палец; 4 - пружина; 5 - палец фиксатора; 6 - зубчатый венец муфты; 7 - зубчатое колесо; 8 - внутренний зубчатый венец зубчатого колеса; 9 - обойма вилки переключения; 10 - прорези корпуса; 11 - корпус; 12 - штифт; 13 - выступ муфты; 14 - фиксатор

Когда частоты вращения муфты и зубчатого колеса станут равными, муфта может быть передвинута дальше. При этом шарики фиксаторов отождутся внутрь выступов 13, а зубчатый венец 6 муфты войдет в зацепление с внутренними зубьями зубчатого колеса включаемой передачи (рис.21, з).

Включение передач зубчатыми муфтами с синхронизаторами или передвигающими шестернями возможно только в момент разрыва

потока мощности от двигателя к коробке передач, что достигается при выключении сцепления.

Некоторые современные гусеничные и колесные трактора (в частности Беларус-3022) оснащаются КП, конструкции которых позволяют переключать передачи без разрыва или с малым разрывом потока мощности (переключение на ходу). Это ступенчатые шестеренчатые КП, в которых в качестве механизма включения зубчатых пар используются фрикционные муфты, работающие в масле. Если в КП с передвигающимися шестернями операция переключения передач длится 3...5с, то при фрикционном переключении она занимает 0,10...0,15 с. Кинематическая схема многовальная КП трактора с фрикционным включением представлена на рис. 22. При прямолинейном движении управление КП осуществляется двумя элементами: зубчатой муфтой 3 редуктора или ходоуменьшителя и фрикционной муфтой включения соответствующей передачи Φ_{1-IV} .

Гидрофрикционная муфта КП для переключения передач на ходу показана на рис. 22. Конструктивно она выполнена сдвоенной и может по очереди включать две разные передачи. Муфта включается с помощью поршня 10, перемещающегося в гидроцилиндре 6, а выключается пружинами 3. Ведущие диски 11 муфт стальные с металлокерамическими накладками, ведомые диски 12 – стальные.

Шестерни 4 и 9 изготовлены как одно целое с соответствующими ведущими внутренними барабанами фрикционной муфты. Наружные барабаны 8 двойные (один барабан на две муфты), в них смонтированы гидроцилиндры 6. Наружные барабаны являются ведомыми, они установлены на промежуточном валу на шлицах. Уплотнение поршня 10 гидроцилиндра 6 осуществляется по наружному диаметру чугунным разрезным кольцом 7, а по внутреннему – резиновым кольцом 2. Подвод масла осуществляется через сверления в промежуточном валу.

Для обеспечения полного выключения фрикционных муфт в гидроцилиндрах установлено по два сливных автоматических центробежных шариковых клапана 7, которые открываются при выключении муфты (под действием давления масла на шарик в гидроцилиндре) и выпускают из выключаемого гидроцилиндра оставшееся масло.

Ступенчатые планетарные КП (с перемещающимися в пространстве осями шестерен-сателлитов) в последние годы широко применяются в трансмиссиях современных тракторов и автомобилей.

Основу таких КП составляют планетарные механизмы, состоящие из трех элементов – коронной шестерни, солнечной шестерни и водила с сателлитами, которые выполняются с внутренним, внешним и смешанным зацеплением шестерен. Наибольшее распространение на

автомобилях и тракторах получили планетарные механизмы со смешанным зацеплением шестерен. Сателлит входит в зацепление с солнечной шестерней с внешними зубьями и коронной шестерней с внутренними зубьями.

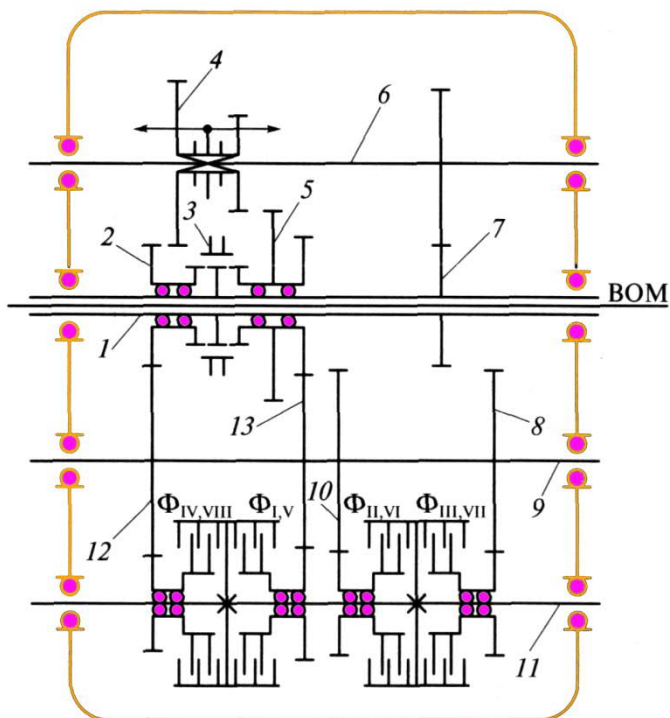


Рис. 22. Кинематическая схема коробки передач с фрикционным включением:
 1 – первичный вал; 2 – ведущая шестерня; 3 – зубчатая муфта; 4 – блок-шестерня включения заднего хода (ЗХ); 5 – блок шестерен ускоренного ряда и ходоуменьшителя; 6 – вал ЗХ и ходоуменьшителя; 7 – шестерня привода вала ЗХ и ходоуменьшителя; 8, 10, 12, 13 – шестерни; 9 – промежуточный вал; 11 – вторичный вал; FI-IV, FI-V, FI-VI, FI-VIII – фрикционные муфты включения соответственно I – VIII передач; BOM – вал отбора мощности; ←•→ – направление перемещения блок-шестерни

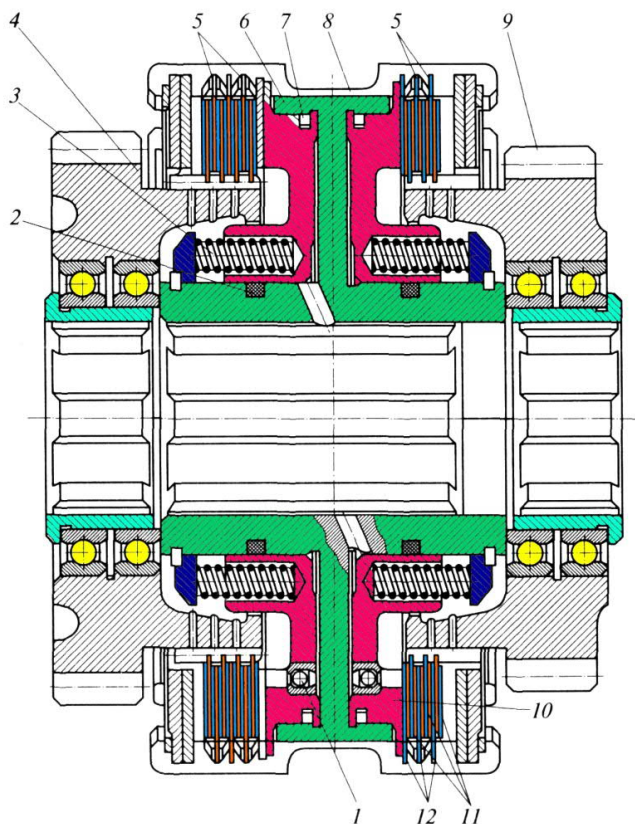


Рис. 23. Гидрофрикционная муфта коробки передач:

1 – шариковый клапан; 2 – резиновое кольцо; 3 – пружина; 4, 9 – шестерни; 5 – пластинчатые пружины; 6 – гидроцилиндр; 7 – чугунное разрезное кольцо; 8 – наружный барабан; 10 – поршень; 11 – ведущие диски; 12 – ведомые диски

Планетарные КП в сравнении с обычными обладают рядом преимуществ: повышенным сроком службы шестерен и бесшумностью работы, меньшими габаритными размерами, разгруженностью большинства подшипников, отсутствием длинных валов, более высоким КПД, простотой управления. Планетарные КП легко автоматизировать, так как переключение передач осуществляется включением или выключением фрикционных или электромагнитных муфт. В результате этого переключение передач в планетарной КП

происходит на ходу без разрыва потока мощности, что облегчает управление КП и улучшает тягово-динамические свойства машины.

Однако планетарные КП сложнее и дороже, чем КП с неподвижными в пространстве валами, получившие наибольшее распространение. Планетарные КП используют в качестве механической части бесступенчатых трансмиссий, а также как ступенчатые КП с автоматическим управлением.

Неавтоматические КП могут управляться непосредственно водителем с помощью механического привода или с помощью специального усилителя (гидравлического, пневматического, вакуумного, электромагнитного или комбинированного).

Получившие широкое распространение в автоматических трансмиссиях ступенчатые КП с фрикционным включением могут иметь ручное или автоматическое управление.

4. Гидромеханические коробки передач

Гидромеханические КП состоят из последовательно соединенных гидродинамического преобразователя вращающего момента и ступенчатой механической КП.

Простейшей гидродинамической передачей, не преобразующей вращающий момент, является гидродинамическая муфта, состоящая из насосного колеса, соединенного с ведущим валом, и турбинного колеса, закрепленного на ведомом валу. Оба колеса имеют лопатки и заключены в кожух, заполненный маслом. Циркулирующее между лопатками насосного и турбинного колеса масло обеспечивает динамическую передачу вращения и вращающего момента от насосного к турбинному колесу. При этом всегда частота вращения насосного колеса больше частоты вращения турбинного.

Из-за ряда недостатков гидромуфты не получили применения в трансмиссиях тракторов и автомобилей. Их использование ограничивается приводом несильно нагруженных элементов, например, вращение вентилятора в системе охлаждения двигателя автомобиля КамАЗ.

В практике тракторо- и автомобилестроения преобладающее распространение получили *гидротрансформаторы*.

Гидротрансформаторы обладают рядом достоинств, которые позволяют эффективно использовать их в трансмиссиях современных машин:

- значительное снижение динамических нагрузок и демпфирование крутильных колебаний в трансмиссии, что обеспечивает повышение надежности и срока службы трансмиссии и двигателя;

- бесступенчатое регулирование вращающего момента на выходном валу гидротрансформатора, что дает возможность работать на наиболее выгодном режиме скорости и тяги;

- повышение производительности за счет улучшения условий труда водителя;

- бесступенчатое автоматическое изменение передаточного числа, позволяющее работать на наиболее выгодном режиме скорости и тяги;

- улучшение условий труда водителя за счет снижения частоты переключения передач;

- повышение проходимости, вследствие эластичности связи двигателя с трансмиссией и возможности длительно работать с очень малыми («ползучими») скоростями движения.

У гидротрансформатора вместе с тем существуют и недостатки:

- узкий диапазон изменения передаточных чисел;

- пониженное максимальное значение КПД ($\eta_{ГТ} = 0,85...0,9$) в сравнении с механическими коробками и значительное его снижение при изменении режимов работы, что приводит к повышению расхода топлива;

- усложнение конструкции трансмиссии и повышение стоимости машины.

При создании машин возможно последовательное или параллельное соединение гидротрансформатора с механической частью трансмиссии. Это в некоторой степени компенсирует его недостатки.

Соединение гидротрансформатора с механической КП последовательно в однопоточную трансмиссию обеспечивает расширение диапазона изменения передаточных чисел трансмиссии и соответственно диапазона изменения тяговых усилий и скоростей движения машины.

Параллельное соединение гидротрансформатора с механической КП приводит к некоторому повышению КПД трансмиссии в целом, но сужает диапазон изменения силового и кинематического передаточных чисел. Этот тип трансмиссии называется двухпоточной.

В однопоточных трансмиссиях вся мощность двигателя последовательно проходит через агрегаты трансмиссии. От двигателя мощность поступает на насосное колесо гидротрансформатора (при необходимости между ДВС и гидротрансформатором устанавливается согласующий редуктор).

Гидротрансформатор (рис. 24, а) представляет собой гидродинамический преобразователь, автоматически плавно и бесступенчато изменяющий величину передаваемого момента в зависимости от нагрузки.

Гидротрансформатор состоит из трех колес с радиально расположенными криволинейными лопатками: насоса 3, жестко через

корпус 8 связанного с коленчатым валом 1 двигателя; турбины 2, соединенной с первичным валом 7 КП; реактора 4, установленного на его пустотелый вал 6 с помощью муфты свободного хода 5. Корпус 8 гидротрансформатора заполнен маловязким маслом.

Гидротрансформатор, реактор которого имеет муфту свободного хода, называется комплексным.

При вращении от коленчатого вала двигателя насоса масло, находящееся между лопатками насоса, под действием центробежных сил перетекает от внутренних краев лопаток к внешним. Ударяясь о лопатки турбины, масло отдает ей часть накопленной кинетической энергии, вследствие чего турбина начинает вращаться в том же направлении, что и насос. Из турбины масло перетекает к лопаткам реактора, изменяющим направление струй масла, а затем – к внутренним краям лопаток насоса.

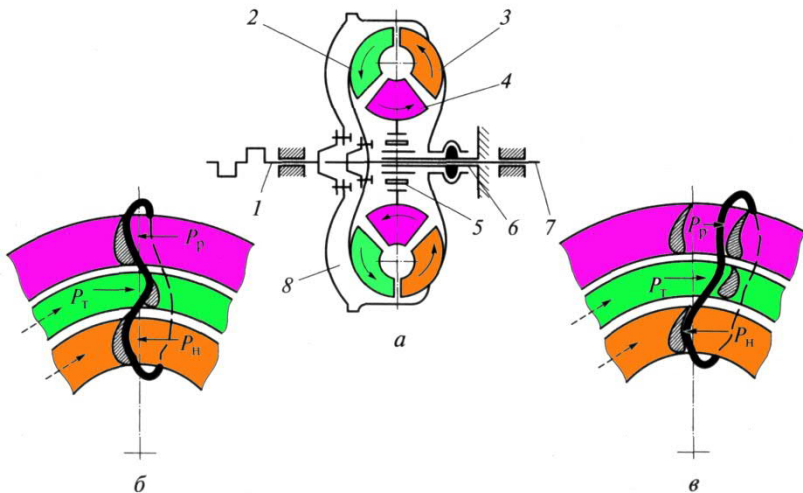


Рис. 24. Гидротрансформатор:

a – кинематическая схема; *б, в* – действие сил при работе в режиме соответственно трансформатора и гидромуфты; 1 – коленчатый вал; 2 – турбина; 3 – насос; 4 – реактор; 5 – муфта свободного хода; 6 – пустотелый вал; 7 – первичный вал; 8 – корпус гидротрансформатора; P_p – сила на реакторе; P_T – сила на турбине; P_n – сила на насосе; \dashrightarrow – направление вращения колес; \longrightarrow – направление действия сил

Таким образом, часть масла циркулирует по замкнутому контуру насос – турбина – реактор – насос. Чем больше нагрузка и меньше угловая скорость турбины ω_T по сравнению с угловой скоростью

насоса, тем большую часть кинетической энергии масла воспринимает турбина и тем больше сила P_T (рис. 24, б) и соответственно момент M_T , возникающий при ударе струй масла о лопатки турбины.

В случае остановки турбины под действием внешних сопротивлений или при трогании машины с места, когда угловая скорость $\omega_0 = 0$, момент на турбине M_T достигает максимального значения. По мере повышения угловой скорости сот величина момента M_T уменьшается.

При небольшом значении угловой скорости турбины ω_0 в результате удара струй масла о вогнутые стороны лопаток реактора возникает действующая на него сила P_P (см. рис. 24, б), направленная в ту же сторону, что и возникающая от удара струй масла о лопатки насоса сила P_H . Муфта свободного хода 5 при этом заклинивается, вследствие чего реактор остается неподвижным (не вращается). Сумма вращающих моментов от действующих внешних сил P_H , P_T и P_P на гидротрансформатор равна нулю:

$$M_\delta + I_\delta + I_P = 0$$

Следовательно, $M_T = M_H + M_P$, т. е. вращающий момент на турбине в этом случае больше вращающего момента двигателя M_E , так как $M_H = M_E$. В этом случае гидротрансформатор является преобразователем вращающего момента.

При большом значении угловой скорости турбины ω_T вследствие удара струй масла о выпуклые стороны лопаток реактора (рис.24, в) сила P_P изменяет свое направление на противоположное. В результате вращающий момент M_T оказывается равным разности вращающих моментов, действующих на насос и реактор: $M_T = M_H - M_P$. Муфта свободного хода при этом расклинивается, что предотвращает чрезмерное уменьшение вращающего момента M_T , и реактор начинает вращаться в том же направлении, что и турбина. Гидротрансформатор переходит на режим гидромуфты, при этом величина передаваемого вращающего момента от насоса к турбине не изменяется $M_H = M_T$, так как при вращении реактора $M_P = 0$.

Так как между насосом и турбиной нет жесткой связи, гидротрансформатор имеет два передаточных числа.

Кинематическое передаточное число $i_{ГТ}$ определяется отношением угловой скорости насоса ω_H к угловой скорости турбины ω_T или отношением частоты вращения насоса n_H к частоте вращения турбины n_T :

$$i_{ГТ} = \omega_H / \omega_T = n_H / n_T$$

Коэффициент трансформации момента K , т. е. силовое передаточное число гидротрансформатора, определяется отношением

вращающего момента на турбине M_m к вращающему моменту на насосе M_H :

$$\hat{E} = \dot{I}_\delta / \dot{I}_i$$

КПД гидротрансформатора $\eta_{ГТ}$ – это отношение мощности N_T , отводимой от турбины, к мощности N_H , подведенной к насосу:

$$\eta_{\dot{A}\delta} = \frac{N_\delta}{N_i} = \frac{\omega_\delta \dot{I}_\delta}{\omega_i \dot{I}_i} = \frac{\hat{E}}{i_{\dot{A}\delta}}$$

Из полученного выражения следует, что по мере увеличения отношения $1/i_{ГТ}$ от 0 до 1 и уменьшения коэффициента трансформации момента K до 0 КПД гидротрансформатора сначала возрастает от нуля до максимального значения (рис. 25, кривая $\eta_{ГТ}$), а затем снова уменьшается до нуля, т.е. среднее его значение меньше КПД ступенчатой КП.

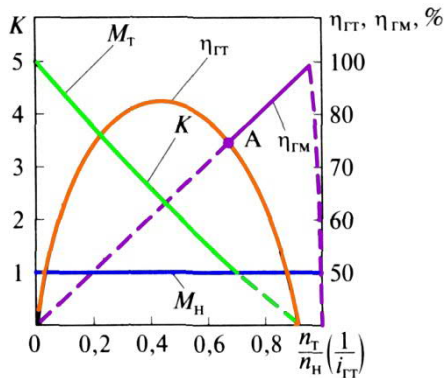


Рис. 25. Внешняя характеристика комплексного гидротрансформатора:

K – коэффициент трансформации момента; $\frac{n_T}{n_H} \left(\frac{1}{i_{\dot{A}\delta}} \right)$ – отношение частоты вращения

турбины к частоте вращения насоса; i_{zm} – кинематическое передаточное число гидротрансформатора; M_T – вращающий момент турбинного колеса; $\eta_{ГТ}$, $\eta_{ГМ}$ – КПД гидротрансформатора и гидромуфты; M_H – вращающий момент насосного колеса; A – точка перехода режима трансформатора в режим гидромуфты

Для получения высокого КПД в более широких пределах в гидротрансформатор устанавливают между насосом и турбиной однодисковую фрикционную блокирующую муфту или делают его комплексным.

При блокировке гидротрансформатор превращается в механическую передачу, что исключает потерю энергии в гидротрансформаторе.

Комплексный гидротрансформатор работает при малых кинематических передаточных числах в режиме трансформатора, а при больших числах (высокой частоте вращения турбины) в режиме гидромуфты. Это повышает среднее значение КПД.

Преобразующие свойства гидротрансформатора определяет внешняя характеристика, которая представляет собой графики зависимостей коэффициента трансформации момента K (силового передаточного числа), вращающих моментов турбинного M_T и насосного M_H колес, и КПД гидротрансформатора $\eta_{ГТ}$ от величины отношения $I/i_{ГТ}$.

Внешняя характеристика комплексного гидротрансформатора показана на рис. 25, она представляет собой характеристику простого гидротрансформатора и совмещенную с ней характеристику гидромуфты. Переход работы комплексного гидротрансформатора из режима трансформатора на режим гидромуфты происходит при отношении частоты вращения n_T/n_H (около 0,7), соответствующем точке A на графике КПД гидротрансформатора.

По степени влияния на двигатель гидротрансформаторы делятся на «непрозрачные» и «прозрачные».

«Непрозрачным» называют такой гидротрансформатор, у которого изменение нагрузки и частоты вращения турбины не влияет на режим работы насоса и связанного с ним двигателя. У «прозрачного» гидротрансформатора режим работы соединенного с насосом двигателя меняется с изменением нагрузки на валу турбины аналогично изменению его при механической передаче.

В трансмиссиях тракторов обычно применяют «слабопрозрачные» гидротрансформаторы, а в трансмиссиях автомобилей – «прозрачные».

В качестве механических ступеней в гидромеханических КП используются планетарные или обычные ступенчатые механические КП с переключением передач с разрывом или без разрыва потока мощности. В случае применения ступенчатых КП, у которых переключение передач связано с разрывом потока мощности, необходимо сохранить в гидромеханической трансмиссии фрикционное сцепление.

Механические КП обычно имеют от двух до четырех передач.

Управление переключением передач может быть ручным или автоматическим.

Гидравлическая схема управления гидромеханической планетарной КП с переключением передач без разрыва потока мощности колесного трактора приведена на рис. 25. Переключение передач проводится гидрофрикционными муфтами Ф1 – Ф5.

Гидравлическая схема управления планетарной коробкой передач работает следующим образом: масляный насос 1 под давлением подает масло через клапан 2 давления подпитки в гидротрансформатор 3. Далее

масло, охлажденное в радиаторе 4, поступает к золотникам выбора направления 7 и выбора передачи 8.

Перемещением золотников 7 и 8 осуществляется выбор режимов движения трактора. В случае торможения давление из системы тормозов передается на клапан 9 выключения гидрофрикционных муфт и происходит автоматическое отключение передачи.

Рассмотрим подробнее конструкцию гидромеханической КП автомобиля, показанную на рис. 26. Она состоит из одноступенчатого комплексного гидротрансформатора и дополнительной трехступенчатой планетарной коробки.

Гидротрансформатор соединен с коленчатым валом 6 двигателя. На корпусе 10 гидротрансформатора закреплены лопатки 11 насоса. Внутри корпуса 10 расположены турбина 2 и реактор 4.

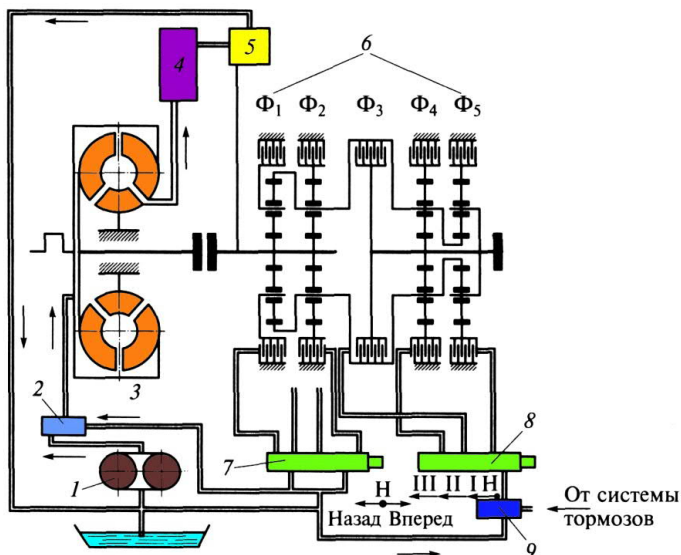


Рис. 25. Гидравлическая схема управления гидромеханической планетарной коробкой передач колесного трактора:

1 – масляный насос; 2 – клапан давления подпитки; 3 – гидротрансформатор; 4 – радиатор; 5 – клапан давления смазывания подшипников; 6 – трехскоростная планетарная механическая коробка передач; 7 – золотник выбора направления; 8 – золотник выбора передачи; 9 – клапан выключения гидрофрикционных муфт при торможении; Φ_1 – гидрофрикционная муфта включения ЗХ; Φ_2 – гидрофрикционная муфта включения переднего хода; Φ_3 , Φ_4 , Φ_5 – гидрофрикционные муфты включения соответственно I, II и III передач; Н – нейтральное положение; I, II, III – положения золотника, при которых включаются соответствующие передачи; $\leftarrow \rightleftharpoons$ – направление перемещения золотника; \rightarrow – направление циркуляции масла

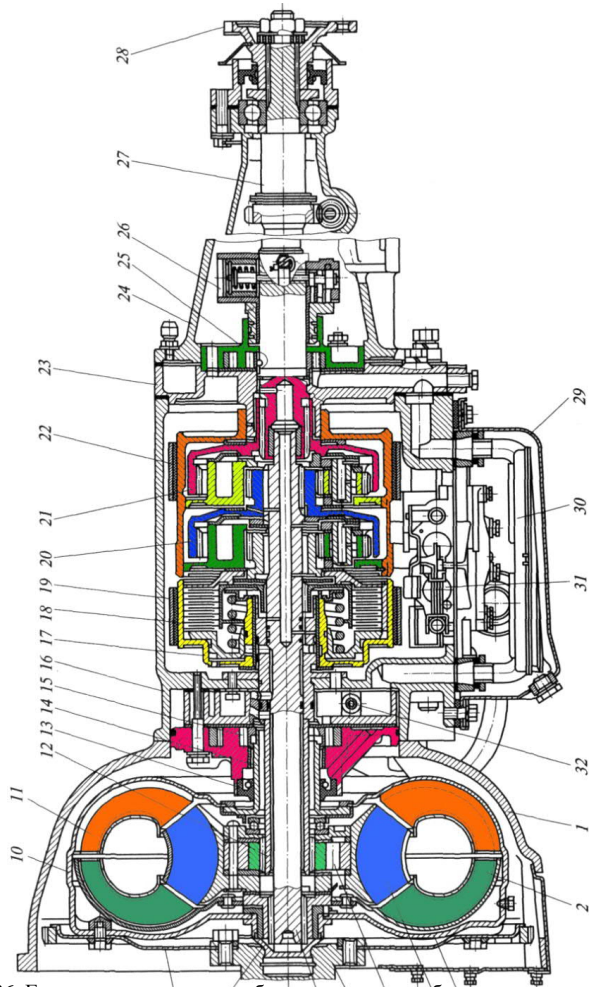


Рис. 26. Гидромеханическая коробка передач автомобиля:

1 – картер; 2 – турбина; 3 – крышка; 4 – реактор; 5 – муфта свободного хода; 6 – коленчатый вал; 7, 27 – первичный и вторичный валы; 8 – ступица; 9 – диск; 10 – корпус гидротрансформатора; 11 – лопатки насоса; 12 – пустотельный вал реактора; 13 – манжета; 14 – ступица; 15, 25 – передний и задний масляные насосы; 16 – картер; 17 – гидроцилиндр; 18 – многодисковое сцепление; 19, 22 – передний и задний ленточные тормоза; 20, 21 – передний и задний планетарные ряды; 23 – фланец; 24 – крышка; 26 – центробежный регулятор; 28 – фланец; 29 – поддон картера; 30 – маслоприемник; 31 – клапаны управления; 32 – редукционный клапан

Турбина прикреплена к ступице 8, установленной на шлицах первичного вала 7 планетарной коробки, а реактор – к наружной обойме роликовой муфты 5 свободного хода. Внутренняя обойма муфты связана с пустотелым валом 12 реактора, жестко соединенным с картером 16. Приваренная к корпусу 10 гидротрансформатора крышка 3 болтами соединена с диском 9, укрепленным на коленчатом валу. Сзади корпуса 10 установлена ступица 14, опорная шейка которой вставлена во втулку корпуса переднего масляного насоса 15 и уплотнена манжетой 13.

Гидротрансформатор расположен в картере 1, закрепленном на картере двигателя. Корпус 10 заполнен маслом, находящимся под давлением, которое создает передний масляный насос 15.

Масло, охлаждая гидротрансформатор, стекает в поддон 29 картера коробки через водомаслоохладитель, встроенный в систему охлаждения двигателя.

В картере 16, укрепленном на корпусе гидротрансформатора, расположены первичный 7 и вторичный 27 валы, многодисковое сцепление 18 с гидроцилиндром 17, передний 20 и задний 21 планетарные ряды с передним 19 и задним 22 ленточными тормозами и гидроцилиндрами, задний масляный насос 25, центробежный регулятор 26, клапаны 31 управления и редукционные клапаны 32.

В поддоне 29 картера находится маслоприемник 30 переднего 15 и заднего 25 масляных насосов. К фланцу 28, установленному на шлицах вторичного вала, присоединяется карданная передача. Сзади картера 16 прикреплены фланец 23 и крышка 24.

Передачи в планетарной коробке переключают без разрыва потока мощности с помощью переднего 19 и заднего 22 ленточных тормозов и многодискового сцепления 18. Для этого коробка имеет гидравлическую систему автоматического управления. Системой управляют с помощью педали изменения подачи топлива и рукояткой управления коробкой, находящейся в одном из положений Н, Д, П и ЗХ.

При включенном положении Н (нейтральное) оба ленточных тормоза (передний 19 и задний 22) и многодисковое сцепление 18 выключены, первичный 7 и вторичный 27 валы разобщены между собой, и поток мощности не передается. Передачи включают, затормаживая или блокируя элементы планетарных рядов 20 и 21, т. е. останавливая их или соединяя между собой.

Перед работой автомобиля в обычных дорожных условиях переводят рукоятку управления коробкой в положение Д (движение).

В этом случае переход на разные режимы движения проводят педалью управления подачей топлива и педалью тормоза. Так, например, в начале разгона автомобиля с места или с небольшой скорости, когда подача топлива незначительна, автоматически включаются передний ленточный тормоз 19 и, следовательно, I передача. В конце разгону, когда подача топлива значительна, в КП при определенной скорости (28...29 м/с) автоматически

выключается передний ленточный тормоз 19 и одновременно включается многодисковое сцепление 18. В результате блокируются солнечные шестерни, и все элементы переднего 20 и заднего 21 планетарных рядов, а также вторичный вал 27 вращаются как одно целое, т.е. включается II (прямая) передача. В этом случае передаточное число гидромеханической коробки изменяется гидротрансформатором в пределах 1 – 2,4. Если в результате увеличения нагрузки скорость уменьшается до 4 м/с, то автоматически выключается многодисковое сцепление 18 и одновременно включается передний ленточный тормоз 19 и I передача.

Чтобы преодолеть повышенное сопротивление движению автомобиля, например, на крутом подъеме, включают I передачу, переводя рукоятку управления коробкой в положение II (понижающая передача). Тем самым включают передний ленточный тормоз 19, при этом затягивается его лента, которая затормаживает солнечную шестерню переднего планетарного ряда 20. Передаточное число гидромеханической КП может изменяться в пределах 1,72 – 4,13.

Переводя рукоятку управления КП в положение 3X (задний ход), включают задний ленточный тормоз 22. Оси сателлитов заднего 21 планетарного ряда при этом затормаживаются, а солнечная шестерня и входящие с ней в зацепление сателлиты вращают коронную шестерню и вторичный вал 27 в обратном направлении.

5. Гидрообъемные трансмиссии

Гидрообъемная (гидростатическая) трансмиссия – это система агрегатов для передачи мощности двигателя к ведущим колесам машины посредством перемещения замкнутого объема жидкости между насосом и гидромоторами.

В отличие от гидротрансформатора, в котором использован гидродинамический (скоростной) напор в гидрообъемной передаче используется гидростатический напор жидкости.

На машинах с гидрообъемной трансмиссией двигатель соединен с валом насоса, который питает гидромотор рабочей жидкостью под высоким давлением.

Гидрообъемные передачи имеют следующие достоинства:

- бесступенчатое, плавное изменение тягового усилия и скорости движения машины;
- простота и удобство компоновки на машине, легкость привода нескольких ведущих колес, а также передачи мощности через гибкий шланг к ведущим мостам активных прицепов;
- удобство управления: одной рукояткой можно начать движение, задать желаемую скорость, изменить направление движения и затормозить машину;
- возможность легкой автоматизации управления;
- простота выполнения монтажа и демонтажа на машине.

Достоинством гидрообъемных передач является также возможность использования единой насосной станции для питания гидромоторведущих колес, а также гидросистемы технологического оборудования, в результате чего снижается вес машины.

Машины с гидрообъемной трансмиссией способны обеспечить более высокую, чем с механическими передачами, производительность за счет бесступенчатого изменения скорости движения и тягового усилия, особенно при работе в тяжелых условиях движения.

Гидрообъемные передачи имеют и некоторые недостатки:

- более низкий, чем у механических передач, КПД из-за объемных потерь в гидравлической системе;
- трудность создания надежных герметичных уплотнений подвижных и неподвижных деталей;
- необходимость прогрева передачи перед работой при пониженной температуре из-за повышенной вязкости рабочей жидкости;
- относительно большая масса на единицу передаваемой мощности.

Компоновка гидроагрегатов в трансмиссии зависит от типа и назначения машины.

Основными схемами гидрообъемных трансмиссий, характерными для тракторов и автомобилей, являются моноблочная, с отдельным расположением гидроагрегатов, а также с двумя насосами и бортовым приводом ведущих колес.

В моноблочной схеме регулируемый насос 2 (рис. 27, а) и регулируемый гидромотор 3 объединены в один блок. Такая гидрообъемная передача устанавливается вместо сцепления и КП и выполняет их функции. Остальные агрегаты механической части трансмиссии остаются без изменений.

Схема обеспечивает широкий диапазон регулирования скорости и тяги за счет последовательного или одновременного регулирования насоса и мотора. Однако трансмиссии, выполненные по данной схеме, имеют низкий КПД и лишены компоновочных преимуществ.

В схеме отдельного расположения гидроагрегатов в трансмиссии колесной машины насос 2 (рис. 27, б) соединен с двигателем 1, а гидромоторы 3 – с ведущими колесами. В связи с тем, что потери при перемещении замкнутого объема жидкости от насоса к гидромотору незначительны, их можно располагать на некотором удалении друг от друга. Это свойство гидрообъемной передачи дает широкие возможности компоновки многоприводных машин с несколькими ведущими мостами и активных прицепов. Изменение скорости движения осуществляется, как правило, регулированием насоса, а требуемый диапазон регулирования с сохранением высоких значений КПД осуществляется последовательным отключением (включением) краном 5 привода каждого моста. Гидромоторы могут быть встроенные в ведущие колеса (моторколеса) или установлены вне

колес. В первом случае гидромотор непосредственно связан с колесом, во втором между ними установлена конечная передача б.

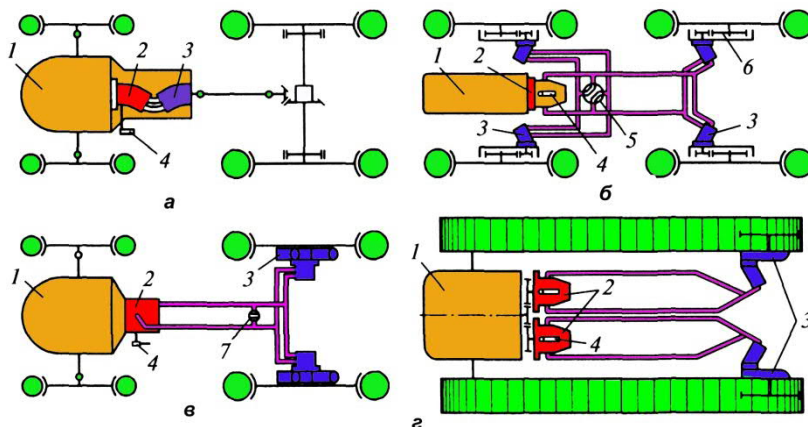


Рис. 27. Основные схемы гидрообъемных трансмиссий:

а – моноблочная; *б* – с раздельным расположением гидроагрегатов; *в* – с раздельным расположением гидроагрегатов и возможностью включения свободного хода (наката); *г* – с двумя насосами и бортовым приводом ведущих колес; 1 – двигатель; 2 – гидронасос; 3 – гидромотор; 4 – рукоятка управления насосом; 5 – кран выключения переднего моста; 6 – конечная передача; 7 – кран включения свободного хода (наката)

Такой гидропривод имеет свойства автомобильного дифференциала, облегчающего поворот. При работе ведущего моста гидромоторы правого и левого колес образуют гидравлический дифференциал, который аналогичен по своему влиянию на проходимость машины механическому дифференциалу. Для повышения проходимости возможна блокировка за счет установки дроссельных клапанов, которые отключают буксующее колесо от нагнетательной ветви, и весь поток жидкости направляется на небуксующее колесо.

Существует также схема раздельного расположения гидроагрегатов в трансмиссии машины с возможностью включения свободного хода (наката) (рис. 27, *в*). В замкнутом объемном приводе связь между насосом и гидромотором практически жесткая. Движение машины с «накатом» по инерции невозможно. Так как гидромашины привода обратимы, при движении по инерции или буксировке машины ведущие колеса должны быть отключены от гидромотора во избежание торможения машины. Для этого в трансмиссии установлен кран 7 включения свободного хода для соединения между собой нагнетательной и возвратной магистрали или предусмотрены

механические устройства для отключения ведущих колес (зубчатые муфты, муфты свободного хода).

В схеме с двумя насосами и бортовым приводом ведущих колес (рис.27, з) двигатель вращает два насоса, питающие два гидромотора отдельно для каждой стороны машины. Изменяя частоту вращения колес одного из бортов, можно осуществлять плавные повороты, а при необходимости изменять направление движения одного из бортов для поворота на месте. Такие системы привода ведущих колес машин способствуют повышению весьма ценного качества – маневренности. Кроме того, параллельность работы магистралей двух насосов повышает надежность трансмиссии в целом.

Такая схема обеспечивает поворот гусеничного трактора под любым радиусом. Устройство ее сложнее, чем предыдущих схем.

При применении таких схем на колесных машинах один насос используется для питания гидромотора передних колес, а другой – для питания гидромотора задних колес. Возможны также другие комбинации гидроагрегатов.

Наибольшее распространение в гидрообъемных трансмиссиях машин получили аксиально-поршневые гидромашинны. Данные гидромашинны обратимы, т.е. могут работать в режиме как мотора, так и насоса. Эти машинны работают при давлениях до 40 МПа и частоте вращения до 2500 мин⁻¹. Они имеют диапазон момента регулирования 2,5...3, объемный КПД $\eta_o = 0,97...0,98$ и механический КПД $\eta_m = 0,92...0,95$. Отклонение от номинальных режимов ведет к снижению объемного КПД.

Из всех существующих способов регулирования гидроприводов на отечественных и зарубежных машинах получили распространение два вида машинного управления: изменением рабочих объемов насоса и мотора. Кроме того, возможно управление изменением частоты вращения коленчатого вала ДВС, приводящего в работу объемный насос. Наиболее распространен способ регулирования гидроприводов изменением рабочего объема насоса.

Регулирование изменением рабочего объема насоса имеет следующие достоинства, обеспечившие широкое применение этого способа в трансмиссиях транспортных машин:

- плавное регулирование подачи насоса и частоты вращения выходного вала от нуля до максимума;
- возможность изменять на противоположное направление движения выходного вала;
- возможность тормозить выходной вал;
- возможность работать при переменном давлении, что обеспечивает долговечность передачи;
- простой привод управления ввиду расположения насоса у двигателя.

Подача аксиально-поршневого насоса, л/мин:

$$Q_i = \frac{q_i n_i}{10^3},$$

где q_H – постоянная насоса, или рабочий объем насоса, т.е. объем жидкости, вытесняемой поршнями насоса за один оборот вала, $см^3/об.$; n_H – частота вращения насоса, $мин^{-1}$.

Пренебрегая утечками, из равенства $q_H n_H = q_M n_M$ получим кинематическое передаточное число гидрообъемной передачи:

$$i_{\bar{A}\bar{i}} = \frac{n_i}{n_{\bar{A}\bar{i}}} = \frac{q_{\bar{A}\bar{i}}}{q_i},$$

где q_{GM} – постоянная гидромотора, $см^3/об.$; n_{GM} – частота вращения гидромотора, $мин^{-1}$.

Величина q_H регулируемого насоса изменяется от 0 до $q_H \max$, следовательно, при таком способе регулирования частота вращения выходного вала гидромотора n_{GM} , $мин^{-1}$, будет находиться в пределах:

$$0 \leq n_{\bar{A}\bar{i}} \leq \frac{q_i \max n_i}{q_{\bar{A}\bar{i}}}.$$

При регулируемом гидромоторе в знаменателе этого выражения будет минимальная величина постоянной насоса $q_H \min$. Мощность, потребляемая насосом от двигателя, $кВт$:

$$N_i = \frac{p q_H n_H}{6 \times 10^4},$$

где p – давление, развиваемое насосом.

При изменении производительности насоса и постоянстве мощности приводного двигателя и частоты вращения его вала необходимо соблюдение условия $pq = \text{const}$, т.е. давление в системе, а следовательно, и вращающий момент на валу гидромотора изменяются по закону гиперболы в зависимости от изменения q_H .

При такой зависимости в случае $q_H \rightarrow 0$ момент на валу ведущего колеса машины $M_k \rightarrow 0$ (так как $p \rightarrow \infty$). При трогании с места транспортной системы значение M_k в трансмиссии может существенно превысить момент, реализуемый по сцеплению двигателя с дорогой. Чтобы этого не произошло, в систему управления включают предохранительные клапаны, отрегулированные на максимально допустимое расчетное давление p_{\max} . Таким образом, верхняя часть на внешней характеристике гидрообъемной трансмиссии (рис. 28) отсекается горизонтальной линией, соответствующей p_{\max} , и на участке АВ трансмиссия не передает всей мощности двигателя.

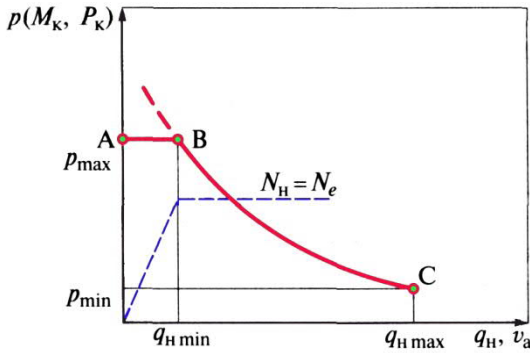


Рис. 28. Внешняя характеристика гидрообъемной трансмиссии:

M_k – вращающий момент на валу ведущего колеса; P_k – сила тяги на колесе; N_H – мощность, потребляемая насосом; p – давление, развиваемое насосом; p_{max} – максимальное давление в системе; p_{min} – минимальное давление в системе; q_H – рабочий объем насоса; $q_{H max}$ – максимальное значение рабочего объема насоса; $q_{H min}$ – минимальное значение рабочего объема насоса; v_a – скорость машины; АВ – участок, на котором трансмиссия не передает всей мощности двигателя; ВС – участок работы трансмиссии с постоянной мощностью двигателя N_H

Участок ВС характеризуется работой с постоянной мощностью двигателя. С увеличением частоты вращения давление в системе будет снижаться до величины p_{min} соответствующей $q_H = q_{H max}$.

Тогда регулирование прекращается. Свойство гидропривода повышать вращающий момент на ведущих колесах с ростом сопротивления движению машины является основным достоинством этого типа привода. Кривая регулирования давления p в гидросистеме в масштабе силы тяги P_k (момента M_k) и скорости машины v_a представляет собой тяговую характеристику машины с гидрообъемной трансмиссией. Силовой диапазон передачи:

$$\frac{M_{k max}}{M_{k min}} = \frac{P_{max}}{P_{min}}$$

ограничивается прочностью деталей привода и КПД передачи. Чем выше максимальное давление в гидросистеме, тем шире диапазон регулирования. Окончательный диапазон регулирования определяется назначением и конкретными условиями эксплуатации, при этом основной целью является обеспечение высокой производительности машины.

6. Раздаточные коробки

Автомобили и колесные тракторы, предназначенные для работы в тяжелых условиях, выполняются полноприводными, т.е. с приводом на все колеса. Это необходимо для повышения проходимости и для использования в качестве сцепного веса полного веса машины. Механизм, обеспечивающий передачу вращающего момента ко всем ведущим мостам, называется раздаточной коробкой (РК). Таким образом раздаточная коробка предназначена для распределения крутящего момента между ведущими мостами.

В тех случаях, когда применяется только один ведущий мост, или ведущие мосты расположены по одну сторону от коробки передач и выполнены проходными, как у некоторых автомобилей с колесной формулой бх4, раздаточная коробка не нужна. Она не нужна и тогда, когда передний и задний мосты – ведущие, но коробка передач выполнена с несоосным нижним расположением ведомого вала, имеющего с обеих сторон присоединительные фланцы. В этом случае функции раздаточной коробки выполняет коробка передач

Простейшая раздаточная коробка (рис.29, а) состоит из ведущего 1, промежуточного 4 и ведомого 5 валов, вала 8 привода переднего моста, зубчатых колес 2, 3, 6 и зубчатой муфты 7 включения переднего моста. Крутящий момент от коробки передач подводится к ведущему валу 1. Вал 5 постоянно соединен с главной передачей ведущего заднего моста автомобиля. При включении привода переднего моста валы 8 и 5 соединяются между собой зубчатой муфтой 7 и вращаются с одинаковыми угловыми скоростями. Соотношение между крутящими моментами, подводимыми к главным передачам переднего и заднего мостов, при такой схеме раздаточной коробки соответствует соотношению сил сопротивления движению машины на колесах этих мостов.

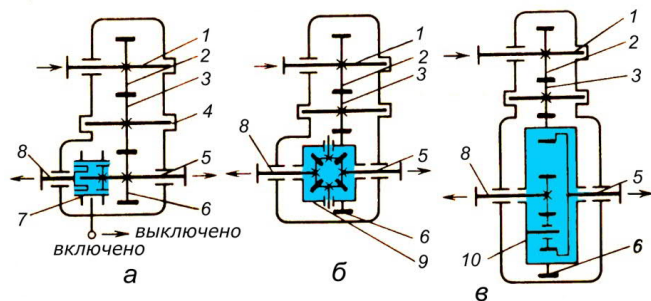


Рис. 29. Схемы раздаточных коробок:

а – с заблокированным приводом; б и в – с дифференциальным приводом; 1 – ведущий вал; 2, 3 и 6 – зубчатые колеса; 4 – промежуточный вал; 5 – ведомый вал; 7 – зубчатая муфта; 8 – вал привода переднего моста; 9 – симметричный дифференциал; 10 – несимметричный дифференциал

При движении на повороте передние управляемые колеса проходят больший путь и должны вращаться быстрее, чем задние неуправляемые. Поэтому при жестком соединении валов 5 и 8, при так называемом заблокированном приводе, неизбежно проскальзывание колес относительно дороги, вследствие чего возрастает расход топлива и происходит перегрузка деталей трансмиссии. Для устранения этих вредных явлений передний мост отключают при движении по дорогам с твердым покрытием и включают только на трудных участках дороги.

Устранить перечисленные отрицательные явления можно применением в раздаточной коробке межосевого дифференциала, т.е. дифференциальный привод (рис. 29, б, в). Он позволяет валам 5 и 8 вращаться с неодинаковыми частотами. Распределение крутящих моментов между валами 5, 8 будет всегда одинаковым $-1:1$ для симметричного дифференциала 9 (рис. 29, б), а у несимметричного дифференциала 10 (рис. 29, в) больший момент будет подводиться к валу 5. Для повышения проходимости автомобилей межосевые дифференциалы иногда выполняют с принудительной блокировкой или самоблокирующимися.

Раздаточные коробки могут быть одно- или двухступенчатыми. Это необходимо для движения автомобилей со всеми ведущими колесами в тяжелых дорожных условиях когда требуется, чтобы к ведущим колесам была приложена большая сила тяги. Обычно одна из двух ступеней РК является понижающей, а другая прямой, могут быть и обе ступени РК понижающими. Двухступенчатые РК кроме основной функции – распределения момента по ведущим мостам, выполняют функцию дополнительного редуктора, увеличивающего вдвое число передач и расширяя тем самым диапазон изменения вращающего момента.

В полноприводных машинах трансмиссия, ведущие колеса и почва составляют замкнутый силовой контур. При этом в определенных условиях, прежде всего из-за неодинаковых диаметров колес, возможно появление циркуляции (вращения) мощности в трансмиссии, вызывающей дополнительную нагрузку на детали трансмиссии. Это приводит к появлению шума, повышенному изнашиванию шин и механизмов трансмиссии, а также увеличению расхода топлива. Суть этого явления в том, что поток мощности, подводимой в трансмиссию от двигателя, меньше внутреннего потока мощности, передающегося по трансмиссии.

Требования, предъявляемые к РК, такие же, как и к коробкам передач. Дополнительные требования к РК сводятся к следующему. Раздаточные коробки также должны:

- улучшать проходимость автомобиля в результате распределения вращающего момента между ведущими колесами;
- увеличивать силу тяги на ведущих колесах автомобиля настолько, чтобы он мог двигаться по плохим дорогам и бездорожью, преодолевать значительные подъемы (до $30...35^\circ$);

- снижать минимально устойчивую скорость движения до 0,5...1,4 м/с при работе двигателя на режиме максимального момента;
- предотвращать циркуляцию мощности в трансмиссии.

Раздаточная коробка с заблокированным приводом грузовых автомобилей высокой проходимости ГАЗ имеет прямую и понижающую передачи. Ведущий 2 (рис. 30, а) и промежуточный 8 валы, а также валы 7 привода заднего и 10 привода переднего мостов установлены на шарикоподшипниках в картере 3 коробки и его крышке 6. Задний конец ведущего вала 2 опирается на цилиндрический роликоподшипник в выточке вала 7 привода заднего моста. На шлицах валов расположены муфта 4 понижающей и прямой передач, передвигающаяся шестерня 9 включения переднего моста, понижающая ведомая шестерня 1 и шестерня 11 привода переднего моста. Шестерня 5 изготавливается как одно целое с валом 7 привода заднего моста.

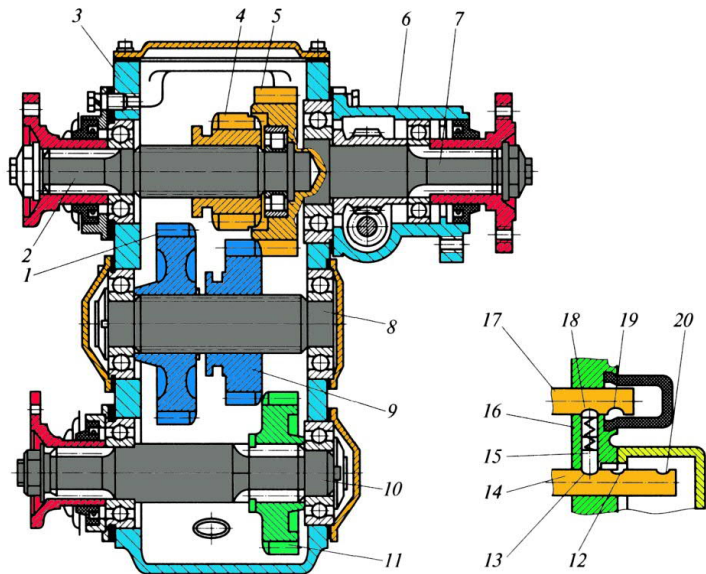


Рис. 30. Раздаточная коробка ^а с заблокированным приводом автомобилей ^б ГАЗ:

а – конструкция коробки; б – замок привода переключения передач; 1 – понижающая ведомая шестерня; 2 – ведущий вал; 3 – картер; 4 – муфта; 5 – шестерня вала привода заднего моста; 6 – крышка; 7 – вал привода заднего моста; 8 – промежуточный вал; 9 – передвигающаяся шестерня; 10 – вал привода переднего моста; 11 – шестерня привода переднего моста; 12 – средняя выемка; 13, 20 – крайние выемки; 14, 17 – переключающие валики; 15, 16 – сухари; 18, 19 – выемки

Передачи включаются муфтой 4. Для включения прямой передачи муфту 4 вводят в зацепление с шестерней 5 вала привода заднего моста, в результате чего поток мощности передается непосредственно от ведущего вала 2 к валу 7. Передний мост включается передвижением шестерни 9 и введением ее в зацепление с шестернями 5 и 11. В этом случае поток мощности к переднему мосту передают ведущий вал 2, муфта 4, шестерни 5, 9, 11 и вал 10. При вводе муфты 4 в зацепление с понижающей ведомой шестерней 1 включается понижающая передача. Поток мощности при этом передается через ведущий вал 2, муфту 4, шестерню 1, промежуточный вал 8, передвигающуюся шестерню 9. Далее поток мощности разветвляется: одна его часть через шестерни 9 и 5 передается валу 7 привода заднего моста, а другая – через шестерни 9 и 11 – валу 10 привода переднего моста.

Смазывание раздаточной коробки осуществляется разбрызгиванием.

Для предотвращения перегрузки деталей привода заднего моста при движении на понижающей передаче в раздаточной коробке имеется замок привода переключения передач (рис. 30, б), не позволяющий включать понижающую передачу, если выключен передний мост, или выключать передний мост, если включена понижающая передача. Замок состоит из сухарей 15 и 16, а также разжимающей их пружины. Под действием пружины сухари входят в выемки среднюю 12 и крайнюю 13 переключающих валиков 14 и 17. В нейтральном положении переключающей муфты сухарь 15 входит в среднюю выемку 12 переключающего валика 14 прямой и понижающей передач, а при их включении – соответственно в крайние выемки 13 и 20 меньшей глубины. На переключающем валике 17 сделаны выемки 18 и 19. В выемку 18 (имеет большую глубину, чем выемка 19) сухарь 16 входит при включении, а в выемку 19 – при выключении переднего моста.

Раздаточная коробка с дифференциальным приводом автомобилей КамАЗ высокой проходимости с колесной формулой бхб показана на рис. 31. Коробка механическая двухступенчатая с несимметричным межосевым дифференциалом привода переднего и двух задних (среднего и заднего) ведущих мостов. Переключение передач осуществляется электропневматическим приводом управления, а блокировка дифференциала пневматическим приводом управления.

Раздаточная коробка установлена на раме и крепится на четырех резиновых подушках. Внутри картера 16 раздаточной коробки на подшипниках установлен первичный вал 1 с ведущей шестерней 2 и шестерней 4 отбора мощности. В верхней части картера имеется люк, закрытый крышкой 3, для установки специальной коробки для отбора мощности. Эта коробка позволяет отбирать мощность до 44,1 кВт (60 л.с.) с первичного вала 1 при движении автомобиля. Включение специальной коробки отбора мощности осуществляется при остановке автомобиля. В расточку заднего торца картера установлена односкоростная коробка отбора мощности б на лебедку.

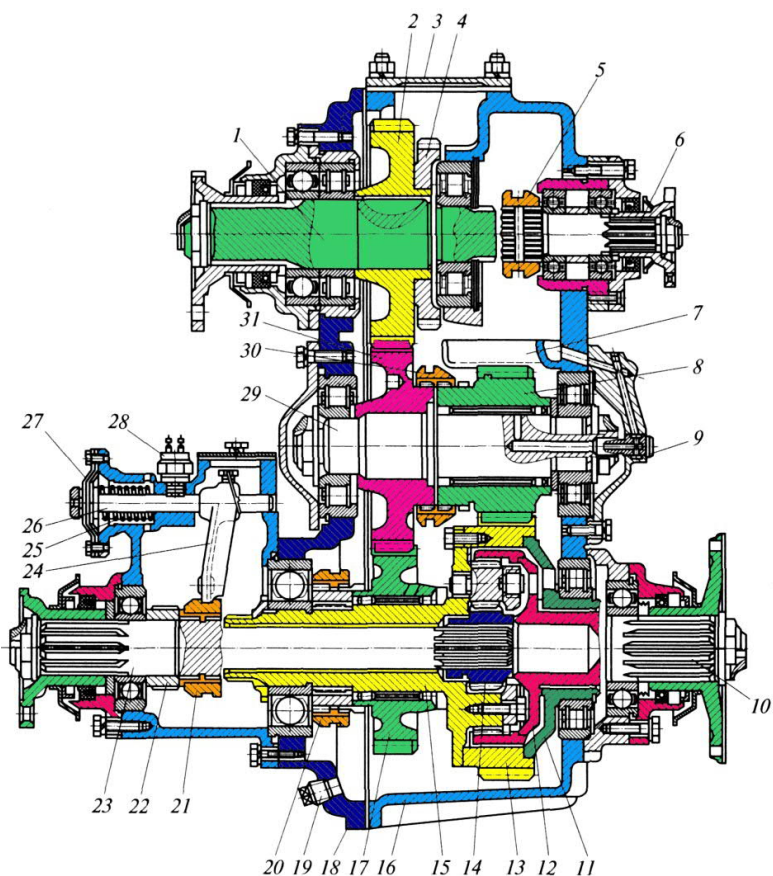


Рис. 31. Раздаточная коробка с дифференциальным приводом автомобилей КамАЗ:

1 – первичный вал; 2 – ведущая шестерня; 3 – крышка люка верхней части картера; 4 – шестерня отбора мощности; 5 – муфта включения коробки отбора мощности (только на КамАЗ-4310); 6 – вал коробки отбора мощности (только на КамАЗ-4310); 7 – маслосорник; 8 – шестерня понижающей передачи; 9 – штуцер; 10 – вал привода задних мостов; 11 – задняя обойма дифференциала; 12 – коронная шестерня дифференциала; 13 – ведущая шестерня межосевого дифференциала; 14 – солнечная шестерня; 15 – передняя часть корпуса дифференциала; 16 – картер раздаточной коробки; 17 – шестерня повышающей передачи; 18 – передняя крышка картера раздаточной коробки; 19 – пробка; 20 – муфта включения высшей передачи; 21 – муфта блокировки дифференциала; 22 – ведущая шестерня привода электрического спидометра; 23 – вал привода переднего моста; 24 – вилка муфты блокировки дифференциала; 25 – диафрагменная пневматическая камера; 26 – шток; 27 – диафрагма; 28 – выключатель; 29 – промежуточный вал; 30 – муфта включения низшей передачи; 31 – промежуточная шестерня

В редукторную часть коробки входят также промежуточный вал 29 с промежуточной шестерней 31 и шестерней 8 понижающей передачи, вал 23 привода переднего моста с шестерней 17 повышающей передачи и дифференциал с валом 10 привода задних мостов. Шестерни 8 понижающей передачи и 17 повышающей. Передачи установлены на роликоподшипниках с алюминиевыми сепараторами.

На валу 10 привода задних (среднего и заднего) мостов установлен несимметричный цилиндрический межосевой дифференциал. Дифференциал состоит из солнечной шестерни 14, четырех сателлитов и коронной шестерни 12, смонтированных в разъемном корпусе дифференциала (образованного задней обоймой 11, ведущей шестерней 13 и передней частью корпуса 15), выполняющего функцию водила.

При разблокированном дифференциале распределение вращающих моментов между передним и задними (средним и задним) ведущими мостами происходит в отношении 1:2 соответственно распределению вертикальной нагрузки между передним и задними мостами. Такое распределение обеспечивает постоянную и равномерную тягу по всем ведущим мостам и устраняет дополнительные (циркуляционные) нагрузки в трансмиссии. При движении в тяжелых дорожных условиях дифференциал должен быть заблокирован. В этом случае обеспечиваются максимальные тяговые возможности автомобиля по всем ведущим мостам.

На рис. 31 раздаточная коробка показана в нейтральном положении приводов переключения передач и приразблокированном дифференциале. Блокировка и разблокировка межосевого дифференциала осуществляются дистанционно при помощи диафрагменных пневматических камер 25. Между корпусом и крышкой камеры установлена резиноканевая диафрагма 27. К диафрагме 27 возвратной пружиной поджимается шток, на котором укреплена вилка 24 муфты блокировки дифференциала, связанная с муфтой 21 блокировки дифференциала. Для блокировки необходимо переместить на панели приборов рычаг крана включения блокировки межосевого дифференциала. При этом сжатый воздух поступает в полость между крышкой корпуса камеры и диафрагмой 27, шток 26 с вилкой 24 перемещает муфту 21 блокировки дифференциала направо, соединяя вал 23 привода переднего моста с передней частью 15 корпуса дифференциала (водилом). В результате дифференциал блокируется, валы привода ведущих мостов (переднего 23 и задних 10) оказываются жестко связанными и вращаются с одинаковой частотой. Выключатель 28 включает контрольную лампу включения блокировки межосевого дифференциала.

Переключение передач в раздаточной коробке также осуществляется дистанционно с помощью диафрагменных пневматических камер. Для включения в раздаточной коробке повышающей передачи с передаточным числом 0,917 необходимо муфту 20 включения высшей передачи сместить вправо и ввести в зацепление с расположенным слева зубчатым венцом шестерни 17 повышающей передачи. В этом случае вращающий момент от

первичного вала 7 через ведущую шестерню 2, промежуточную шестерню 31, шестерню 17 повышающей передачи, муфту 20 передается на корпус дифференциала (водило) через его переднюю часть 15, и через дифференциальный механизм распределяется между валами 10 и 23 привода ведущих мостов (задних и переднего).

Для включения понижающей передачи с передаточным числом 1,692 необходимо муфту 30 включения низшей передачи сместить вправо. При этом соединятся шестерни 31 промежуточная и 8 понижающей передачи. Вращающий момент от первичного вала 1 через ведущую шестерню 2, промежуточную шестерню 31 и муфту 30 включения низшей передачи будет передаваться на шестерню понижающей передачи 8, далее через ведущую шестерню 13 межосевого дифференциала – на корпус дифференциала (водило) и через дифференциальный механизм распределяется между валами 10 и 23 привода ведущих мостов (задних и переднего).

Воздух в камеры переключения передач в раздаточной коробке подается через электропневмоклапаны, управляемые из кабины водителя трехпозиционным переключателем. Для исключения одновременного включения двух передач в раздаточной коробке имеется механизм блокировки шарикового типа.

Смазка раздаточной коробки осуществляется разбрызгиванием. Для улучшения смазки шарикового подшипника, на котором установлена ступица шестерни 8 понижающей передачи, во внутренней полости картера коробки выполнен маслосборник 7, из которого через соединенные каналы масло стекает в полость подшипника.

Раздаточная коробка трактора МТЗ-82 представлена на рис. 32. С помощью раздаточной коробки через карданную передачу подводится крутящий момент к переднему ведущему мосту, обеспечивается его автоматическое, а при необходимости и принудительное включение и выключение. Ее корпус 4 привинчен к правой стенке корпуса коробки передач и зафиксирован установочными штифтами.

На переднем конце вала 9, вращающегося в двух шариковых подшипниках, закреплен фланец 8 для присоединения карданного вала привода переднего моста. Внутри коробки на валу смонтирована роликовая обгонная муфта, по принципу действия подобная муфтам, которые применяют в системах пуска дизелей. Ее внутренняя обойма 15 через втулку опирается на гладкий участок вала. Наружной обоймой муфты служит ступица шестерни 5, в профилированные вырезы которой заложены восемь роликов 14. На каждый ролик через штифты

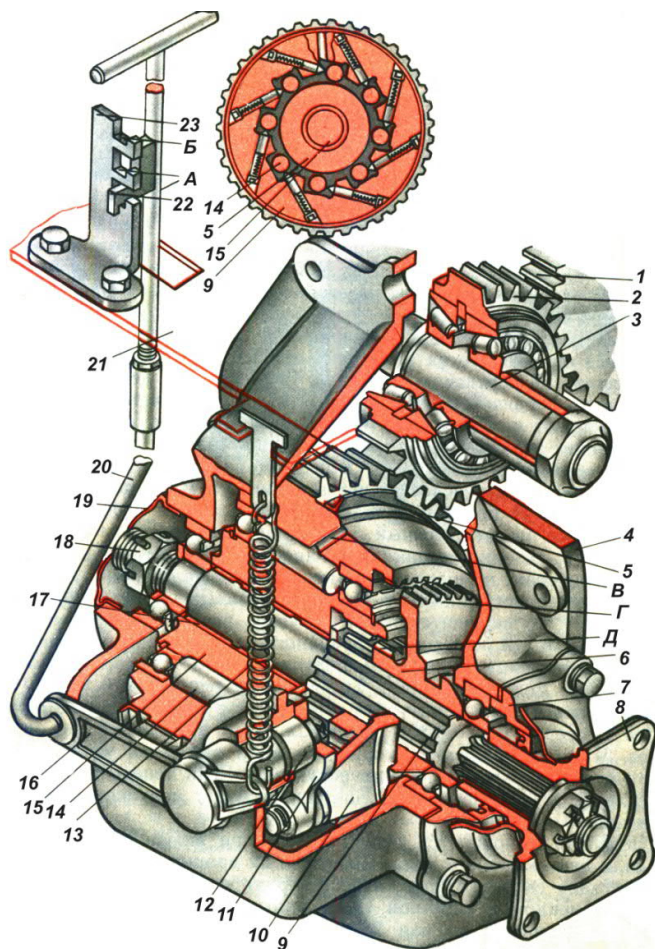


Рис. 32. Раздаточная коробка трактора МТЗ-82:

1 – шестерня вторичного вала коробки передач; 2 – промежуточная шестерня; 3 – ось; 4 – корпус; 5 – шестерня – наружная обойма муфты свободного хода; 6 – муфта переключения; 7 и 19 – крышки; 8 – фланец; 9 – вал; 10 – вилка; 11 – рычаг вилки; 12 – валик управления; 13 – пружина; 14 – ролик; 15 – внутренняя обойма обгонной муфты; 16 – рычаг управления; 17 – втулка; 18 – гайка; 20 – тяга; 21 – пол кабины; 22 – упор; 23 – стойка

действуют по две пружины, смещая ролики в узкую часть вырезов и, таким образом, заклинивая ступицу шестерни и внутреннюю обойму. Ступица шестерни 5 опирается на обойму 15 через два шариковых подшипника.

Шестерня 5 получает вращение от шестерни 1 вторичного вала через промежуточную шестерню 2, которую вместе с осью 3 и коническими подшипниками дополнительно монтируют в коробке передач.

Муфта 6 с большим Γ и малым D зубчатыми венцами, установленная на валу, предназначена для переключения раздаточной коробки. С помощью тяги 20, рычагов 16 и 11 и вилки 10 муфт перемещают по шлицам вала. Когда тяга опущена, пружиной 1 муфта смещена вперед (это положение показано на рисунке) что соответствует выключению муфты свободного хода, а значит, и переднего моста.

Для включения муфты тягу 20 перемещают вверх и вводят ее упор 22 в вырез A стойки 23. При этом подвижная муфта 6, смещаясь назад, своим малым венцом D входит в зацепление с зубцами обоймы

15, жестко соединяясь с нею. В результате возможно автоматическое включение и выключение переднего моста. Достигается это благодаря тому, что частота вращения шестерни 5, получающей привод от вторичного вала коробки передач, всегда пропорциональна частоте вращения задних колес, а вала 9 с обоймой 15 – частоте вращения передних колес, так как обойма 15 через карданную передачу связана с механизмами переднего моста. Передаточные числа подобраны так, что, когда отсутствует буксование, ведущими служат только задние колеса, потому что шестерня 5 вращается медленнее обоймы 15. При этом ролики 14 расклиниваются и не препятствуют независимому вращению обоймы и шестерни.

Если задние колеса начинают пробуксовывать, то вследствие уменьшения скорости трактора снижается частота вращения передних колес, а значит, и обоймы 15. Когда буксование достигает 6 %, шестерня 5 догоняет обойму 15 и после заклинивания роликов начинает вращаться с ней как одно целое. Происходит передача крутящего момента от коробки передач передним колесам. При уменьшении буксования передний мост снова автоматически отключается.

Чтобы разгрузить муфту свободного хода и уменьшить ее изнашивание при работе на рыхлых и влажных почвах (при больших тяговых сопротивлениях), передний мост рекомендуется включать принудительно. Для этого тягу 20 поднимают еще выше и фиксируют ее упор 22 в вырезе B стойки. Большой венец Γ подвижной муфты входит в зацепление с внутренними зубцами ступицы шестерни 5 и жестко соединяет ее с валом – муфта свободного хода блокируется.

Детали раздаточной коробки смазываются маслом, разбрызгиваемым из коробки передач. К роликам обгонной муфты масло подводится через сверление B . Утечка его в зазор между корпусом и валом 9 предотвращается самоподвижным сальником.

7. Карданные передачи и шарниры равных угловых скоростей

Карданная передача предназначена для передачи вращающего момента между валами агрегатов трансмиссии, расположенными под постоянными или переменными углами один относительно другого.

Такое положение валов обусловлено как погрешностями изготовления, так и конструктивными особенностями транспортного средства. Например, ведущий задний мост автомобиля поддрессорен, и положение его входного вала постоянно меняется во время движения относительно выходного вала коробки передач. В ряде случаев валы агрегатов находятся в разных плоскостях из-за неточности монтажа. В процессе эксплуатации транспортного средства происходит также деформация его рамы и, как следствие, нарушается соосность валов агрегатов, закрепленных на ней.

Карданная передача состоит из трех основных элементов: карданных шарниров, карданных валов и их опор.

Основные требования, которым должна удовлетворять карданная передача, следующие:

- синхронность угловых скоростей, связанных передачей валов;
- высокий КПД;
- хорошая уравновешенность деталей карданной передачи;
- бесшумность работы;
- простота и надежность конструкции.

В зависимости от числа карданных шарниров карданные передачи чаще всего бывают одно-, двух- и трехшарнирные.

Наибольшее распространение получила *двухшарнирная карданная передача*, состоящая из двух карданных шарниров и соединяющего их карданного вала. При значительном расстоянии между агрегатами их соединяют *трехшарнирной карданной передачей с промежуточной опорой*, а при небольшом расстоянии, если механизмы находятся на одном основании, например, на раме автомобиля, – *одношарнирной*.

По кинематическому признаку различают шарниры неравных (асинхронные) и равных (синхронные) угловых скоростей.

Карданный шарнир неравных угловых скоростей (рис. 33, а) включает в себя ведущую 2 и ведомую 4 вилки, которые шарнирно соединены между собой крестовиной 3. Ведущая вилка жестко соединена с ведущим валом 1, а ведомая вилка с ведомым валом 6 жестко или с помощью подвижного шлицевого соединения 5 для изменения его длины. Вращающий момент от ведущего вала 1 к ведомому валу 6, оси которых расположены под углом γ одна к другой, передается шарниром в результате поворота ведомой вилки 4 относительно оси *ББ*, а крестовины относительно оси *АА* ведущей вилки 2. Ведомый вал при этом вращается неравномерно по отношению к ведущему валу.

Взаимосвязь углов поворота α ведущего и β ведомого валов при их вращении можно выразить следующей формулой:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cos \gamma,$$

где α – угол поворота ведущего вала при вращении, град; β – угол поворота ведомого вала при вращении, град; γ – угол между валами, град.

Из формулы следует, что неравномерность вращения ведомого вала по отношению к ведущему валу зависит от значения $\cos \gamma$. Неравномерность тем больше, чем больше угол γ между валами. Поэтому такой шарнир называется асинхронным, или шарниром неравных угловых скоростей.

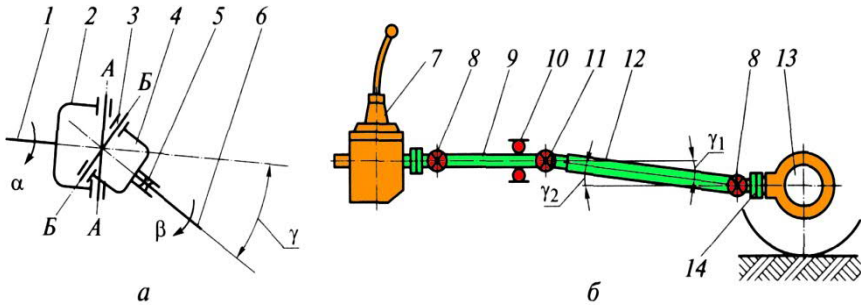


Рис. 33. Карданная передача с шарнирами неравных угловых скоростей:

a – кинематическая схема карданного шарнира; b – схема карданной передачи; 1, 6 – ведущий и ведомый валы; 2, 4 – ведущая и ведомая вилки; 3 – крестовина; 5 – шлицевое соединение; 7 – коробка передач; 8 – конечный карданный шарнир неравных угловых скоростей; 9, 12 – промежуточный и основной карданные валы; 10 – промежуточная опора; 11 – промежуточный карданный шарнир неравных угловых скоростей; 13 – главная передача ведущего моста; 14 – ведущий вал главной передачи; α , β – углы поворота ведущего и ведомого валов шарнира при их вращении; γ , γ_1 , γ_2 – углы между валами; AA , BB – оси крестовины

Неравномерность вращения карданной передачи устраняется установкой второго шарнира.

Карданные передачи с шарнирами неравных угловых скоростей привода заднего ведущего моста передают вращающий момент от КП 7 (рис. 33, б) к ведущему валу 14 главной передачи 13, расположенной в картере ведущего моста автомобиля. Эта передача состоит из основного 12 и промежуточного 9 карданных валов, промежуточной опоры 10, двух конечных карданных шарниров 8 неравных угловых скоростей и промежуточного карданного шарнира 11 неравных угловых скоростей. Промежуточный карданный шарнир 11 связан с основным карданным валом 12 при помощи шлицов. Основной карданный вал имеет два карданных шарнира, что обеспечивает равномерное вращение ведущего вала 14 главной передачи.

Равномерное вращение ведущего вала 14 главной передачи возможно при следующих условиях: углы между карданными валами промежуточным 9 и основным 12, а также между основными карданным валом 12 и ведущим валом 14 главной передачи равны между собой, т. е. $\gamma_1 = \gamma_2$; вилки шарниров, соединенные с основным карданным валом 12 находятся в одной плоскости; валы 9, 12 и 14 также находятся в одной плоскости.

При соблюдении указанных условий неравномерности угловых перемещений шарниров, установленных в начале и конце основного карданного вала 12, взаимно компенсируются, и данная карданная передача в целом является синхронной, т.е. представляет собой карданную передачу равных угловых скоростей. Карданная передача с двумя сочленениями может применяться при углах между валами не более $20...30^\circ$.

При вращении из-за неравномерного распределения массы по сечению карданного вала появляется центробежная сила, изгибающая его в поперечной плоскости и вызывающая поперечные колебания вала. Это создает дополнительные нагрузки на детали карданной передачи и уменьшает ресурс работы. Для повышения надежности передачи карданный вал изготавливают из тонкостенной трубы большого диаметра и делают по возможности меньшей длины.

Карданная передача автомобиля, выполненная по рассмотренной схеме, показана на рис. 34, б. В данную конструкцию входят передний, промежуточный и задний карданные шарниры, промежуточный 10 и основной 8 карданные валы и кронштейн 21 промежуточной опоры с подшипником 22. Промежуточный карданный шарнир неравных угловых скоростей состоит из скользящего вала, выполненного как одно целое с ведущей вилкой 17, ведомой вилки и соединяющей их крестовины 16. Скользящий вал с помощью шлицов соединен с промежуточным карданным валом 10. Шлицевое соединение обеспечивает возможность изменения длины карданной передачи в процессе ее работы. Между цапфами крестовин и осями вилок установлены игольчатые подшипники 15, стаканы которых от осевых смещений и проворачивания удерживают крышки, входящие выступами в торцовые пазы стаканов. Вытеканию смазки из игольчатых подшипников препятствуют резиновые манжеты, а из шлицевого соединения – резиновые кольца и войлочный сальник 14. Шлицевое соединение защищено от проникновения грязи прорезиненным чехлом 7. Смазку к игольчатым подшипникам нагнетают через масленки. Шлицевое соединение смазывают при сборке карданной передачи.

Промежуточный 10 и основной 8 карданные валы изготовлены из тонкостенных труб. Спереди к промежуточному карданному валу 10 приварена ведомая вилка 3 переднего карданного шарнира, а ведущая вилка 1 этого шарнира соединена с фланцем вторичного вала коробки передач. Ведомая вилка промежуточного шарнира и ведущая вилка 9 заднего карданного шарнира закреплены на основном карданном валу 8. Ведомая вилка заднего шарнира соединена с фланцем ведущего вала главной

передачи. Карданные валы после изготовления балансируют посредством приварных балансировочных пластин.

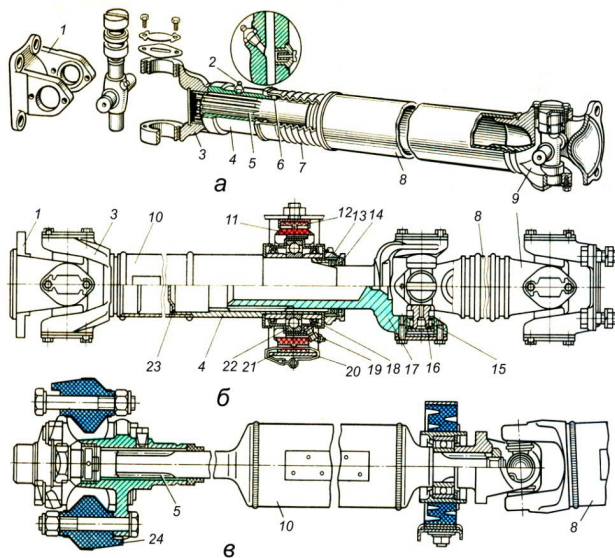


Рис. 34. Карданные передачи:

а – с одним валом; *б* – с двумя валами; *в* – с двумя валами и упругим сочленением; 1 и 3 – вилки; 2 и 19 – масленки; 4 – шлицевая втулка; 5 – наконечник со шлицами; 6, 14 и 18 – сальники; 7 – защитный чехол; 8 – карданный вал; 9 – карданный шарнир; 10 – промежуточный карданный вал; 11 – подушка опоры; 12 – скоба крепления подушки; 13 – гайка крепления подшипника промежуточной опоры; 15 – игольчатый подшипник крестовины; 16 – крестовина; 17 – скользящая вилка; 20 – хомут; 21 – кронштейн опоры; 22 – шарикоподшипник; 23 – заглушка; 24 – упругая резиновая муфта

Задним концом промежуточный карданный вал 10 опирается на промежуточную опору, закрепленную болтами на поперечине рамы автомобиля. Опора состоит из кронштейна 21 промежуточной опоры и подшипника 22, расположенного в резиновой подушке 11, которая гасит вибрации и уменьшает нагрузки на промежуточный вал. Нагрузки могут быть вызваны неточностью установки и деформациями рамы.

Шарниры равных угловых скоростей (ШРУС) по конструкции бывают шариковые, кулачковые и двоянные. Эти шарниры обычно применяются в приводе ведущих управляемых колес.

Наибольшее распространение получили шариковые карданные шарниры равных угловых скоростей с делительными канавками и с делительным рычажком

Шариковый шарнир с делительными канавками (рис. 35, а) имеет два вала 1 и 5, изготовленные заодно с кулаками. Вилки в данном шарнире имеют по четыре делительные канавки 2 и 4, средние линии которых представляют собой окружности с одинаковыми радиусами и центрами O_1 и O_2 , равноудаленными от центра шарнира O . В канавки 2 и 4 закладывают шарики 3. Пятый шарик 6, расположенный между торцами кулаков, предназначен для их центрирования. Для установки последнего (четвертого) шарика 3 при сборке карданного шарнира центрирующий шарик 6 имеет лыску. После сборки карданного шарнира центрирующий шарик поворачивают лыской в сторону торца вала кулака 2 и фиксируют в этом положении штифтом 8, входящим в отверстия, имеющиеся в шарике 6 и вале кулака 2. Штифт 8 фиксируют в свою очередь штифтом 7.

При вращении валов 1 и 5 в любую сторону крутящий момент передается от одного кулака к другому через два шарика. Каждый шарик находится одновременно в канавках обоих кулаков, а его центр располагается на пересечении осей канавок в точке O . При вращении валов и изменении угла между их осями шарики 3 всегда устанавливаются в биссекторной плоскости.

Рассматриваемые шарниры могут работать при углах поворота колес автомобиля до 32° . Их недостаток – необходимость точной фиксации валов в продольном направлении, а также высокие давления на контактных поверхностях, что обуславливает снижение долговечности таких шарниров и ограниченное их применение в автомобилях большой грузоподъемности.

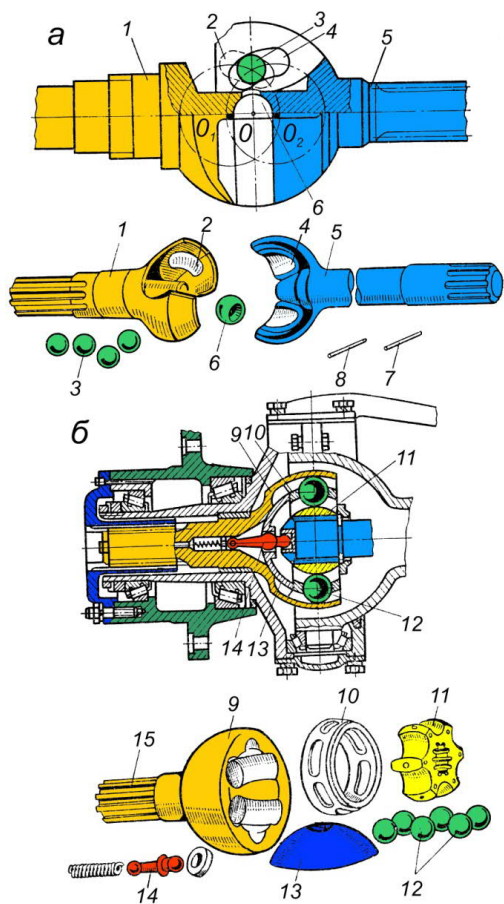


Рис. 35. Шариковые карданные шарниры равных угловых скоростей:

а – с делительными канавками; *б* – с делительным рычажком; 1, 5 – валы с кулаками; 2, 4 – делительные канавки; 3 – шарики; 6 – центрирующий шарик; 7, 8 – штифты; O – центр шарнира; O_1 – центр окружности средней линии делительной канавки; O_2 – центр окружности средней линии делительной канавки; 4; 9 – сферическая чашка; 10 – сепаратор; 11 – ведущая звездочка; 12 – шарики; 13 – направляющая чашка; 14 – делительный рычажок

В шариковом карданном шарнире с делительным рычажком (рис. 35, б) связь между ведущей звездочкой 11 и сферической чашкой 9, выполненной как одно целое с валом 15, осуществляется шестью шариками 12, заключенными в сепаратор 10. При повороте вала 15 относительно вала ведущей звездочки делительный рычажок 14 через направляющую чашку 13

поворачивает сепаратор, и шарики устанавливаются в биссекторной плоскости. Крутящий момент в таком шарнире передается через все шарики. Поэтому нагрузка на последние меньше, чем в карданном шарнире с делительными канавками. При тех же размерах, что и карданные шарниры с делительными канавками, шарниры с делительным рычажком могут передавать больший крутящий момент.

Кулачковый шарнир равных угловых скоростей (рис. 36) состоит из вилок 2 и 6, связанных с наружной 1 и внутренней 7 полуосьями. В вилки 2 и 6 вставлены два полуцилиндрических кулака 3 и 5, в пазы которых входит диск 4, представляющий собой центральное звено шарнира. Перемещение валов при вращении происходит относительно цилиндрических поверхностей полуцилиндрических кулаков 3 и 5 и цилиндрической поверхности диска 4. Оси кулаков и диска расположены взаимно-перпендикулярно. Кулачковый шарнир проще и дешевле шариковых шарниров, способен передавать больший момент, но КПД его ниже из-за больших сил трения.

В приводе к ведущим управляемым колесам иногда применяются также двоянные синхронные карданные шарниры – два карданных шарнира неравных угловых скоростей, выполненных в виде единого узла.

8. Ведущие мосты

Мост автомобиля и колесного трактора – это агрегат, который опирается на колеса и воспринимает все виды усилий, действующих между колесами и остовом. Если в его состав входят механизмы, с помощью которых подводится крутящий момент к колесам, то такой мост называют ведущим. Агрегат гусеничного трактора, в котором объединены механизмы, передающие крутящий момент от коробки передач ведущим колесам (звездочкам), по аналогии тоже называют ведущим мостом, хотя он непосредственно и не опирается на гусеницы. Задние мосты сельскохозяйственных тракторов и автомобилей – ведущие. Чтобы уменьшить буксование и улучшить проходимость, у некоторых автомобилей и колесных тракторов крутящий момент подводится и к передним колесам, т. е. передний мост делают ведущим. Таким образом, ведущие мосты предназначены для передачи вращающего момента с карданного вала к ведущим колесам автомобиля, а также для восприятия сил, передающихся при движении от колес к подвеске.

Ведущий мост колесной машины состоит из главной передачи, дифференциала, привода ведущих колес, конечной передачи, балки моста или устройства для передачи сил от ведущих колес к раме (кузову) автомобиля, а для гусеничной машины – из главной передачи, механизмов поворота и конечных передач.

Основные требования, предъявляемые к ведущим мостам: обеспечение необходимого передаточного числа главной передачи; небольшие габаритные размеры для обеспечения достаточного дорожного просвета; бесшумная работа; передача крутящего момента к ведущим колесам без пульсации; по возможности малая масса неподдресоренных частей.

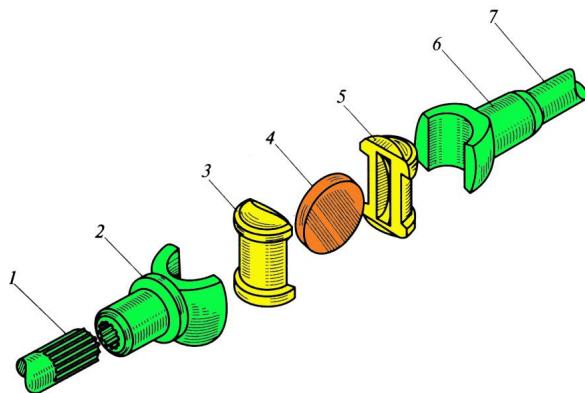


Рис. 36. Кулачковый шарнир равных угловых скоростей:
1, 7 – наружная и внутренняя полуоси; 2, 6 – вилки; 3, 5 – полуцилиндрические кулаки; 4 – диск

Ведущий мост колесной машины состоит из главной передачи, дифференциала, привода ведущих колес, конечной передачи, балки моста или устройства для передачи сил от ведущих колес к раме (кузову) автомобиля, а для гусеничной машины – из главной передачи, механизмов поворота и конечных передач.

Основные требования, предъявляемые к ведущим мостам: обеспечение необходимого передаточного числа главной передачи; небольшие габаритные размеры для обеспечения достаточного дорожного просвета; бесшумная работа; передача крутящего момента к ведущим колесам без пульсации; по возможности малая масса неподдресоренных частей.

Ведущие мосты могут быть управляемые и неуправляемые. Если ведущий мост управляемый, то в его состав входят карданные шарниры, обеспечивающие возможность привода колес при изменяющемся угле между валами передачи. Ведущие мосты автомобилей по конструкции бывают неразрезные и разрезные.

Неразрезной мост имеет жесткую конструкцию в виде балки (цельной или составной). Балки ведущих мостов могут быть штампованными и литыми. Составные балки прочнее цельных, но их изготовление более трудоемко, а жесткость зависит от надежности выполненного соединения. На балке крепят рессоры, толкающие и реактивные штанги, фиксирующие мост относительно рамы (кузова). Балка ведущего моста является несущей и через нее вес машины передается на колеса.

Разрезной мост представляет собой шарнирную конструкцию, позволяющую правому и левому колесам перемещаться независимо одно относительно другого. Колеса ведущих мостов автомобилей могут быть либо только ведущими (задние мосты), либо одновременно ведущими и управляемыми (передние мосты).

Главная передача предназначена для увеличения вращающего момента, передаваемого к ведущим колесам. В автомобилях с продольным расположением трансмиссии главная передача, кроме этого, поворачивает направление передачи вращающего момента на 90° . Конструкция главных передач должна обеспечивать необходимое передаточное число, высокий КПД, минимальные габаритные размеры и массу, а также плавную и бесшумную работу.

В зависимости от типа зубчатой передачи различают шестеренные (цилиндрические или конические) и червячные главные передачи. Червячные передачи из-за меньшего, чем у шестеренных передач, КПД получили ограниченное применение. Шестеренные главные передачи могут быть одинарными и двойными.

Одинарная главная передача представляет собой пару конических шестерен с криволинейными зубьями. В отличие от главной передачи с пересекающимися осями (рис. 37, а) в передаче с гипоидным зацеплением (рис. 37, б) оси скрещиваются и смещение S оси вала шестерни относительно центра зубчатого колеса составляет обычно 50...60 мм. Одинарные главные передачи используются на легковых автомобилях, а также на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности.

Двойные главные передачи (рис. 37, в) устанавливают на автомобилях большой грузоподъемности и на некоторых автомобилях средней грузоподъемности, когда общее передаточное число трансмиссии должно быть значительным, так как передаются большие крутящие моменты. Двойная главная передача применяется так же в тех случаях, когда из-за больших размеров ведомого зубчатого колеса уменьшается дорожный просвет и невозможно применить одинарную коническую передачу. Шестерни в двойных главных передачах на первой ступени обычно конические, а на второй цилиндрические. Цилиндрические шестерни делают с косыми зубьями. Общее передаточное число двойной главной передачи равно произведению передаточных чисел составляющих пар.

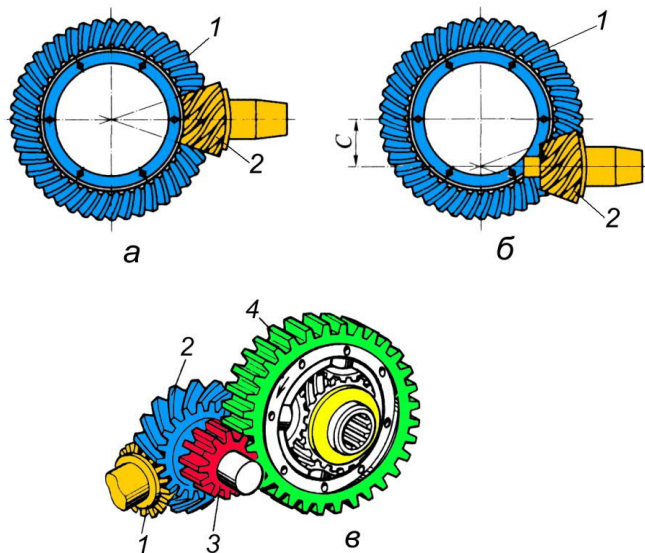


Рис. 37. Главные передачи:

a – коническая с пересекающимися осями; *б* – коническая со скрещивающимися осями (гипоидная); *в* – центральная двойная; 1 – ведомое коническое колесо; 2 – ведущее коническое колесо; 3 – ведущее цилиндрическое колесо; 4 – ведомое цилиндрическое колесо; *C* – смещение оси вала шестерни относительно центра зубчатого колеса

Двойные главные передачи бывают *центральные*, их выполняют в одном картере, располагая в середине моста, или *разнесенные*, где каждая ступень передачи выполняется отдельно. В двойных разнесенных главных передачах пару цилиндрических шестерен – ведущую и ведомую переносят к колесам. В некоторых конструкциях главных передач вторую ступень делают планетарной. Конструкция отдельных узлов двойной главной передачи аналогична конструкции одинарной главной передачи.

На рис. 38 показана конструкция ведущего моста грузовых автомобилей ГАЗ с одинарной гипоидной главной передачей. Крутящий момент от карданной передачи через закрепленный корончатой гайкой фланец 9 и внутренние шлицы передается ведущей шестерне 8, а от нее ведомому колесу 22. Ось ведущей шестерни 8 смещена относительно оси ведомого колеса вниз на 32 мм. Зубчатые колеса подбирают по пятну контакта в зацеплении, поэтому они работают бесшумно. Изношенные или поврежденные зубчатые колеса главной передачи заменяют только парами.

Передача размещена в картере 18, отлитом из ковкого чугуна и прикрепленном болтами к картеру 1 заднего моста. Для большей прочности этот неразъемный картер имеет ребра жесткости.

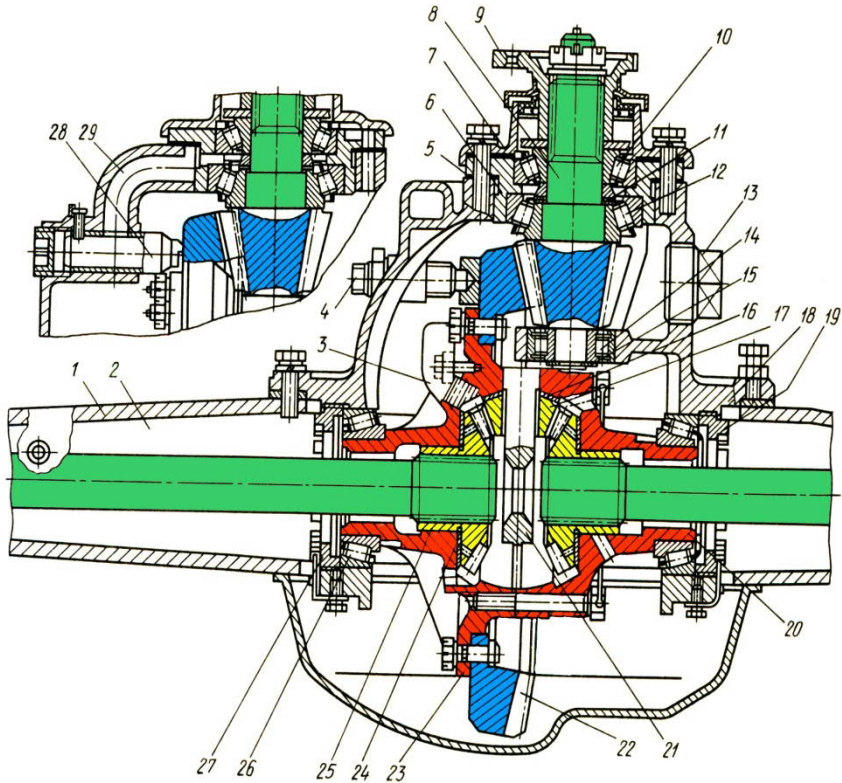


Рис. 38. Ведущий мост грузового автомобиля ГАЗ:

1 – картер заднего моста; 2 – полуось; 3 – маслоуловитель; 4 – регулировочный винт; 5 и 11 – регулировочные прокладки; 6 – стакан; 7 – крышка; 8 – ведущая шестерня; 9 – фланец; 10, 12 и 26 – конические роликоподшипники; 13 – пробка заливного отверстия; 14 – цилиндрический роликоподшипник; 15 – стопорное кольцо; 16 и 24 – опорные шайбы; 17 – сателлит; 18 – картер главной передачи; 19 и 27 – регулировочные гайки; 20 – правая коробка сателлитов; 21 – крестовина; 22 – ведомое колесо; 23 – левая коробка сателлитов; 25 – полуосевое зубчатое колесо; 28 – маслоприемная трубка; 29 – канал

Ведущая шестерня 8 изготовлена как одно целое с валом, который опирается на цилиндрический 14 и на конические 10 и 12 роликоподшипники, установленные для устранения зазора между кольцами и роликами с предварительным натягом и закрытые крышкой 7. Роликоподшипник 14 запрессован до упора в торец зубчатого венца и застопорен кольцом 15. Наружные кольца роликоподшипников 10 и 12 установлены в стакане 6, закрепленном болтами в картере главной передачи. Роликоподшипники 10 и 12 воспринимают возникающие при работе главной передачи осевые силы. Конструкция опор вала ведущей шестерни обеспечивает малые деформации, поэтому главная передача отличается высокой долговечностью.

Ведомое колесо 22 закреплено на картере дифференциала. Зацепление зубчатых колес регулируют прокладками 5. Регулировка не нарушается благодаря достаточной жесткости картера 18 и наличию предварительного натяга подшипников 10 и 12. Радиальные и осевые силы, действующие на ведомое колесо главной передачи, воспринимаются роликоподшипниками 26 картера дифференциала. Гайки 19 и 27 служат для регулировки подшипников и зацепления гипоидной передачи.

Регулировочный винт 4 упора, ввернутый в картер напротив зоны зацепления зубчатых колес, ограничивает деформацию ведомого колеса при передаче больших крутящих моментов. Эта деформация определяется величиной зазора между колесом и упором; зазор можно регулировать ввертывая или вывертывая винт 4.

Залитое в картер до определенного уровня масло захватывается ведомым колесом и по маслоприемной трубке 28 и каналу 29 подается к подшипникам ведущей шестерни. От подшипников масло отводится по нижнему каналу в маслоуловитель 3. Остальные детали главной передачи смазываются разбрызгивающимся маслом. Нормальное давление в полости картера поддерживается при помощи сапуна.

Примером разнесенной двойной главной передачи может служить конструкция заднего моста грузового автомобиля МАЗ (рис. 39, б), которая состоит из конической главной передачи (рис. 39, д) и двух колесных редукторов (рис. 39, в).

Особенностью конической главной передачи грузового автомобиля МАЗ по сравнению с рассмотренными конструкциями главных передач является то, что ведущая коническая шестерня 35 (рис. 39, д), изготовленная за одно целое с валом, крепится не консольно, а имеет дополнительную опору, представляющую собой цилиндрический роликоподшипник 30. При трех подшипниках конструкция получается более компактной, значительно уменьшается длина хвостовика шестерни, что при небольшой базе автомобиля позволяет лучше расположить карданный вал, и, кроме того, значительно снижается нагрузка на подшипники по сравнению с консольным креплением. Устанавливаемый в расточке прилива картера роликоподшипник 30 воспринимает радиальные усилия, уменьшая

деформацию шестерни 35. Данная конструкция получила распространение почти на всех современных грузовых автомобилях, а консольная конструкция – на большинстве легковых автомобилей.

Центральный редуктор в сборе, состоящий из конической главной передачи и дифференциала, установлен в картере заднего моста и закреплен шпильками и гайками к его обработанной плоскости, а с задней стороны отверстие закрыто штампованной крышкой, приваренной к картеру моста. В расточки перегородок картера запрессованы кожухи 10 полуосей (рис. 39, б), которые от проворачивания удерживаются стопорными штифтами 9.

На наружные концы кожухов полуосей с помощью эвольвентных шлицев закреплены внутренние чашки 26 (рис. 39, в), которые жестко соединены с наружными чашками 3, образуя неподвижное водило, на трех осях 17 которого вращаются сателлиты 2. От полуосей момент передается к центральной солнечной шестерне 1, от нее через три сателлита 2 и коронное колесо 4 к ступице колеса. Передаточное число колесного редуктора определяется отношением числа зубьев коронного колеса и солнечной шестерни, поэтому изменением указанных чисел зубьев может быть получен ряд передаточных чисел при сохранении межосевого расстояния. Сателлиты не влияют на величину передаточного числа.

Преимущества и недостатки гипоидной и разнесенной двойной главных передач. В гипоидной передаче ось ее ведущей шестерни расположена ниже оси ведомого колеса (оси заднего моста). Вследствие этого центр тяжести автомобиля ниже и лучше его устойчивость. По сравнению с обычной конической парой, при одинаковом передаточном числе и передаваемом моменте гипоидное зацепление, создавая меньший шум при работе, так как с увеличением смещения оси вала ведущей шестерни возрастает число зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. Полученная вследствие этого более жесткая и прочная конструкция повышает долговечность передачи, а так же позволяет увеличить диаметр ведущей шестерни. Но наличие повы-

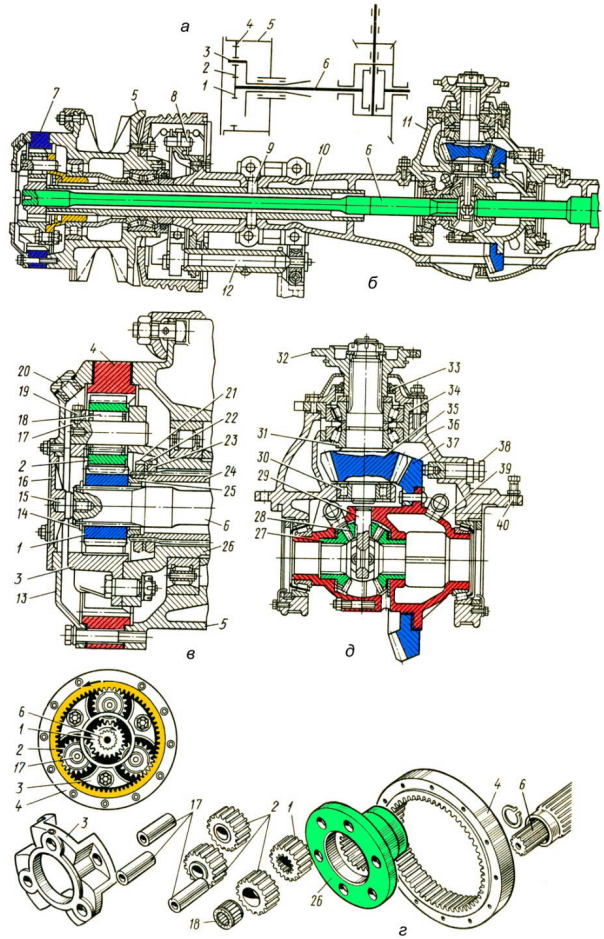


Рис. 39. Задний мост грузового автомобиля МАЗ и его элементы:

a – кинематическая схема; *б* – конструкция; *в* – колесный редуктор; *г* – детали колесного редуктора; *д* – главная передача и дифференциал; 1 – солнечная (ведущая) шестерня; 2 – сателлит; 3 – наружная чашка водила; 4 – коронное (ведомое) колесо; 5 – ступица заднего колеса; 6 – полуось; 7 – колесный редуктор; 8 – тормозной механизм задних колес; 9 – стопорный штифт кожуха полуоси; 10 – кожух полуоси; 11 – центральный редуктор; 12 – тормозной разжимной кулак; 13 и 16 – крышки; 14 и 22 – стопорные кольца; 15 – упорный сухарь; 17 – ось сателлита; 18 – подшипник сателлита; 19 – стопорный болт оси сателлита; 20 – пробка заливного отверстия; 21 – контргайка подшипника ступицы; 23 – гайка подшипника ступицы; 24 – кожух полуоси; 25 – упор ведущей шестерни; 26 – внутренняя чашка водила; 27 – полуосевое зубчатое колесо; 28 – сателлит дифференциала; 29 – крестовина дифференциала; 30

– цилиндрический роликоподшипник; 31 – конический подшипник ведущей шестерни; 32 – фланец; 33 – сальник; 34 – регулировочные прокладки; 35 – ведущая шестерня; 36 – картер редуктора; 37 – ведомое колесо; 38 – ограничитель ведомого колеса; 39 – правая чашка дифференциала; 40 – демонтажный болт картера редуктора

шенного скольжения между зубьями гипоидных передач требует применения специального гипоидного смазочного материала с сернистыми, свинцовыми, фосфорными и другими присадками, образующими на поверхностях зубьев прочную пленку.

Разнесенная двойная главная передача позволяет разделить крутящий момент и тем самым разгрузить дифференциал и полуоси от повышенного момента. Недостатком разнесенной передачи является то, что такая конструкция вызывает повышение относительных скоростей вращения зубчатых колес при повороте или буксовании автомобиля, что требует дополнительных мер для защиты трущихся поверхностей деталей дифференциала (введение шайб, втулок, улучшенной смазочной системы).

Дифференциал. При повороте трактора или автомобиля его внешние и внутренние колеса за один и тот же отрезок времени проходят разные пути. Колесо, катящееся по внутренней кривой, проходит меньший путь, чем колесо, катящееся по внешней кривой. Следовательно, внешнее колесо должно вращаться несколько быстрее внутреннего. Аналогичное явление происходит и при прямолинейном движении, если задние колеса автомобиля имеют неодинаковые диаметры, что вполне возможно при неравномерном распределении нагрузки в кузове, неодинаковом износе шин, различном внутреннем давлении в шинах или при движении по неровной дороге.

Чтобы ведущие колеса могли вращаться с различной частотой вращения, их крепят не на одном общем валу, а на двух, называемых полуосями и соединенных одна с другой специальным механизмом – дифференциалом, подводящим к этим полуосям крутящий момент от главной передачи.

Типы дифференциалов. По конструкции дифференциалы бывают шестеренные, кулачковые, червячные и с механизмом свободного хода. Дифференциал может быть простой или самоблокирующийся (дифференциал повышенного трения или с механизмом свободного хода). Шестеренные дифференциалы относятся к простым, а кулачковые и червячные к дифференциалам повышенного трения.

В зависимости от характера распределения вращающего момента *дифференциалы* бывают *симметричные* (рис. 40, а) и *несимметричные* (рис. 40, б). Симметричный дифференциал конструктивно объединяется с главной передачей ведущего моста и распределяет крутящий момент между полуосями поровну. На грузовых автомобилях повышенной проходимости с двумя ведущими мостами в конструкции раздаточной коробки часто применяется несимметричный межосевой дифференциал, который распределяет вращающий момент двигателя между передним и задним ведущими мостами пропорционально весу машины, приходящему на них.

По способу блокировки дифференциалы бывают неблокируемые, блокируемые принудительно и самоблокирующиеся.

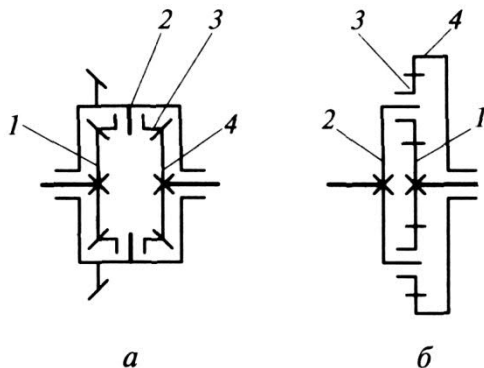


Рис. 40. Кинематические схемы дифференциалов:
a – симметричный; *б* – несимметричный; 1, 4 – полуосевые шестерни; 2 – корпус дифференциала (водило); 3 – сателлиты

В зависимости от места установки дифференциалы могут быть межколесные, межосевые и межбортовые. Межколесный дифференциал устанавливают между правым и левым ведущими колесами одной оси машины, межосевой – между ведущими мостами машины.

Дифференциал должен обладать высоким КПД и малой массой, работа его должна быть бесшумной.

Наибольшее распространение получили симметричные шестеренчатые дифференциалы с коническими шестернями (рис. 41). На оси *б*, закрепленной в корпусе 4 дифференциала, свободно установлены сателлиты 7 и 13. С ними находятся в зацеплении полуосевые конические шестерни 5 и 8, жестко закрепленные на полуосях 2 и 12. Полуоси, свободно пропущенные сквозь отверстия в корпусе 4 дифференциала, передают вращение ведущим колесам. На корпусе дифференциала 4 закреплено ведомое колесо главной передачи 9, приводящее корпус во вращение. При прямолинейном движении по ровной поверхности, когда оба ведущих колеса испытывают одинаковое сопротивление, сателлиты не проворачиваются на своих осях, так как встречают равное сопротивление от полуосевых шестерен. Поэтому сателлиты, обе шестерни и полуоси вращаются как одно целое с корпусом дифференциала.

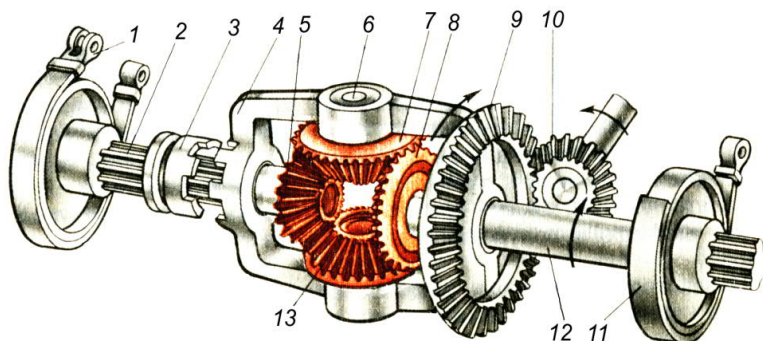


Рис. 41. Схема шестеренчатого дифференциала с коническими шестернями:

1 и 11 – тормоза; 2 и 12 – полуоси; 3 – зубчатая муфта блокировки; 4 – корпус; 5 и 8 – полуосевые конические шестерни; 6 – ось сателлита; 7 и 13 – сателлиты; 9 и 10 – ведомая и ведущая конические шестерни главной передачи

При повороте увеличивается сопротивление перекачиванию внутреннего колеса (катящегося по меньшему радиусу), поэтому и соединенная с ним полуосевая шестерня оказывает повышенное сопротивление сателлитам. Последние начинают перекачиваться по шестерне, в результате чего ее частота вращения становится меньше, чем у корпуса дифференциала.

Перекачиваясь по отстающей полуосевой шестерне, сателлиты вращаются на осях и сообщают дополнительную частоту вращения другой полуосевой шестерне. Соединенное с ней наружное колесо (катящееся по большему радиусу) также начинает вращаться быстрее и забегать в сторону поворота.

Если внутреннее колесо дополнительно притормозить, например тормозом 11, то забегание наружного колеса еще более увеличится, благодаря чему поворот станет более крутым и легким. Для этого тракторы оборудуют тормозами с раздельным управлением, позволяющим притормаживать одно колесо независимо от другого.

При использовании конического дифференциала, с одной стороны, улучшается маневренность и уменьшается изнашиваемость, а с другой – ухудшается проходимость. Объясняется это тем, что если не учитывать действие трения между деталями дифференциала, то можно считать, что крутящие моменты на полуосях всегда равны. Это значит, что момент,

передаваемый на отстающее колесо, не может быть больше момента, передаваемого на забегающее колесо. И если, например, одно колесо, попав на скользкий или рыхлый участок пути, начинает проскальзывать, то и другое колесо не сможет развивать необходимую силу тяги, хотя и имеет хорошее сцепление с грунтом. В этом случае сателлиты, испытывая большее сопротивление полуосевой шестерни, связанной с отстающим колесом, будут обкатывать ее, сообщая дополнительную скорость вращения буксующему колесу. В результате движение замедляется вплоть до полной остановки. Чтобы преодолеть такой участок, целесообразно дифференциал временно заблокировать, т. е. выключить. Для этого достаточно одну из полуосей жестко соединить с корпусом дифференциала с помощью муфты 3. Она может быть кулачковой, зубчатой или фрикционной. В этом случае сателлиты уже не смогут вращаться на своих осях, а обе полуосевые шестерни с полуосями будут вращаться совместно как одно целое.

В некоторых тракторах дифференциал блокируют соединением ведомых шестерен конечных передач или непосредственным соединением полуосей ведущих колес. Для автоматического включения и выключения блокировки в процессе движения машины применяются самоблокирующиеся дифференциалы. Самоблокирующиеся дифференциалы бывают двух типов: повышенного трения и свободного хода.

Рассмотрим тип дифференциала *с механизмом свободного хода*. Широкое применение он находит в конструкции ведущих мостов колесных тракторов, предназначенных для работы в тяжелых дорожных условиях. Ведущая муфта 3 (рис. 42, а) дифференциала закреплена между двумя половинами 1 и 2 коробки дифференциала и своими торцовыми зубьями сцепляется с зубьями полуосевых муфт 4. Когда оба колеса испытывают одинаковое сопротивление и вращаются с одинаковой угловой скоростью, ведущая муфта 3 передает вращение к полуосевым муфтам 4, как это показано на рис. 4.40, б. Полуосевые муфты 4 передают усилие к полуосям через ступицы 1 посредством наружных и внутренних шлицов. Внутри ведущей муфты 3 имеется центральная вставка 9 с трапецеидальными зубьями, закрепленная в ней стопорным кольцом 10. С этими зубьями сцепляются внутренние зубья полуосевой муфты 4.

Если одно из колес (например, правое) при буксовании стремится увеличить угловую скорость и обогнать ведущую муфту 3, то трапецеидальные зубья начнут отжимать полуосевую муфту 4, сжимая пружины 5, и выводить зубья ведущей муфты 3 дифференциала из зацепления с наружными зубьями полуосевой муфты 4 (рис. 42, в), и передача усилия к обгоняющему колесу прекращается. Однако на следующей впадине трапецеидальные зубья снова включатся и выключатся. При этом дифференциал работает с щелчками в соответствии с кратковременными включениями, т.е. в пульсирующем режиме, который приводит к ускоренному изнашиванию деталей. Для устранения пульсации вводят запорное кольцо 8 (см. рис. 42, а), перемещение которого

ограничивается удлиненными зубьями зубчатого зацепления *б* таким образом, что оно после первого выключения полуосевой муфты *4* удерживает ее в выключенном положении в течение всего времени, пока она стремится обогнать ведущую муфту *3* дифференциала (рис. 42, *з*).

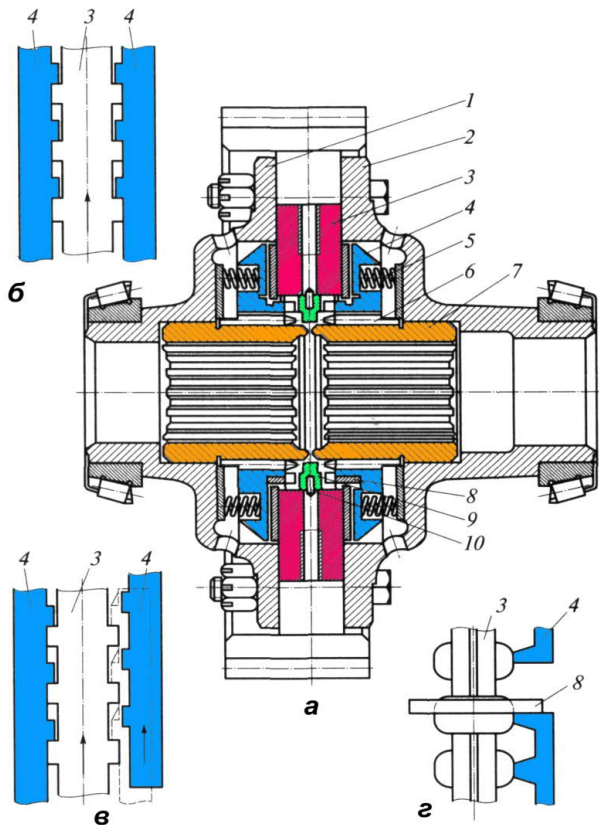


Рис. 42. Дифференциал с механизмом свободного хода:

а – конструкция дифференциала; *б* – положение муфт дифференциала при одинаковых угловых скоростях вращения колеса; *в* – положение муфт дифференциала в случае, когда правое колесо стремится обогнать ведущую муфту дифференциала; *з* – положение запорного кольца в случае, когда правая полуосевая муфта стремится обогнать ведущую муфту дифференциала; *1, 2* – половины коробки дифференциала; *3* – ведущая муфта дифференциала; *4* – полуосевая муфта; *5* – пружина; *6* – зубчатое зацепление полуосевой муфты *4* и ступицы *7*; *7* – ступица; *8* – запорное кольцо; *9* – центральная вставка; *10* – стопорное кольцо; → – направление перемещения муфт дифференциала

Принцип действия *дифференциала повышенного трения* основан на искусственном увеличении сил внутреннего трения, в результате которых осуществляется самоблокировка дифференциала. К этому типу относятся дифференциалы с фрикционными дисками, кулачковый и червячный.

На рис. 43 представлен кулачковый дифференциал повышенного трения. Сепаратор *1* имеет два ряда отверстий, в которые в шахматном порядке свободно вставлены 24 сухари. На наружной и внутренней поверхностях сепаратора между рядами отверстий под сухари поставлены стопорные кольца, предотвращающие провертывание сухарей и удерживающие их от выпадания из сепаратора при сборке. Внутренние вершины сухарей упираются во внутреннюю звездочку *4*, посаженную на шлицы левой полуоси, а наружные концы сухарей – в наружную звездочку *3*, сидящую на шлицах правой полуоси. Наружная звездочка *3* имеет шесть равномерно расположенных по внутренней окружности кулачков, а внутренняя звездочка *4* – два ряда кулачков по шесть в каждом ряду, размещенных в шахматном порядке.

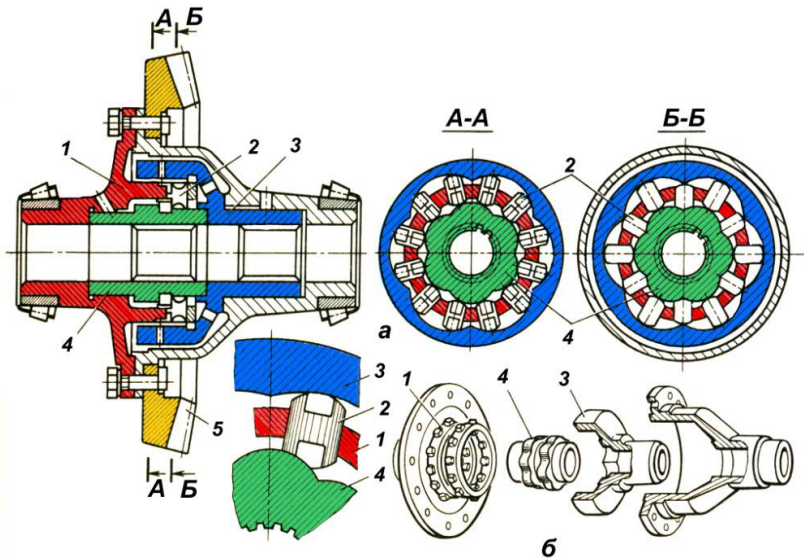


Рис. 43. Кулачковый дифференциал повышенного трения:

а – конструкция; б – детали; *1* – сепаратор; *2* – сухарь; *3* – наружная звездочка, соединенная с правой полуосью; *4* – внутренняя звездочка, соединенная с левой полуосью; *5* – ведомое колесо главной передачи

Сепаратор, являясь ведущим элементом, связан через сухари со звездочками и при прямолинейном движении вращается вместе с ними. Полуоси могут иметь и разные частоты вращения вследствие радиального перемещения сухарей 2 под действием кулачков одной из звездочек и соответствующего воздействия на кулачки другой звездочки. Однако при этом вследствие повышенного трения между сухарями и звездочками для проворачивания полуосей необходимо наличие значительной разницы в сопротивлении колес. Следовательно, в случае буксования одного из колес полная остановка другого колеса происходит реже. Звездочки и сухари изготавливают из легированных сталей. Их трущиеся поверхности имеют высокую твердость.

Привод к ведущим колесам осуществляется с помощью валов, называемых полуосями, которые подводят вращающий момент от дифференциала. В зависимости от того, управляемые или неуправляемые ведущие колеса, а также наличия колесного редуктора вращающий момент может передаваться валом и шарниром равных угловых скоростей; валом через колесный редуктор; полуосью, соединяющей непосредственно ведущее колесо с дифференциалом.

Полуоси могут быть нагружены вертикальной силой Z (рис. 44 а), продольной толкающей P_X и поперечной P_Y силами, из которых последняя возникает при крене автомобиля и при взаимодействии колеса с неровностями. Кроме этого, полуось передает вращающий момент. В зависимости от конструкции подшипникового узла полуось ведущего колеса может быть либо нагружена изгибающим моментом от сил взаимодействия колес с дорогой, либо разгружена от него. По степени освобождения от действия изгибающих моментов полуоси условно делят на полуразгруженные, разгруженные на три четверти и полностью разгруженные.

Полуразгруженная полуось (см. рис. 44, а) опирается непосредственно на установленный в балке моста подшипник и работает на изгиб под действием сил Z , P_X и P_Y . При этом изгибающие моменты сил Z и P_X незначительны, так как плечо b выбирают минимальным, а изгибающий момент поперечной силы P_Y может достигать значительной величины, так как плечо равно динамическому радиусу качения колеса r_d . По такой схеме выполняют полуоси легковых автомобилей.

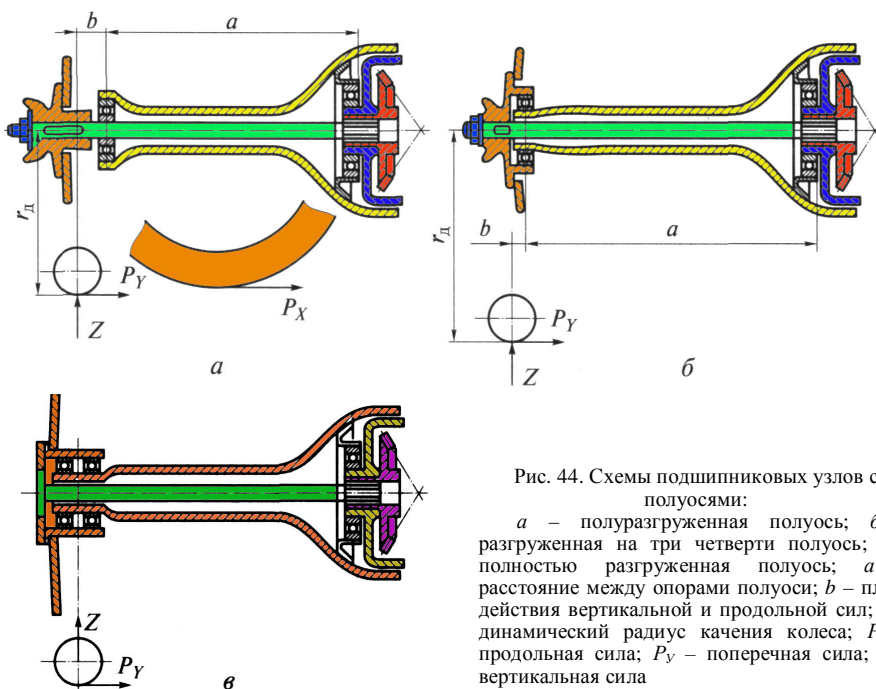


Рис. 44. Схемы подшипниковых узлов с полуосями:

а – полуразгруженная полуось; *б* – разгруженная на три четверти полуось; *в* – полностью разгруженная полуось; *а* – расстояние между опорами полуоси; *б* – плечо действия вертикальной и продольной сил; r_d – динамический радиус качения колеса; P_X – продольная сила; P_Y – поперечная сила; Z – вертикальная сила

Разгруженная на три четверти полуось (рис. 44, б) конструктивно отличается от первой тем, что ведущее колесо опирается одновременно на полуось и на балку моста через один подшипник, поэтому полуось работает на изгиб лишь от поперечной силы P_Y . Изгибающие моменты от сил Z и P_X воспринимаются балкой моста. Эта схема применяется редко.

Полностью разгруженная полуось (рис. 44 в) обычно применяется в грузовых автомобилях. Ведущее колесо через подшипниковый узел опирается непосредственно на балку моста. Благодаря тому, что подшипники несколько разнесены, изгибающие моменты сил Z , P_X и P_Y взаимодействия колеса с дорогой воспринимаются балкой моста, не нагружая полуось, которая работает только на кручение.

Особенность переднего ведущего моста автомобилей высокой проходимости состоит в том, что его передние колеса одновременно являются ведущими и управляемыми. Вследствие этого в ведущий мост вводятся дополнительные устройства, которые дают возможность передавать момент на управляемые колеса при их повороте. Главная передача и

дифференциал имеют такую же конструкцию, как главная передача и дифференциал заднего ведущего моста.

На рис. 45 оказана конструкция привода переднего ведущего колеса. В приводе к управляемым ведущим колесам к карданному шарниру равных угловых скоростей крутящий момент подводится от дифференциала внутренней полуосью 6. Наружная полуось 18 соединена с ведущим фланцем 11, от которого момент передается на ступицу колеса. Шарнир 8 равных угловых скоростей передает равномерное вращение с полуоси 6 на приводной вал 18 колеса при его повороте относительно осей 3 шаровой опоры 7. Ступица колеса 17 установлена на поворотной цапфе 9 на двух радиально-упорных роликовых подшипниках, передающих все изгибающие моменты от указанных выше сил. Полуоси 18 и 6 нагружены только крутящим моментом.

Такая конструкция соответствует схеме рис. 44, а, когда применена зависимая подвеска с неразрезной балкой ведущего моста. При независимой подвеске обычно устанавливают два шарнира 1 равных угловых скоростей (рис. 44, б) или два шарнира 2 неравных угловых скоростей и один шарнир 1 равных угловых скоростей (рис. 44, в). Во всех случаях центр шарнира (точка пересечений осей валов) равных угловых скоростей должен располагаться на оси, вокруг которой поворачивается управляемое колесо.

При рассмотрении раздаточных коробок уже отмечалось, что у колесных тракторов с двумя ведущими мостами, так же как и у полноприводных автомобилей, нередко возникает циркулирующая мощность в трансмиссии из-за разных диаметров ведущих колес, которая приводит к дополнительной нагрузке на детали трансмиссии. Различие диаметров ведущих колес объясняется неодинаковым давлением в шинах, перераспределением нагрузки на колеса в процессе работы и другими причинами.

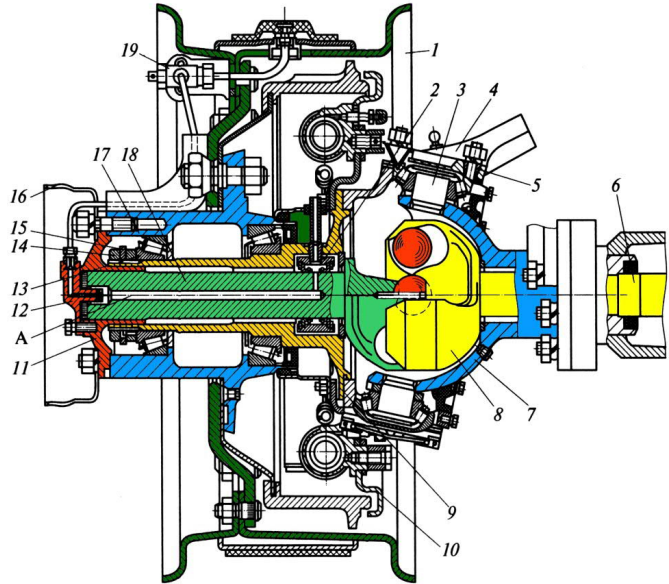


Рис. 45. Привод переднего ведущего управляемого колеса:

1 – колесо; 2 – манжеты; 3 – ось; 4 – поворотный рычаг; 5 – втулка; 6 – полуось; 7 – шаровая опора; 8 – шарнир равных угловых скоростей; 9 – цапфа; 10 – тормоз; 11 – ведущий фланец; 12 – крышка фланца со штуцером; 13, 14 – гайки подшипников; 15 – стопорная шайба; 16 – подножка; 17 – ступица; 18 – наружная полуось; 19 – воздушный кран; А – канал для подвода воздуха в колеса

Для уменьшения отрицательного влияния циркулирующей мощности устанавливаются специальные механизмы в трансмиссии тракторов.

Кинематические схемы привода к переднему ведущему мосту колесных тракторов показаны на рис. 46.

В схеме с межосевым дифференциалом 1 (рис. 46, а) в трансмиссии предусматривается возможность ведущим колесам передней и задней осей вращаться с разными угловыми скоростями, исключая дополнительные нагрузки на элементы трансмиссии.

Возможно также использование раздаточной коробки с принудительным отключением переднего моста. Привод осуществляется через подвижные шестерни 2 (рис. 46, б), служащие для включения и выключения переднего моста. Однако такая схема снижает КПД трансмиссии, а из-за отсутствия автоматического включения переднего моста затруднено управление трактором.

Кроме того, при включенном переднем мосте дополнительная нагрузка на детали трансмиссии не снимается.

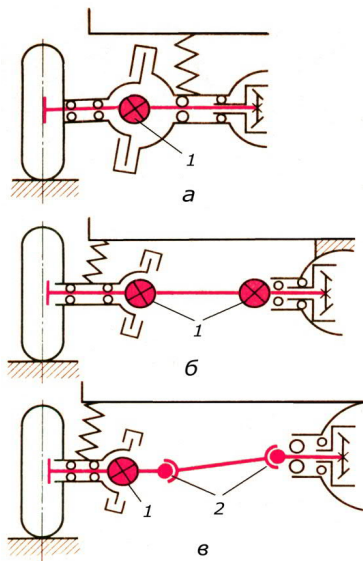


Рис. 46. Схемы привода ведущих управляемых колес:
а – при зависимой подвеске; *б* и *в* – при независимой подвеске; *1* – шарнир равных угловых скоростей; *2* – шарнир неравных угловых скоростей

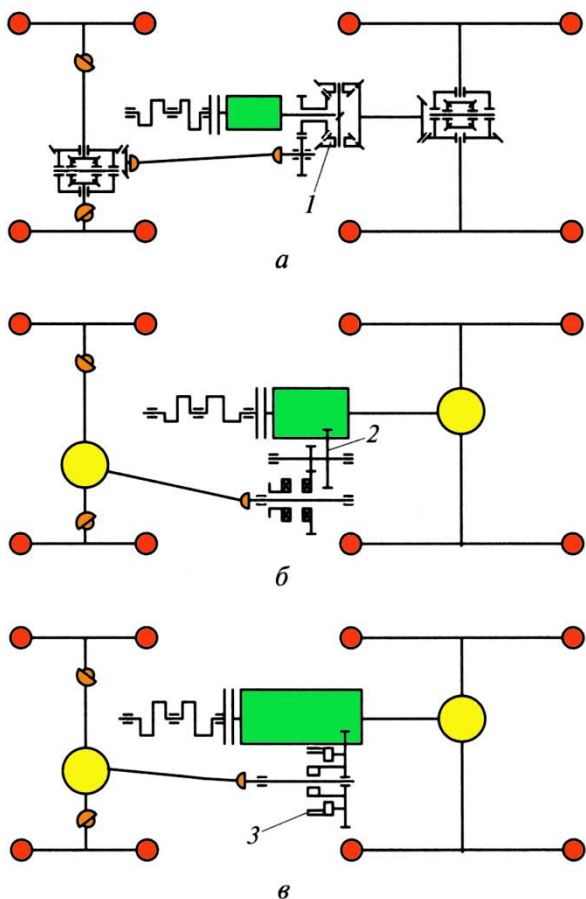


Рис. 47. Кинематические схемы привода к переднему ведущему мосту колесных тракторов:

a – с межосевым дифференциалом; *б* – с раздаточной коробкой; *в* – с муфтой свободного хода; 1 – межосевой дифференциал; 2 – подвижные шестерни; 3 – муфта свободного хода

Более предпочтительной является схема, в которой в приводе к переднему мосту установлена роликовая муфта 3 (рис. 47, *в*) свободного хода, например трактор МТЗ-82. Такая муфта по сравнению с дифференциалом отличается простой конструкцией и меньшей массой, она автоматически включает и выключает передний мост.

Преимуществом подобных конструкций является автоматическое включение моста в тяжелых условиях работы, что повышает экономичность работы трактора.

Конструкция ведущих мостов колесных тракторов во многом похожа на конструкцию мостов автомобилей.

Рассмотрим в качестве примера конструкцию заднего ведущего моста колесного трактора МТЗ-80/82 (рис. 48). Механизмы заднего моста размещены в чугунном литом корпусе 14. Крышка 10 корпуса изготовлена из стального листа. Спереди к корпусу привинчена коробка передач, с боков – кожухи 15 тормозов и рукава 17 полуосей. В том же корпусе помещен планетарный редуктор вала отбора мощности. Две продольные перегородки в полости служат опорами для дифференциала и валов конечных передач и повышают жесткость корпуса.

Ведущая коническая шестерня 39 закреплена на заднем шлицевом конце вторичного вала коробки передач, а ведомая 4 привинчена к фланцу корпуса 3 дифференциала. Последний вращается в двух конических роликовых подшипниках 8, установленных в стаканах 35. фланцы которых вместе с крышками 33 и кожухами тормозов притянуты болтами к корпусу. Стаканы 35 своими посадочными поясками плотно вставлены в расточки боковых стенок и внутренних перегородок корпуса, что обеспечивает точную центровку дифференциала и ведущих шестерен 2 и 9 конечных передач.

Прокладками 34 под фланцами стаканов регулируют зацепление конических шестерен (при их замене) и зазор в конических роликовых подшипниках. Его при сборке устанавливают 0,05...0,10 мм. Если же зазор превысит 0,30 мм, удаляют нужное число прокладок из-под фланца правого стакана.

Между корпусом 3 и крышкой 7 дифференциала зажата крестовина 36 с четырьмя сателлитами 37 на бронзовых втулках. Сателлиты зацеплены с двумя полуосевыми шестернями 5. Осевое усилие от сателлитов и полуосевых шестерен передается корпусу дифференциала через стальные шлифованные шайбы.

Полуосевые шестерни надеты на шлицевые концы трубчатых валов, изготовленных заодно с ведущими шестернями 2 и 9 конечных передач. Эти валы вращаются в цилиндрических роликовых подшипниках, установленных в стаканах 35. Через прорези в стаканах ведущие шестерни зацеплены с ведомыми шестернями 6 и 11 конечных передач, закрепленными на шлицах полуосей 19. Каждая полуось одним концом опирается на подшипник 13, установленный в расточке внутренней перегородки корпуса заднего моста, а другим – на подшипник в горловине рукава. Все механизмы, размещенные внутри корпуса заднего моста, смазываются маслом, которое перетекает в полость корпуса из коробки передач.

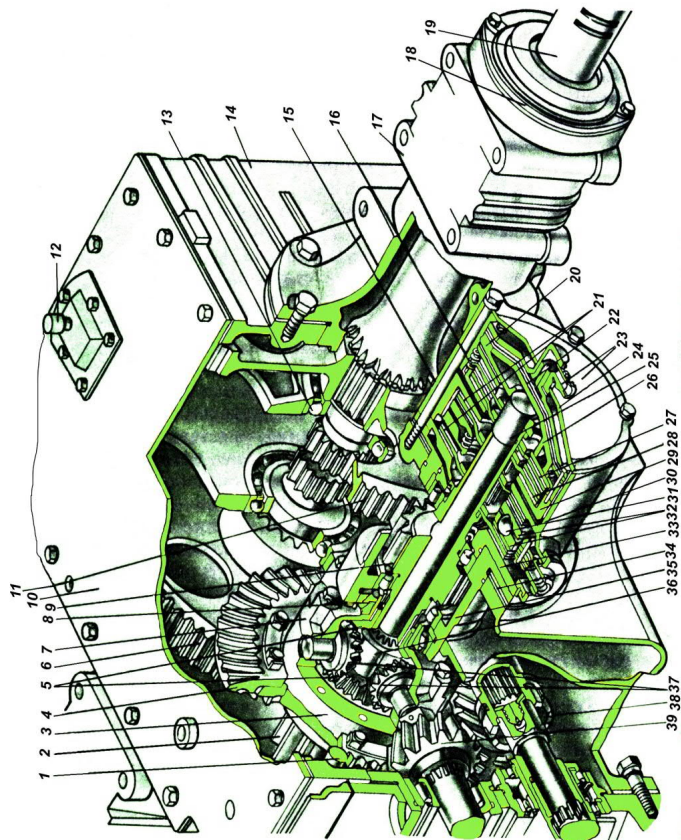


Рис. 48. Задний мост тракторов МТЗ-80/82:

1 – вал привода левого тормоза; 2 и 9 – ведущие шестерни конечных передач; 3 – корпус дифференциала; 4 – ведомая коническая шестерня; 5 – полуосевая шестерня; 6 и 11 – ведомые шестерни конечных передач; 7 – крышка корпуса дифференциала; 8 – конический роликовый подшипник; 10 – крышка корпуса заднего моста; 12 – сапун; 13 – шариковый подшипник; 14 – корпус заднего моста; 15 – кожух тормоза; 16 – пружина; 17 – рукав полуоси; 18 – крышка; 19 – полуось; 20 – ведущий диск; 21 – тормозные диски; 22 – диафрагма; 23 и 24 – крышки; 25 – блокировочный вал; 26 – нажимной диск; 27 и 28 – диски муфты блокировки дифференциала; 29 – корпус муфты блокировки дифференциала; 30 – кожух муфты блокировки дифференциала; 31 – шарик; 32 – нажимные диски; 33 – крышка стакана; 34 – регулировочные прокладки; 35 – стакан; 36 – крестовина; 37 – сателлиты; 38 – муфта переключения вала отбора мощности; 39 – ведущая коническая шестерня.

В чугунных кожухах 15 помещены дисковые тормоза, благодаря которым обеспечивается как раздельное, так и совместное торможение ведущих колес. Два соединительных диска 21 с фрикционными накладками надеты на шлицы вала ведущей шестерни 9 конечной передачи и вращаются вместе с этим валом. Между соединительными расположены два нажимных диска 32, а между последними в лунках, обращенных одна к другой, заложены пять шариков 31. Нажимные диски стягиваются пружинами.

Дифференциал заднего моста при прямолинейном движении может автоматически блокироваться фрикционной гидropоджимной муфтой. Последняя смонтирована в кожухе 30, который вместе с крышкой 23 и кожухом 15 левого тормоза привинчен к корпусу заднего моста.

Блокировочный вал 25, пропущенный сквозь трубчатый вал шестерни 9, шлицевым хвостовиком соединен с крестовиной 36 дифференциала. К другому концу приварен ведущий диск 20, к которому с одной стороны привинчены корпус 29 муфты, а с другой – диафрагма 22 и крышка 24. В корпусе муфты, чередуясь, помещены стальные диски и диски с фрикционными накладками, взаимозаменяемые с дисками тормозов. Два стальных диска 27 своими поводками вставлены в пазы корпуса муфты, а диски 28 с фрикционными накладками – надеты на шлицы вала шестерни 9. Между диафрагмой и ведущим диском 20 помещен нажимной диск 26. К его упорам, пропущенным в окна ведущего диска, пружины 16 прижимают крайний стальной диск 27.

При включенной блокировке и прямолинейном движении давление масла передается в рабочую камеру муфты от гидроусилителя рулевого управления по трубке, присоединенной к штуцеру на крышке 23. Силой давления масла диафрагма прогибается и, воздействуя на нажимной диск 26, сжимает пакет дисков, в результате блокировочный вал и ведущая шестерня 9 вращаются как одно целое. Таким образом, крестовина 36, а значит, и корпус дифференциала оказываются жестко соединенными с полуосевой шестерней, а это обеспечивает блокировку дифференциала.

При повороте управляемых колес на угол больше 13° рулевой механизм воздействует на датчик блокировки, в результате чего давление в рабочей камере падает, сжатие дисков прекращается и дифференциал разблокируется.

Кран управления блокировкой можно установить и так, что дифференциал будет оставаться заблокированным и при повороте рулевого колеса более чем на 13° . Но такое принудительное блокирование допускается лишь кратковременно, для того чтобы преодолеть труднопроходимый участок пути. Если условия работы позволяют, то обязательно нужно выключить не только принудительную, но и автоматическую блокировку дифференциала.

Задний мост гусеничного трактора представляет собой объединенные в один блок главную передачу 3 (рис. 49), механизмы поворота 4, тормоза 5 и конечные передачи 6, вращающие ведущие звездочки 7.

Главная передача предназначена для передачи вращающего момента к механизмам поворота, изменения направления передачи вращающего момента от продольно расположенного вторичного вала КП на поперечно расположенный вал заднего моста, а также для увеличения передаточного числа трансмиссии. Главная передача расположена в среднем отсеке картера заднего моста и состоит из ведущей конической шестерни, выполненной как одно целое с валом, и ведомой конической шестерни. Вал заднего моста вращается на двух конических роликоподшипниках.

Механизм поворота должен обеспечивать поворот гусеничной машины в любых условиях эксплуатации, не оказывать влияния на прямолинейное движение машины и минимально загружать двигатель на повороте. В настоящее время чаще всего применяются механизмы поворота с одной и двумя степенями свободы.

Механизмы поворота с одной степенью свободы – многодисковые фрикционные муфты поворота и планетарные механизмы – создают небольшую дополнительную нагрузку на двигатель при повороте и не влияют на устойчивость прямолинейного движения машин. Поэтому они наиболее распространены на гусеничных тракторах.

Многодисковые фрикционные муфты поворота относительно просты по конструкции, технологии изготовления и ремонта, но срок их службы мал – 1500...2000 ч. Планетарные механизмы поворота имеют преимущества по сравнению с фрикционными муфтами: большой срок службы; стабильность регулировок; меньшие усилия на рычагах управления; меньшие габаритные размеры и масса; увеличение передаточного числа трансмиссии, что позволяет уменьшить передаточное число главной передачи и КП и, как следствие, снизить нагрузки и повысить срок службы этих агрегатов.

Механизмы поворота с двумя степенями свободы объединяют в своей конструкции планетарный механизм и фрикционную муфту.

Эти механизмы применяются в основном на тяжелых промышленных тракторах, например, на ДЭТ-250.

На некоторых гусеничных тракторах устанавливаются двухпоточные коробки перемены передач, имеющие два одинаковых ведомых (выходных) вала. С этих валов вращающий момент подводится непосредственно к левому и правому ведущим колесам. Такие КП выполняют функции механизмов поворота. Варьируя передачами, можно изменять соотношение частот вращения ведущих колес, что позволяет осуществлять поворот трактора с разными фиксированными радиусами.

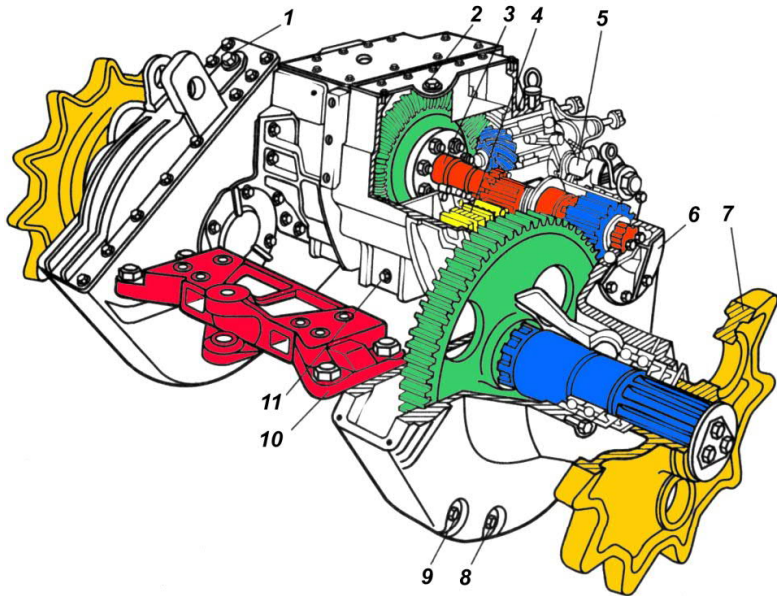


Рис. 49. Задний мост гусеничного трактора:

1, 2 – заливные пробки бортовой и главной передач; 3 – главная передача; 4 – механизм поворота; 5 – тормоз с механизмом управления; 6 – конечная передача; 7 – ведущая звездочка; 8, 11 – сливные пробки бортовой и главной передач; 9 – контрольная пробка бортовой передачи; 10 – прицепной брус

При повороте трактора с планетарным механизмом поворота гусеницы отключают раздельно с помощью планетарных механизмов, которые в сочетании с тормозами могут выполнять роль фрикционных муфт, т. е. разъединять и плавно соединять валы трансмиссии. Ведущие элементы в планетарных механизмах поворота – коронные шестерни 8 (рис. 50) внутри общего барабана 4, а ведомые – водила 14, которые валами (полуосями) 1 соединены с ведущими шестернями конечных передач. На осях 13, закрепленных в водилах, вращаются сателлиты 12, которые соединяют солнечные шестерни 11 с коронными.

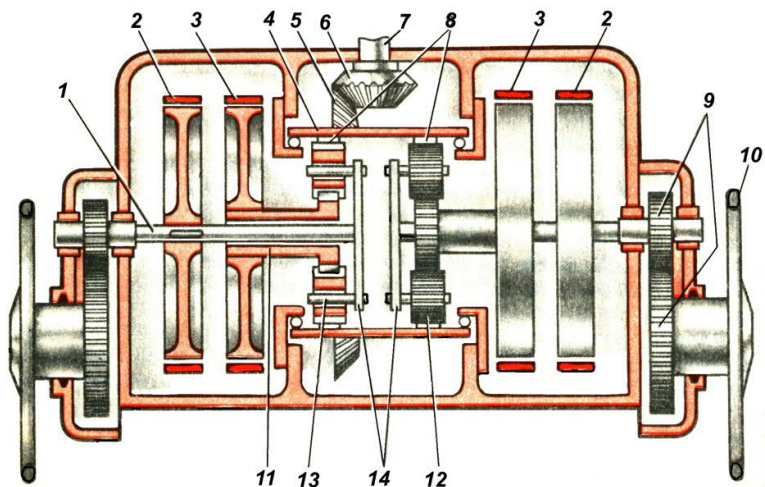


Рис.50. Схема заднего моста гусеничного трактора с планетарными механизмами поворота:

1 – валы (полуоси); 2 – ленточные тормоза водила (остановочные); 3 – ленточные тормоза солнечных шестерен; 4 – барабан; 5 – ведомая коническая шестерня главной передачи; 6 – ведущая коническая шестерня главной передачи; 7 – вторичный вал коробки перемены передач; 8 – коронные шестерни; 9 – цилиндрические шестерни конечной передачи; 10 – ведущие звездочки; 11 – солнечные шестерни; 12 – сателлиты; 13 – оси сателлитов; 14 – водила

При прямолинейном движении трактора обе солнечные шестерни заторможены ленточными тормозами 3. Крутящий момент от вторичного вала 7 коробки передач через конические шестерни главной передачи 6 и 5 передается коронным шестерням. Вращаемые ими сателлиты перекатываются по солнечным шестерням и через оси увлекают за собой водила. От водил через полуоси и шестерни конечных передач крутящий момент передается ведущим звездочкам 10, и они, вращаясь, перематывают гусеницы с равными скоростями.

Когда одну из солнечных шестерен растормаживают, сателлиты перестают перекатываться по ней, так как она сама начинает вращаться в обратном направлении. Поэтому передача крутящего момента на водило прекращается, т. е. гусеница отключается от трансмиссии. Однако за счет толкающего усилия, передаваемого через остова от другой гусеницы, отключенная гусеница все же продолжает перематываться, хотя и с меньшей скоростью. Поэтому поворот трактора будет плавным, особенно когда

невелико сопротивление буксируемых машин. При этом водило, хотя и отключено от коронной шестерни, все же продолжает поворачиваться в прежнем направлении, так как получает вращение от отстающей гусеницы через звездочку и конечную передачу. Если его остановить ленточным тормозом 2, то остановятся звездочка и гусеница – трактор круто повернется на месте.

Планетарные механизмы служат не только для поворота, но и как дополнительные редукторы, что позволяет уменьшить нагрузку на детали коробки передач и на конические шестерни заднего моста.

На рис. 51 показан фрикционный механизм поворота гусеничного трактора. Раздельно гусеницы отключают с помощью муфт поворота, которые вместе с тормозами расположены в боковых сухих отсеках корпуса заднего моста. Средний отсек, где помещаются конические шестерни, вместе с полостью, коробки передач образует общую масляную ванну. Корпус заднего моста (как составная часть остова трактора) выемками опирается на трубу задней подвески и прикреплен к ней двумя бугелями. Конические шестерни – со спиральными зубьями. Ведущая 21 закреплена на вторичном валу коробки передач, а ведомая 3 – на валу 1. Венец ведомой шестерни приклепан к фланцу ступицы.

Муфты поворота – это обычные многодисковые фрикционные муфты. В каждой из них ведущий барабан 10 вместе с дисками 12 помещен внутри ведомого барабана 9, закрепленного на валу 14 ведущей шестерни конечной передачи. Одиннадцать ведущих дисков 12, чередуясь с ведомыми 11, надеты на ведущий барабан и своими внутренними зубьями соединены с его шлицами. Десять ведомых 11 дисков имеют фрикционные металлокерамические накладки и соединены с внутренними шлицами ведомого барабана 9.

Пакет дисков зажат между фланцем ведущего барабана и нажимным диском 13 силой шести пар (одна в другой) пружин 18.

На ступицах отжимных дисков закреплены отводки 16 с отжимными подшипниками. Они с помощью пальцев, завинченных в хомуты 17, шарнирно соединены с последними. Шаровые опоры хомутов вставлены в подпятники 8.

Когда одна из тяг (например, левая), перемещаясь вперед, поворачивает валик 2 (как показано стрелкой на рис. 4.48), его кулачок К скользит по скосу хомута и отжимает его влево, поворачивая относительно подпятника. Вместе с хомутом, преодолевая сопротивление пружин, перемещаются отводка 16, отжимной 15 и нажимной 13 диски. В результате прекращается сжатие дисков муфты – она выключается. Однако, как и в случае использования планетарного механизма, после выключения муфты будет совершаться лишь плавный поворот, так как отключенная гусеница все же будет продолжать перематываться толкающим усилием от другой гусеницы. Чтобы повернуть круто, необходимо затормозить барабан муфты ленточным тормозом 5, а вместе с ним и отключенную гусеницу. Стальная лента ленточного тормоза 5

В некоторых тракторах малых классов (Т-25, Т-30, ЛТЗ-55 и др.) за счет поворота корпусов конечных передач можно изменить как дорожный просвет так и базу трактора.

Конструкции конечных передач разделяются на шестеренные с неподвижными в пространстве валами (одноступенчатые и двухступенчатые), шестеренные планетарные (с внешним и внутренним зацеплением шестерен) и цепные. У колесных тракторов и автомобилей конечные передачи, размещенные в колесе, называются колесными.

У большинства моделей тракторов конечные передачи размещаются около ведущих колес. Такая компоновка объясняется стремлением уменьшить длину тяжело нагруженных валов и необходимостью максимально увеличить свободное пространство под трактором.

Одноступенчатые конечные передачи, в которых используются цилиндрические шестерни, имеют передаточное число $i = 4...7$. Если нужно получить большое передаточное число или большой дорожный просвет, которые нельзя получить при одной паре шестерен, то применяют двухступенчатые и даже многоступенчатые передачи.

Планетарные передачи применяются на тяжелых тракторах для получения большого передаточного числа и уменьшения габаритных размеров заднего моста.

Цепные передачи в настоящее время из-за низкой долговечности и необходимости частых регулировок применяют ограниченно на специальных машинах, у которых ведущие и ведомые валы передачи находятся на большом расстоянии один от другого, например, в порталных погрузчиках или тандемных тележках грейдеров.

Контрольные вопросы

1. Какие типы трансмиссий применяют на тракторах и автомобилях?
2. Назовите преимущества и недостатки механических, гидромеханических и электромеханических трансмиссий.
3. Укажите компоновочные схемы ступенчатых автомобильных трансмиссий.
4. Какого типа муфты сцепления применяют на отечественных тракторах и автомобилях?
5. Перечислите преимущества фрикционных муфт сцепления перед гидравлическими и электрическими.
6. Назовите преимущества сцеплений с диафрагменной пружиной.
7. Какие преимущества у гидравлического привода муфт сцепления?
8. Какие устройства применяют для облегчения управления сцеплением?
9. Для чего предназначена коробка передач?
10. Перечислите названия валов в трехвальной КП.
11. На какой передаче двигателю труднее работать: на высшей или на низшей.
12. Перечислите способы переключения передач. При каком способе можно обеспечить автоматичность переключения передач?
13. Какие механизмы вводят в КП с целью сохранения зубьев шестерен при переключении передач?
14. Перечислите преимущества и недостатки гидромеханических трансмиссий.
15. Для чего предназначена карданная передача?
16. Из каких частей и деталей состоит карданная передача?

17. Каковы назначение и работа шарнира равных угловых скоростей?
18. За счет чего осуществляется осевое перемещение валов кардана?
19. Какие требования предъявляют к ведущим мостам?
20. Из каких механизмов состоит ведущий мост?
21. Главные передачи каких типов вы знаете?
22. Для чего служит дифференциал?
23. Как работает простой конический дифференциал?
24. Где устанавливают межосевые дифференциалы?
25. Как работает планетарный механизм поворота?

ЛИТЕРАТУРА

1. Карташевич, А.Н. Тракторы и автомобили. Конструкция. Учебное пособие / А.Н. Карташевич, О.В. Понталев, А.В. Гордеенко; под ред. Карташевича А.Н. / – Минск «Новое знание», Москва «ИНФРА-М», 2013. – 311с.
2. Гуревич, А.М. Тракторы и автомобили / А.М. Гуревич, Е.М. Сорокин. М.: Колос, 1974. –400 с.
3. Ксенович, И.П. Тракторы МТЗ-80 и МТЗ-82 / И.П.Ксенович, С.Л. Кустанович – М., Колос, 1984. 254 с.
4. Болотов, А.К. Конструкция тракторов и автомобилей / А.К. Болотов, А.А. Лопарев, В.И. Судницин. – М., Колос, 2006. 352 с.
5. Богатырев, А.В. Тракторы и автомобили / А.В. Богатырев, В.Р. Лихтер; под ред. А.В. Богатырева. – М., Колос, 2005. –400с.

СОДЕРЖАНИЕ

- 9) Общие сведения о трансмиссиях
- 10) Муфты сцепления
- 11) Коробки передач
- 12) Гидромеханические коробки передач
- 13) Гидрообъемные трансмиссии
- 14) Раздаточные коробки
- 15) Карданные передачи и шарниры равных угловых скоростей
- 16) Ведущие мосты
 - Контрольные вопросы
 - Литература
 - Содержание