

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Автомобили»

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ.
ТРАНСМИССИЯ

Учебно-методическое пособие
для студентов автотранспортных специальностей

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений Республики Беларусь
по образованию в области транспорта
и транспортной деятельности*

Минск 2008

УДК 629.113-585 (075.8)

~~ББК 39.33-04я7~~

К 65

Авторы:

*О.С. Руктешель, Г.А. Дыко, Л.А. Молибошко,
С.Г. Якутович*

Рецензенты:

Г.М. Кухаренок, А.С. Сай

Руктешель, О.С.

К 65 Конструкция автомобилей. Трансмиссия: учебно-методическое пособие для студентов автотранспортных специальностей / О.С. Руктешель [и др.]. – Минск: БНТУ, 2008. – 116 с.

ISBN 978-985-479-860-8.

Учебно-методическое пособие по дисциплине «Конструкция автомобилей» предназначено для приобретения студентами автотранспортных специальностей практических навыков при выполнении курсовой (контрольной) работы по конструкции трансмиссий современных автомобилей.

В данном учебно-методическом пособии приведены сведения по изучаемым узлам и агрегатам трансмиссии автомобиля. Издание предназначено для студентов специальностей 1-37 01 02 «Автомобилестроение», 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис», 1-44 0101 «Организация перевозок и управление на автомобильном и городском транспорте» и 1-44 01 02 «Организация дорожного движения».

УДК 629.113-585 (075.8)

ББК 39.33-04я7

ISBN 978-985-479-860-8

© БНТУ, 2008

ВВЕДЕНИЕ

Учебно-методическое пособие написано в соответствии с программой дисциплины «Конструкция автомобилей». Приведенный в нем материал предназначен для студентов автомобильных специальностей вузов.

В пособии описаны принципы действия и устройство агрегатов трансмиссии автомобилей, позволяющие получить достаточно полное представление об общем ее устройстве.

В качестве примеров конструктивных решений приводятся описание агрегатов и узлов трансмиссий основных базовых моделей отечественных и российских автомобилей, эксплуатируемых в Беларуси.

1. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО

Трансмиссия автомобиля предназначена для передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам, изменения величины и направления их оборотов и подводимого к ним крутящего момента, а также для отсоединения двигателя от ведущих колес.

Обороты и крутящий момент двигателя изменяются в довольно узком диапазоне, а скорость движения автомобиля и сила сопротивления движению, оказываемая окружающей средой, в зависимости от условий эксплуатации автомобиля изменяются в широких пределах. Для расширения диапазона изменения оборотов и тягового усилия на ведущих колесах, т.е. согласования работы двигателя с сопротивлением движению автомобиля, и служит трансмиссия.

Трансмиссии в зависимости от типа преобразователя крутящего момента между двигателем и ведущими колесами подразделяют на механические (ступенчатые и бесступенчатые), гидромеханические, гидрообъемные и электромеханические (бесступенчатые).

Механические ступенчатые трансмиссии имеют преобразователь крутящего момента в виде коробки передач, изменяющей передаточное число между входным и выходным валами за счет переключения шестерен. Передаточное число в таких трансмиссиях на каждой ступени постоянно. Механические ступенчатые трансмиссии являются наиболее простыми, имеют небольшую стоимость, высокую надежность и КПД, вследствие чего получили широкое распространение. К недостаткам таких трансмиссий следует отнести разрыв потока мощности, поступающей от двигателя к ведущим колесам при переключении передач, ступенчатость передаточного числа и, как следствие, сложность управления при большом числе ступеней в коробке передач.

Механические бесступенчатые трансмиссии в основном фрикционные. Их можно разделить на три группы (рис. 1.1): передачи с гибкой связью; многоконтактные; передачи с твердыми катящимися телами.

Передача с гибкой связью (рис. 1.1, а) представляет собой клиноременную передачу со шкивами переменного диаметра. Изменение диаметров шкивов производится за счет изменения расстояния между полушкивами. При увеличении расстояния между полушкивами ведущего вала I , т.е. уменьшении активного диаметра ведущего

шкива, одновременно уменьшается расстояние между полушкивами ведомого вала 2, что приводит к увеличению активного диаметра ведомого шкива. В результате увеличивается передаточное число между ведущим и ведомым валами.

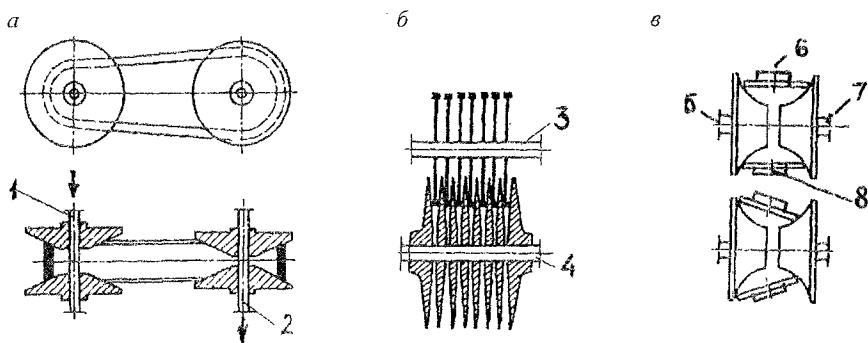


Рис. 1.1. Схемы бесступенчатых механических коробок передач:
 а – передача с гибкой связью; б – многоконтактная передача;
 в – передача с крутящимися телами

Многоконтактная передача (рис. 1.1, б) состоит из тонких конических дисков, расположенных на валу 4 и соприкасающихся с кольцевыми выступами дисков, которые расположены на валу 3. При взаимном перемещении валов изменяется расстояние, на котором кольцевые выступы дисков вала 3 соприкасаются с коническими дисками вала 4. Это приводит к изменению передаточного числа между валами. Диски валов 3 и 4 могут перемещаться вдоль валов таким образом, что при изменении расстояния между валами кольцевые выступы постоянно прижимаются к коническим дискам.

Передача с твердыми катящимися телами выполняется тороидной (рис. 1.1, в), у которой между ведущей 5 и ведомой 7 чашками располагаются ролики 6 и 8. Образующая чашек является частью окружности тора. Крутящий момент передается с ведущей чашки на ведомую при помощи сил трения через ролики, расположенные по хорде окружности и вращающиеся вокруг осей, перпендикулярных плоскости чертежа, что приводит к изменению передаточного числа между валами, на которых располагаются чашки 5 и 7.

Недостатком фрикционных трансмиссий является то, что передача мощности обеспечивается при высоком давлении на контактных

поверхностях. А это при неизбежном проскальзывании ведущих и ведомых элементов передачи приводит к потере мощности и быстрому изнашиванию трущихся поверхностей. Поэтому фрикционные трансмиссии используются только для транспортных средств с малой мощностью: мотоциклов, мотоколясок, микролитражных автомобилей.

Гидромеханические трансмиссии состоят из гидродинамической и механической передач. *Гидродинамические* передачи делятся на гидротрансформаторы и гидромуфты. Гидромуфта содержит два лопастных колеса (насос и турбину) и может изменять только кинематическое передаточное отношение. Гидротрансформатор имеет не менее трех лопастных колес: насос, турбину и реактор, причем последний должен быть совмещен с внешней опорой. Это позволяет с помощью гидротрансформатора бесступенчато и автоматически изменять кинематическое и силовое передаточное отношение между входным и выходным валами в зависимости от нагрузки.

Момент от двигателя передается на насосное колесо гидромеханической передачи или непосредственно, или через согласующий редуктор.

Если в гидромеханической трансмиссии применяется ступенчатая коробка, позволяющая переключать передачи без разрыва силового потока между двигателем и ведущими колесами, то фрикционное сцепление отсутствует. При использовании ступенчатой коробки передач, осуществляющей переключение с разрывом потока мощности, сцепление сохраняется.

Применение на транспортных средствах гидромеханических передач способствует увеличению срока службы двигателя, уменьшению числа ступеней в механическом редукторе и числа переключений, что снижает утомляемость водителя, и улучшению проходимости и комфортабельности автомобиля. Однако гидромеханическая передача по сравнению со ступенчатой механической имеет более низкий КПД (а это ухудшает топливную экономичность автомобиля) и сложную конструкцию, повышенную массу и стоимость.

Гидрообъемные и электромеханические трансмиссии имеют одинаковую структурную схему (рис. 1.2). В гидрообъемных трансмиссиях насос 2, приводимый от двигателя внутреннего сгорания 1, трубопроводами 3 связан с гидромоторами 4, валы которых соединены с ведущими колесами транспортного средства. Гидростатический напор жидкости, создаваемый насосом, реализуется в виде крутящего момента на валах гидромоторов.

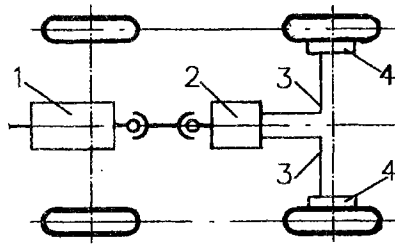


Рис. 1. 2. Схема гидрообъемной и электрической трансмиссий:
 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – насос (генератор);
 3 – трубопроводы (провода); 4 – гидромотор (электродвигатель)

В *электромеханических трансмиссиях* двигатель внутреннего сгорания 1 приводит в действие генератор 2, ток от которого поступает по проводам 3 к электродвигателям 4. Ведущие колеса с гидромоторами или электродвигателями, установленными в них, называют соответственно гидромотор-колесами и электромотор-колесами или просто мотор-колесами. При применении быстроходных гидромоторов или электродвигателей в ведущих колесах используют понижающие передачи – колесные редукторы.

Достоинства таких трансмиссий:

- бесступенчатое автоматическое изменение в широком диапазоне скорости и силы тяги на ведущих колесах, что упрощает и облегчает управление транспортным средством и снижает утомляемость водителя;
- простота компоновки трансмиссии и машины в целом;
- возможность длительной и устойчивой работы под нагрузкой при малых скоростях;
- защита двигателя и узлов трансмиссии от перегрузок;
- возможность реверсирования движения и торможения без специальных устройств.

Недостатки гидрообъемной и электромеханической трансмиссий:

- меньший, чем у ступенчатой механической трансмиссии, КПД, что ухудшает топливную экономичность транспортного средства;
- довольно большие габариты и масса;
- высокая стоимость;
- малый срок службы гидромашин.

Выбор типа трансмиссии часто связывают с мощностью двигателя. При мощности двигателя до 350 кВт на колесных машинах

чаще применяют ступенчатую механическую трансмиссию, при 350...750 кВт – гидромеханическую и свыше 750 кВт – электро-механическую.

Для оценки трансмиссии и характеристики автомобиля применяют колесную формулу, где первая цифра означает общее число колес, а вторая – число ведущих колес. Например, 4×2 и 6×4 означает в первом случае: общее число колес 4, из которых два ведущих, а во втором общее число колес – 6, ведущих – 4. При этом сдвоенные колеса, устанавливаемые на задней и средней осях, считаются как одно колесо.

Наибольшее распространение в современных транспортных средствах получили **механические трансмиссии**, которые, как правило, включают следующие агрегаты: сцепление; коробку передач; карданную передачу; главную передачу; дифференциал и валы ведущих колес; кроме того, многоприводные автомобили имеют раздаточные коробки. Трансмиссии выполняются по различным схемам в зависимости от назначения транспортного средства и расположения на нем двигателя и ведущих колес.

Для автомобилей с колесной формулой 4×2 часто применяется схема с передним расположением двигателя, задними ведущими колесами и с центральным, относительно продольной оси, размещением основных узлов трансмиссии (рис. 1.3, а). Крутящий момент от двигателя 1 через сцепление 2 передается коробке передач 3, в которой он изменяется в соответствии с включенной передачей. Сцепление и коробка передач обычно конструктивно объединены в один блок с двигателем, образуя силовой агрегат (рис. 1.3, а, б, в). От коробки передач крутящий момент через карданную передачу 4 передается к главной передаче 5, в которой он увеличивается.

Далее через дифференциал, конструктивно расположенный внутри редуктора главной передачи, и валы ведущих колес 6 крутящий момент подводится к ведущим колесам 7. Главная передача, дифференциал и валы ведущих колес, размещенные в общем картере, составляют ведущий мост. Такие трансмиссии применяют практически на всех грузовых автомобилях с одним ведущим мостом, на большинстве автобусов и легковых автомобилях.

В автобусах двигатель часто располагают в пределах базы или сзади. Если двигатель находится в пределах базы, то его, как правило, располагают под полом салона или сбоку (рис. 1.3, в, г). При этом коробка передач может располагаться отдельно от двигателя со сцеплением (рис. 1.3, г).

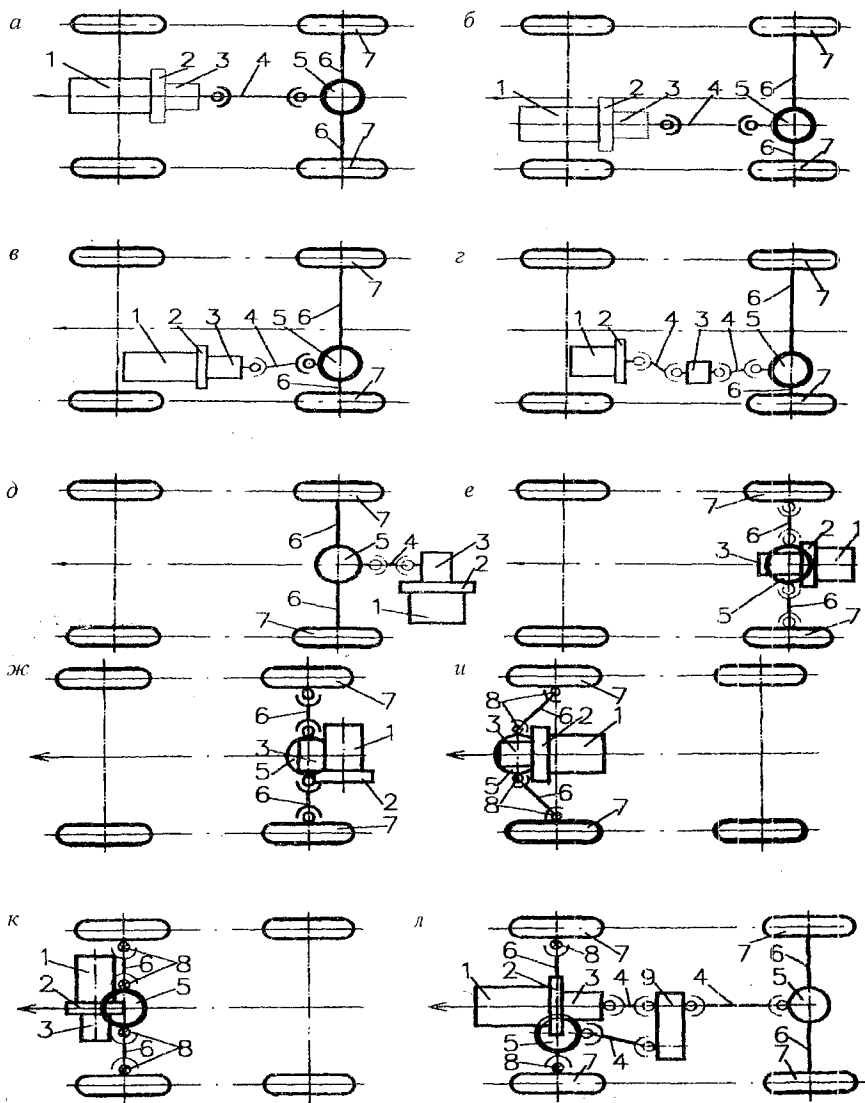


Рис. 1.3. Схемы механических трансмиссий двухосных автомобилей

В легковых автомобилях с задним расположением силового агрегата все узлы трансмиссии объединены в единый блок (рис. 1.3, е, ж). В этом случае двигатель 1 может располагаться как вдоль продольной

оси автомобиля (рис. 1.3, *е*), так и поперек (рис. 1.3, *ж*). При независимой подвеске задних ведущих колес валы *б* привода ведущих колес имеют по два карданных шарнира (рис. 1.3, *е, ж*).

Переднеприводные легковые автомобили с продольным расположением силового агрегата (рис. 1.3, *и*) могут быть выполнены по схеме с двигателем в пределах базы, с двигателем вне базы и с силовым агрегатом над осью валов привода ведущих колес, а при поперечном расположении (рис. 1.3, *к*) – по схемам с ведущим мостом под силовым агрегатом или коробкой передач и ведущим мостом над двигателем со сцеплением. В приводе к ведущим управляемым колесам устанавливаются шарниры равных угловых скоростей δ .

У современных переднеприводных автомобилей для привода передних колес применяются валы с двумя шарнирами равных угловых скоростей: у ведущего колеса – шарнир жесткого типа, т.е. допускающий только угловое перемещение ведомой части, а у силового агрегата – универсального типа, т.е. обеспечивающий как угловое, так осевое перемещение ведомой части.

Передние ведущие колеса придают автомобилю высокую устойчивость против бокового заноса, обеспечивают хорошую управляемость, маневренность и проходимость, особенно на скользких дорогах.

Переднеприводная компоновка по сравнению с заднеприводной позволяет уменьшить массу автомобиля, сделать удобнее салон, посадку водителя и пассажиров. Это обеспечивается тем, что отсутствуют промежуточные звенья трансмиссии: карданная передача и задний мост.

Схема трансмиссии двухосного полноприводного автомобиля с колесной формулой 4×4 (рис. 1.3, *л*) отличается от схем трансмиссий транспортных средств с колесной формулой 4×2 наличием раздаточной коробки *9*, увеличенным количеством карданных передач *4* и установкой карданных шарниров равных угловых скоростей δ в приводе к передним ведущим и управляемым колесам.

В неполноприводных автомобилях с колесной формулой 6×4 крутящий момент подводится к переднему и заднему ведущим мостам, или последовательно от одного моста к другому (схема с проходным мостом, рис. 1.4, *а*), или через раздаточную коробку (рис. 1.4, *б*).

Схемы трансмиссий полноприводных автомобилей с колесной формулой 6×6 отличаются от вышеперечисленных наличием привода к колесам переднего ведущего моста (рис. 1.4, *в, г*).

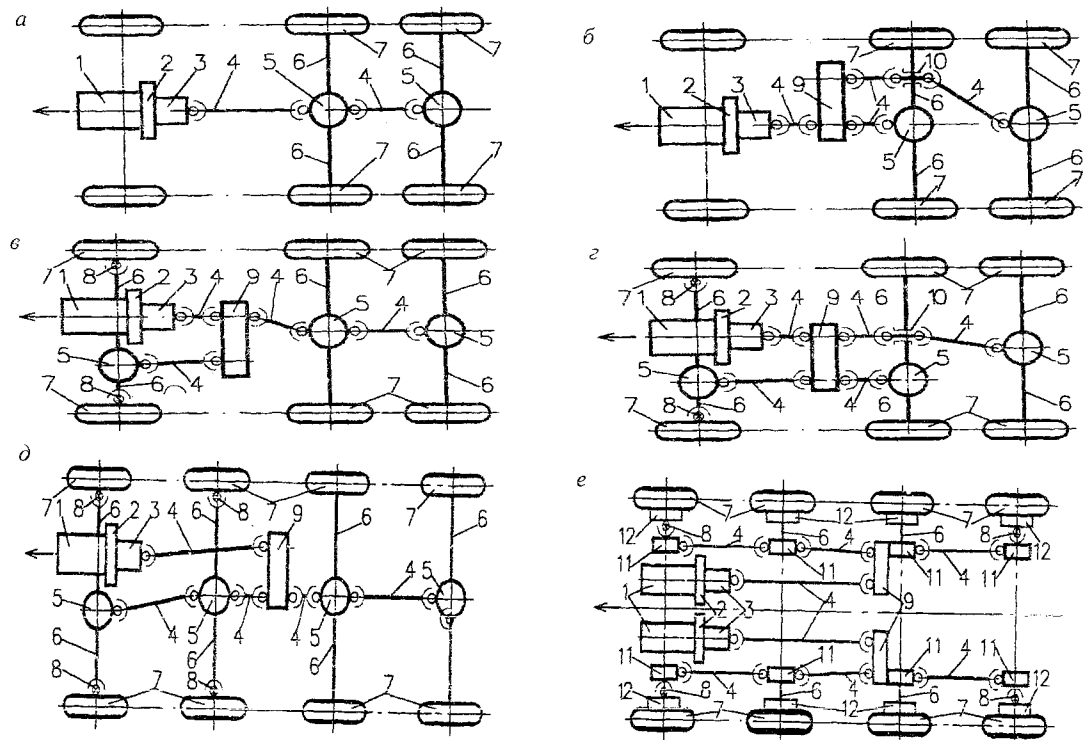


Рис. 1.4. Схемы механических трансмиссий трех- и четырехосных транспортных средств

Трансмиссии многоосных полноприводных автомобилей с колесной формулой 8×8 или 10×10 выполняют с мостовым (рис. 1.4, *д*) или бортовым (рис. 1.4, *е*) приводом. Наибольшее распространение получили схемы с мостовым приводом, у которых подведенный к каждому ведущему мосту крутящий момент распределяется между правым и левым ведущими колесами данного моста с помощью межколесного дифференциала, расположенного внутри редуктора главной передачи 5 (рис. 1.4, *д*). Распределение момента между мостами осуществляется одной или несколькими раздаточными коробками 9, в которых иногда устанавливают межосевой дифференциал, в определенной пропорции распределяющий крутящий момент между ведущими мостами. Трансмиссии с бортовым приводом применяются реже, в основном для специализированных автомобилей. Такие автомобили могут иметь два двигателя. При этом от правого двигателя крутящий момент подводится к колесам правого борта, а от левого двигателя – к колесам левого борта. Главная передача в этом случае размещается у каждого ведущего колеса и состоит из колесного редуктора 11 и бортовой передачи 12 (рис. 1.4, *е*).

2. СЦЕПЛЕНИЕ

Назначение сцепления. Сцепление предназначено для кратковременного отсоединения работающего двигателя от трансмиссии и плавного их соединения. Отсоединять трансмиссию от двигателя необходимо при остановке, торможении автомобиля и переключении передач; плавно соединять – при трогании автомобиля с места и после переключения передач во время движения. Кроме того, сцепление предохраняет детали трансмиссии от перегрузок инерционным моментом при резком торможении автомобиля без выключения сцепления. Сцепление должно обеспечивать передачу максимального крутящего момента двигателя без пробуксовки при полном включении; чистоту выключения, необходимую для полного отсоединения двигателя от трансмиссии; плавность включения для уменьшения динамических нагрузок в трансмиссии и плавного трогания автомобиля с места.

Сцепление состоит из ведущей и ведомой частей. Детали ведущей части сцепления соединены с маховиком и передают крутящий момент двигателя на ведомую часть, соединенную с валом коробки передач.

Типы сцеплений. В зависимости от характера связи между ведущей и ведомой частями различают фрикционные, гидравлические и электромагнитные (порошковые) сцепления. У фрикционных сцеплений крутящий момент передается с ведущей части на ведомую силами трения, действующими на поверхностях соприкосновения этих частей. У гидравлических сцеплений (гидромуфт) связь ведущей и ведомой частей осуществляется потоком жидкости, движущимся между этими частями, а у электромагнитных сцеплений – магнитным полем.

На большинстве современных автомобилей используются фрикционные сцепления. Они, как правило, постоянно замкнутые, т.е. постоянно включаемые и выключаемые водителем. На легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности устанавливаются однодисковые сухие сцепления, т.е. с несмазываемыми трущимися поверхностями. Двухдисковые сцепления применяются на грузовых автомобилях повышенной проходимости.

Прижатие ведомого и нажимного дисков к маховику осуществляется нажимными пружинами, которые подразделяются на периферийные и центральные. По периферии устанавливают цилиндрические пружины, а центрально – одну тарельчатую (диафрагменную).

Основные элементы и принципы работы фрикционного сцепления. Основные элементы фрикционного сцепления показаны на рис. 2.1. Сцепление включает следующие узлы: ведущую часть – маховик 2, соединенный с коленчатым валом двигателя 1, нажимной диск 4, нажимные пружины 5, кожух сцепления 6; ведомую часть – ведомый диск 3 с гасителем крутильных колебаний 14; механизм выключения – отжимные рычаги 13, выжимной подшипник 12 с муфтой выключения 7; привод управления сцеплением – педаль 8, оттяжную пружину 9, тягу 10 и вилку 11. При необходимости в привод встраивается усилитель, помогающий водителю управлять сцеплением.

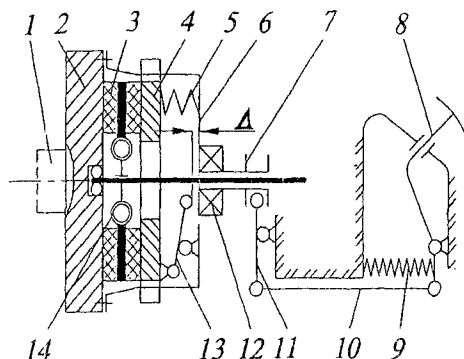


Рис. 2.1. Схема фрикционного сцепления

Сжатие трущихся поверхностей сцепления производится нажимными пружинами 5. В ряде конструкций в приводе сцеплений между выжимным подшипником 12 и лапками рычагов 13 имеется зазор Δ , необходимый для полного выключения сцепления. При износе трущихся поверхностей этот зазор уменьшается, и его необходимо восстановить соответствующей регулировкой.

Выключение сцепления производится следующим образом. При нажатии на педаль 8 через систему тяг и рычагов перемещается выжимной подшипник 12 и выбирается зазор Δ . Затем выжимной подшипник воздействует на рычаги 13 и нажимной диск 4 перемещается вправо, сжимая пружины 5. При этом между ведомым диском 3, маховиком 2 и нажимным диском 4 образуются зазоры, что приводит к отключению сцепления. Наличие указанных зазоров обеспечивает чистоту выключения сцепления.

Конструкция сцепления определяется числом ведомых дисков, типом и расположением нажимных пружин.

Устройство однодискового и двухдискового сцеплений. Наиболее широкое распространение получили однодисковые фрикционные сцепления с тарельчатой нажимной пружиной. Они устанавливаются в заднеприводных автомобилях ВАЗ-2101 ... 2107 и их модификациях, «Москвич-2140», «Волга» ГАЗ-3110, в переднеприводных – ВАЗ-2108 ... 2112, «Москвич-2141», автомобилях повышенной проходимости ВАЗ-2121 «Нива», ВАЗ-2131 и УАЗ-3160, а также автобусах МАЗ-101, МАЗ-103, МАЗ-104 и многих автомобилях, выпускаемых другими государствами.

Сцепления с тарельчатой нажимной пружиной, получившие распространение на легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности, начинают использоваться в грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности. Тарельчатая пружина в сцеплениях этого типа служит сжимающим и отводящим механизмом, что позволяет уменьшить габаритные размеры сцепления и массу. Преимуществом сцепления с тарельчатой нажимной пружиной по сравнению со сцеплением, имеющим по периферии цилиндрические пружины, является то, что тарельчатая пружина обеспечивает более равномерное давление на нажимной диск. Давление тарельчатой пружины при износе фрикционных накладок ведомого диска и, следовательно, передаваемый крутящий момент практически не изменяются. Кроме того, для удержания сцепления в выключенном состоянии нужна несколько меньшая сила, чем в сцеплениях с периферийными цилиндрическими пружинами, что облегчает работу водителя.

Однодисковое сцепление переднеприводных автомобилей ВАЗ, в частности ВАЗ-2109 (рис. 2.2), крепится на маховике 7 шестью болтами 10 и тремя установочными штифтами, центрирующими сцепление относительно маховика. Сцепление закрыто алюминиевым картером 1, который крепится к блоку двигателя. Со стороны двигателя торцовая поверхность картера сцепления закрывается верхней и нижней крышками. На внутренней стороне крышки имеется шкала 9 с делениями, а на маховике 7 – метка. По ним устанавливают и проверяют момент зажигания. С этой целью в верхней части картера сцепления выполнен смотровой люк. В отверстие нижнего прилива картера сцепления запрессована металлическая

втулка 2, на которую опирается нижний конец оси вилки 3 выключения сцепления. Верхний конец оси вилки входит в пластмассовую втулку 14. Рычаг 15 вилки выходит через люк наружу и соединяется с тросом привода выключения сцепления.

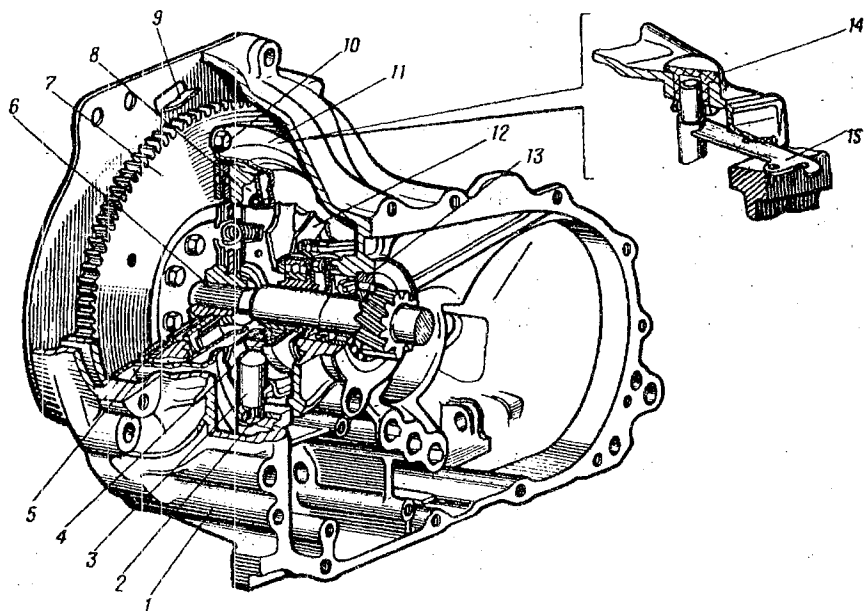


Рис. 2.2. Сцепление однодисковое в сборе:

1 – картер сцепления; 2 – нижняя опорная втулка вилки выключения сцепления; 3 – ось вилки выключения сцепления; 4 – подшипник выключения сцепления; 5 – ведомый диск; 6 – первичный вал коробки передач; 7 – маховик; 8 – нажимной диск; 9 – шкала для проверки момента зажигания; 10 – болт крепления кожуха сцепления к маховику; 11 – кожух сцепления; 12 – нажимная тарельчатая пружина сцепления; 13 – подшипник первичного вала коробки передач; 14 – верхняя втулка вилки выключения сцепления; 15 – рычаг вилки выключения сцепления

Ведущая часть сцепления, состоящая из кожуха 11, нажимного диска 8 и тарельчатой пружины 12, представляет собой неразъемный узел и имеет жесткое соединение с маховиком. Эта часть сцепления предназначена для передачи крутящего момента на ведомую часть сцепления. Кожух 11 сцепления отштампован из стали. К нему заклепками 14 (рис. 2.3) крепятся три пары упругих пластин 15, соединяющих кожух сцепления с нажимным диском 13, что обеспечивает передачу крутящего момента двигателя от кожуха сцепления на

нажимной диск и отвод нажимного диска от ведомого при выключении сцепления. В гнездах кожуха приварены опорные кольца 17 круглого сечения, служащие опорами для нажимной тарельчатой пружины 18, относительно которых происходит ее прогиб при выключении сцепления.

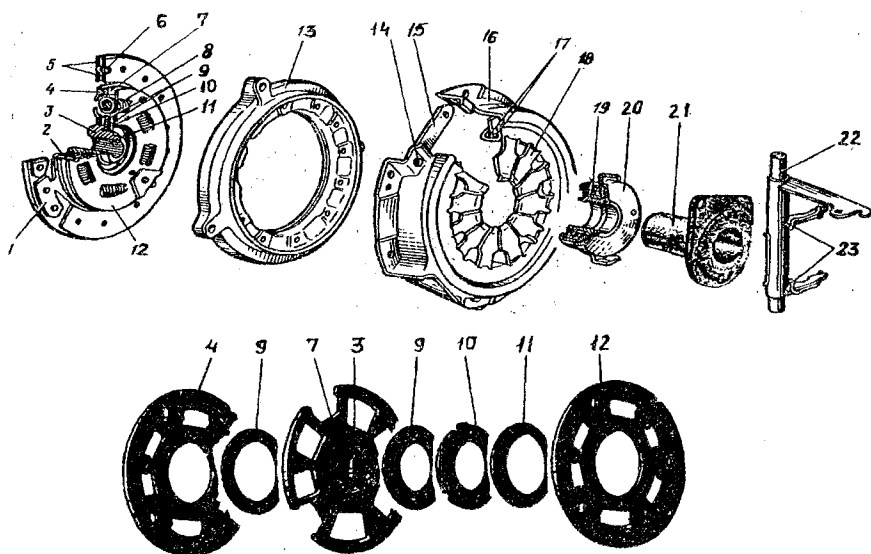


Рис. 2.3. Детали однодискового сцепления и демпфера крутильных колебаний: 1 – ведомый диск сцепления; 2 – упорный палец; 3 – ступица ведомого диска; 4 – передняя пластина демпфера крутильных колебаний; 5 – фрикционные накладки; 6 – заклепка для крепления фрикционной накладки; 7 – фланец ступицы ведомого диска; 8 – пружина демпфера; 9 – фрикционные кольца демпфера; 10 – опорное кольцо пружинной шайбы демпфера; 11 – пружинная шайба демпфера; 12 – задняя пластина демпфера крутильных колебаний; 13 – нажимной диск сцепления; 14 – заклепка для крепления упругих пластин; 15 – упругая пластина; 16 – кожух сцепления; 17 – опорные кольца нажимной тарельчатой пружины; 18 – нажимная тарельчатая пружина; 19 – подшипник выключения сцепления; 20 – муфта подшипника выключения сцепления; 21 – направляющая втулка; 22 – вилка выключения сцепления; 23 – соединительная пружина вилки и муфты подшипника выключения сцепления

Нажимной диск 13 чугунный, имеет три прилива, через отверстия которых проходят заклепки крепления упругих пластин. Со стороны кожуха сцепления на нажимном диске выполнены углубления для вентиляции сцепления и кольцевой выступ, на который давит наружная кромка нажимной тарельчатой пружины.

Нажимная тарельчатая пружина 18 отштампована из листовой стали и имеет форму усеченного конуса. Радиальные прорезы, делящие пружину на двадцать секторов, образуют на поверхности пружины лепестки, работающие как упругие рычаги выключения сцепления. Прорезы на периферии переходят в отверстия, в которые выступы кожуха сцепления заходят при сборке и загибаются на $100...110^\circ$. При этом пружина помещается между опорными кольцами 17.

Ведомая часть сцепления состоит из ведомого диска 1 в сборе со ступицей 3, фланцем 7, фрикционными накладками 5 и демпфером кругильных колебаний. Ведомая часть расположена на шлицах первичного вала коробки передач.

Ведомый диск 1 – стальной с фигурными прорезями, делящими его на восемь лепестков, отогнутых в разные стороны, что придает его рабочей поверхности волнообразную форму. К лепесткам ведомого диска независимо друг от друга стальными заклепками 6 приклепаны фрикционные накладки 5. Головки заклепок 6 утопают в отверстиях накладок, а их стержни расклепаны со стороны диска через отверстия противоположной накладки, т.е. к каждому лепестку прикреплены обе накладки, каждая своей заклепкой. Такое крепление накладок сохраняет волнообразную поверхность ведомого диска, что обеспечивает плавное включение сцепления, так как ведомый диск становится плоским постепенно, по мере увеличения усилия прижатия его к поверхности маховика. При этом ведомый диск вначале проскальзывает относительно маховика и нажимного диска и передаваемый крутящий момент возрастает постепенно. Это предохраняет детали трансмиссии от перегрузок и способствует плавному троганию автомобиля с места.

С этой же целью, а также для гашения кругильных колебаний ведомый диск соединяется с фланцем 7 ступицы 3 через детали гасителя кругильных колебаний, которые обеспечивают упругую связь между ними.

Демпфер сцепления. Во фланце ступицы выполнены шесть прямоугольных окон и три подковообразных выреза. Через них проходят упорные пальцы 2 гасителя, которые соединяют с ведомым диском его переднюю 4 и заднюю 12 пластины. Эти пальцы свободно проходят через подковообразные вырезы фланца ступицы и ограничивают угол поворота ведомого диска вместе с пластинами гасителя относительно ступицы. В пластинах гасителя кругильных

колебаний, как и во фланце ступицы, имеются прямоугольные окна, в которых расположены пружины 8 разной упругости и цвета покрытия. Применение пластин разной упругости расширяет зону действия демпфера и обеспечивает нужную характеристику его работы. Например, ведомые диски автомобилей ВАЗ-2110, -21113 и -2112 отличаются от дисков предыдущих моделей наличием демпфера холостого хода: две пружины из шести заметно меньшего диаметра и смещены ближе к центру. С обеих сторон фланца ступицы ведомого диска установлены фрикционные кольца 9: одно – стальное, другое из фрикционного материала. Пружинная шайба 11 демпфера через опорное кольцо 10 создает постоянный момент трения между поверхностями фрикционных колец и фланца ступицы. От выпадания из окон фланца ступицы пружины 8 фиксируются окнами в пластинах 4 и 12, размер которых меньше диаметра пружин.

Гашение крутильных колебаний происходит за счет сил трения, которые возникают при перемещении ведомого диска 1 и пластин 4, 12 относительно фланца ступицы 7 и за счет упругости пружин 8. Амплитуда действия упругого элемента гасителя крутильных колебаний ограничивается тремя упорными пальцами 2, которые упираются в подковообразные вырезы фланца ступицы. Кроме того, введение демпфера в ведомый диск позволяет компенсировать возможную несоосность коленчатого вала двигателя и первичного вала коробки передач, приводящих к изнашиванию пар трения сцепления.

Выключение сцепления осуществляется через механический привод, усилие от которого через рычаг вилки 22 передается на муфту 20 подшипника выключения сцепления 19. Муфта 20 в сборе с подшипником расположена на направляющей втулке 21, которая крепится к внутреннему торцу гнезда подшипника первичного вала коробки передач. Вилка выключения сцепления 22 прижимается к выступам муфты 20 пружиной 23.

Сцепления с разрезной тарельчатой пружиной применяются двух типов: *вдавливаемого*, когда выжимной подшипник при выключении перемещается по направлению к сцеплению (как в вышеописанном сцеплении), и *вытяжного*, когда выжимной подшипник перемещается от сцепления. У сцепления с разрезной тарельчатой пружиной вдавливаемого типа пружина действует на нажимной диск наружным краем сплошного конца тарелки, что упрощает механизм выключения сцепления, а у вытяжного типа – внутренним краем.

При этом усилие выключения уменьшается на 30...40 %, что в ряде случаев позволяет обойтись без усилителя в приводе; при выключении не изменяется направление действия силы пружины, что повышает ее долговечность; уменьшается масса и увеличивается жесткость кожуха сцепления, хотя и усложняется механизм выключения сцепления.

Сухое фрикционное однодисковое сцепление МАЗ-188 с разрезной тарельчатой пружиной вытяжного типа устанавливается в автобусах МАЗ-101, МАЗ-103, МАЗ-104 и МАЗ-104С. Сцепление МАЗ-188 (рис. 2.4), как и другие конструкции, состоит из ведущей и ведомой частей и деталей механизма выключения сцепления.

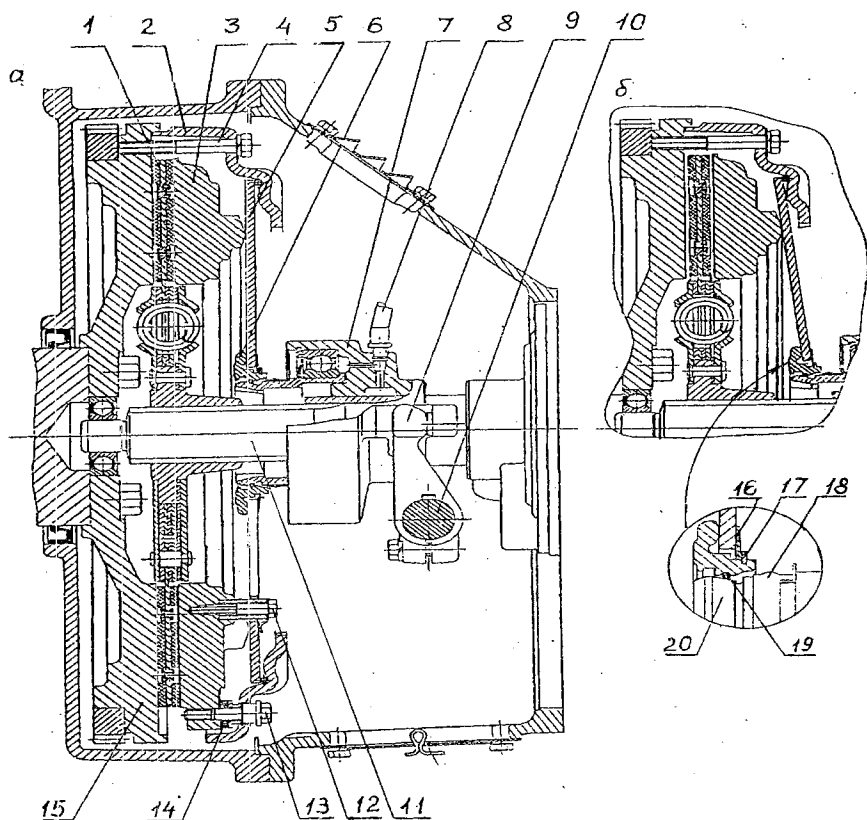


Рис. 2.4. Сцепление однодисковое с тарельчатой пружиной вытяжного типа:
а – сцепление включено; *б* – сцепление выключено

Ведущая часть сцепления – нажимной диск 3 с кожухом 2 и разрезной тарельчатой пружиной 5 – центрируется на маховике 15 двигателя по цилиндрическому буртику кожуха; кожух крепится к маховику болтами 4. Нажимной диск соединен с кожухом посредством четырех пакетов пластин 14 и болтов 13, обеспечивающих центрирование, осевое перемещение и передачу крутящего момента от кожуха к нажимному диску, а с нажимной пружиной – с помощью болтов 12.

Ведомая часть – ведомый диск 1 с гасителем крутильных колебаний, центрируется по шлицам первичного вала 11 коробки передач и устанавливается между маховиком и нажимным диском. В сцеплении применен ведомый диск с гасителем крутильных колебаний пружинно-фрикционного типа и упругим креплением фрикционных накладок.

Механизм выключения сцепления состоит из муфты 7 с подшипником, вилки 9 и валика 10. Для смазки выжимного подшипника и муфты выключения сцепления к ней подсоединен шланг 8. Муфта 7 соединена с тарельчатой пружиной 5 тянущего типа с помощью запорного устройства, включающего в себя: упорное кольцо 6, втулку 20 подшипника муфты выключения сцепления с фасонной канавкой, пружинное кольцо 19 круглого сечения, а также замковое кольцо 18. Упорное кольцо 6 устанавливается на тарельчатую пружину при сборке нажимного диска с кожухом и удерживается за счет пружинной шайбы 16 и стопорного кольца 17.

Выключение сцепления обеспечивается перемещением муфты в сторону от маховика (рис. 2.4, б). При этом пружина 5 вытяжного типа с помощью болтов 12 отжимает нажимной диск от ведомого диска, обеспечивая чистоту выключения сцепления.

Однодисковые сцепления с периферийными цилиндрическими пружинами устанавливаются в грузовых автомобилях ЗИЛ-433360, седельных тягачах ЗИЛ-442160, ЗИЛ-5301 «Бычок», автомобилях ГАЗ-33076 и автомобилях повышенной проходимости УАЗ-3741, 2206, 3303 и их модификациях.

Двухдисковые сцепления устанавливаются в большегрузных грузовых автомобилях типа МАЗ, КамАЗ, Урал, КрАЗ, автобусах ЛАЗ-4207 и др. Сжатие трущихся поверхностей в этих сцеплениях производится цилиндрическими пружинами или, реже, тарельчатой пружиной. Цилиндрические пружины устанавливают по периферии, что обеспечивает равномерное сжатие трущихся поверхностей за счет симметричного расположения пружин друг относительно друга и

отжимных рычагов. В зависимости от числа нажимных пружин они располагаются на одной или двух окружностях нажимного диска.

В магистральных седельных тягачах семейства МАЗ-5440 и 6430, которые оборудуются двигателями MAN 2866 и 2876, устанавливаются сцепления фирмы «Фихтель и Сакс» вытяжного типа: однодисковые с тарельчатой пружиной диаметром 430 мм или двухдисковые диаметром 400 мм.

В автомобилях МАЗ-5432, 5433, 5337, 6422 и их модификациях применяется сухое двухдисковое сцепление с периферийным расположением пружин (рис. 2.5). Сцепление располагается в картере 1 маховика 2 двигателя. Промежуточный 22 и основной 20 нажимные диски на наружной поверхности имеют по четыре прилива, которые входят в пазы маховика, что и обеспечивает передачу крутящего момента от двигателя.

Пружины 18, установленные на теплоизоляционных шайбах 19, воздействуют на нажимные диски и расположенные между ними и маховиком задний 21 и передний 23 ведомые диски с фрикционными накладками.

При выключении сцепления между маховиком, ведомыми и нажимными дисками образуются зазоры, чему способствуют пружины 3. По мере изнашивания фрикционных накладок необходимые для чистоты выключения зазоры обеспечиваются механизмом автоматической регулировки перемещения промежуточного нажимного диска. Этот механизм состоит из штоков 4, закрепленных в приливах промежуточного нажимного диска, разрезных колец 5 и упорных планок 6, которые вместе с кожухом сцепления 17 крепят болтами к маховику. Промежуточный нажимной диск под действием пружин 18 перемещается к маховику в соответствии с износом фрикционных накладок. При этом пружинные нажимные кольца 5 перемещаются по штокам 4 в новое положение, в результате чего и сохраняется зазор между кольцами 5 и упорными планками 6, т.е. регулирование происходит автоматически.

В вилках 8 на осях, вращающихся в игольчатых подшипниках, подвешены четыре отжимных рычага 7, соединенных в свою очередь аналогичным образом с ушками нажимного диска. Рычаги 7 имеют пружины, фиксирующие их положение. Муфта выключения сцепления 11 установлена с упорным шарикоподшипником на втулке с помощью фланца, прикрепленного к картеру коробки передач, и смазывается при помощи пресс-масленки и гибкого шланга 12, соединяющего его с муфтой.

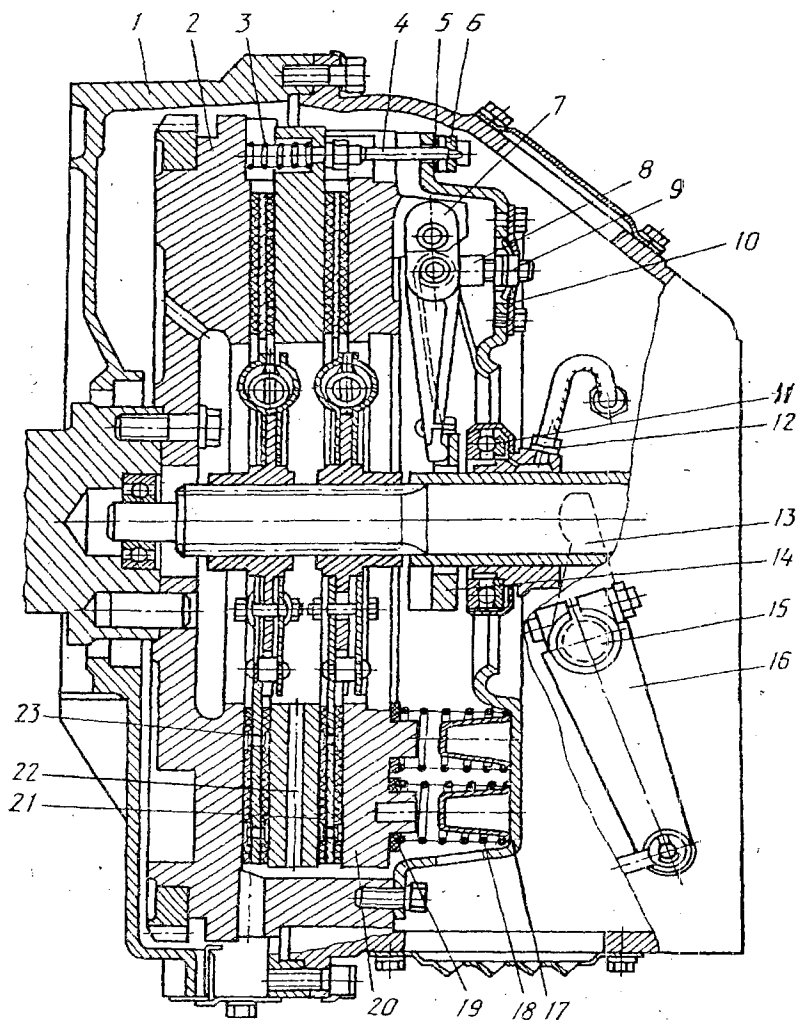


Рис. 2.5. Сцепление двухдисковое с периферийными пружинами:

- 1 – картер маховика; 2 – маховик; 3 – отжимная пружина; 4 – шток; 5 – разрезное пружинное кольцо; 6 – упорная планка; 7 – оттяжной рычаг; 8 – опорная вилка; 9 – регулировочная шайба; 10 – упорная пластина; 11 – муфта выключения сцепления; 12 – шланг для подачи смазки; 13 – вилка выключения сцепления; 14 – упорное кольцо отжимных рычагов; 15 – валик вилки выключения сцепления; 16 – рычаг; 17 – кожух; 18 – нажимная пружина; 19 – теплоизоляционная шайба; 20 – нажимной диск; 21 – задний ведомый диск; 22 – промежуточный нажимной диск; 23 – передний ведомый диск

Со стороны муфты на внутренних концах отжимных рычагов стопорными пружинами закреплено упорное кольцо 14. Муфту 11 охватывает вилка выключения сцепления 13, закрепленная на валике 15, вращающемся во втулках картера сцепления под действием усилия, передающегося от привода управления сцеплением на рычаг 16.

Аналогичным сцеплением, в зависимости от комплектации, могут оборудоваться автобусы МАЗ (сцепление ЯМЗ-236 К). В сцеплении можно регулировать установку оттяжных рычагов 7 и зазор между кольцом 14 и упорным подшипником муфты 11. Расстояние от плоскости упорного кольца 14 до плоскости промежуточного нажимного диска должно составлять 63,5...64,5 мм. Его регулирование выполняют с помощью гаек на вилках подвески рычагов 7. Гайки имеют специальные стопоры и фиксируются упорными пластинами 10.

Сравнение двухдисковых сцеплений с современными однодисковыми, имеющими наружный диаметр свыше 380 мм, показывает, что однодисковые сцепления пригодны для двигателей с крутящим моментом до 2000 Н·м. Следовательно, тенденцию, связанную с распространением однодисковых сцеплений, следует полагать определяющей на обозримую перспективу. При этом мировой опыт показывает, что производство двухдисковых сцеплений выгодно только при максимальной унификации их узлов и деталей с базовыми однодисковыми моделями.

Для обеспечения чистоты выключения двухдискового сцепления промежуточный диск, как в вышеописанном случае, принудительно отводится при помощи различных пружинных устройств. Некоторые варианты этих конструкций показаны на рис. 2.6. Конструкция (рис. 2.6, а) отличается простотой и состоит из пружин 2, установленных между маховиком и нажимными дисками 3 и 4.

В ряде сцеплений используются пружины, расположенные между маховиком 1 и промежуточным диском 3 (рис. 2.6, б). Среднее положение диска в выключенном сцеплении определяется упорами 5, ввернутыми в кожух 6 сцепления. В современных сцеплениях часто применяют устройства (рис. 2.6, в), состоящие из рычагов 7, установленных в промежуточном диске 3. При выключении сцепления рычаги под действием винтовых пружин 8 поворачиваются против часовой стрелки, упираясь своими концами в маховик 1 и нажимной диск 4, в результате чего промежуточный диск устанавливается в среднее положение.

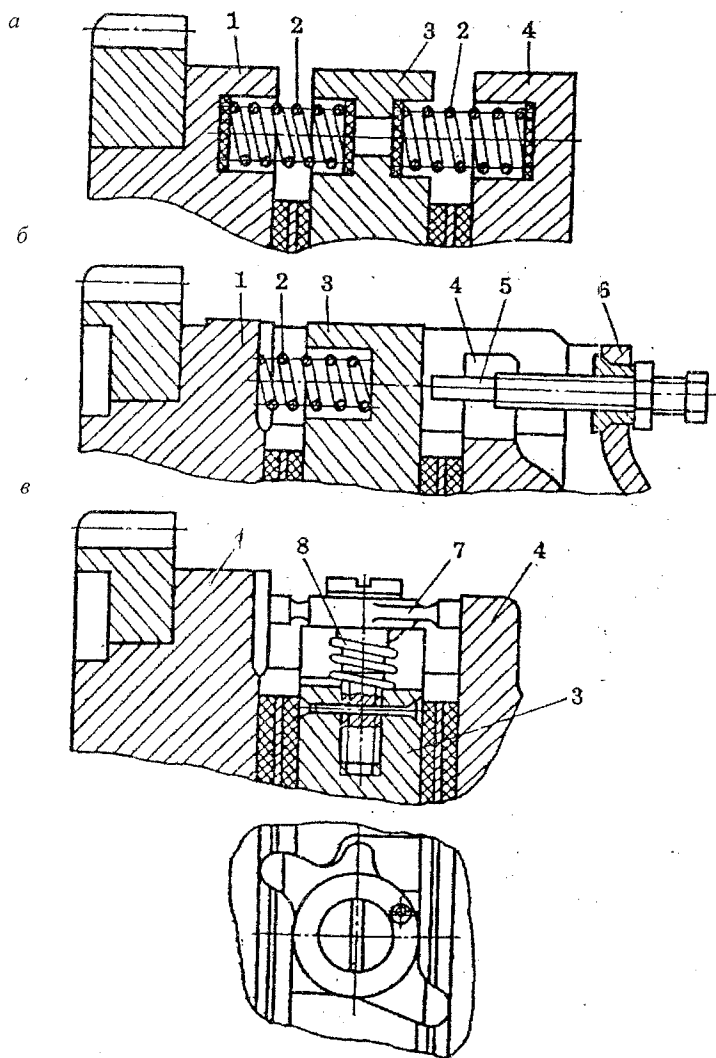


Рис. 2.6. Устройства для обеспечения чистоты выключения сцепления

Приводы сцеплений. Связь между ногой водителя и муфтой выключения сцепления осуществляется через привод. Привод сцепления должен обладать следящим действием, быть легким и удобным в управлении, надежным в работе и простым в обслуживании.

Удобство в управлении обеспечивается выбором допустимых усилий на педали и ее ходом. Перемещение педали сцепления (полный ход) обычно составляет 130...200 мм, а усилие на педали грузового автомобиля ГОСТ 21398–89 устанавливает не более 147 Н.

Привод выключения сцепления может быть механическим, с зазором между выжимным подшипником и лапками отжимных рычагов (лепестками нажимной пружины) и беззазорным, с усилителем и без усилителя, неавтоматическим, полуавтоматическим и автоматическим.

Схема сцепления с механическим приводом, имеющим во включенном состоянии зазор Δ между торцом подшипника 12 и лапками отжимных рычагов 13, приведена на рис. 2.1. Чтобы выбрать этот зазор при выключении сцепления необходимо переместить педаль на величину свободного хода. Свободный ход – это ход педали от верхнего положения до начала выключения сцепления. Отсутствие свободного хода в приводах таких сцеплений сигнализирует о том, что нажимной диск не полностью зажимает ведомый, т.е. возможно его пробуксовывание, а впоследствии – сгорание накладок. Слишком большой свободный ход говорит о том, что сцепление при полном нажатии на педаль выключается не полностью.

По мере износа накладок зазор Δ постепенно уменьшается, и, чтобы избежать частых регулировок свободного хода педали, этот зазор делают заведомо большим (3...4 мм), что соответствует свободному ходу педали от 30 до 50 мм в зависимости от конструкции привода. Зазор регулируют, изменяя регулировочной гайкой длину тяги 10. Полный ход педали сцепления включает в себя свободный и рабочий ход, необходимый для полного выключения сцепления.

Разновидностью механического привода является тросовый привод выключения сцепления. Этот привод обладает минимальной массой, приспособлен к дистанционному управлению, прост в обслуживании, позволяет герметизировать кузов, что имеет существенное значение для обеспечения комфортных условий (шумоизоляция, пыленепроницаемость) в салоне автомобиля.

Тросовый беззазорный привод выключения сцепления устанавливается в большинстве автомобилей других государств, в частности автомобилях ВАЗ-2108...ВАЗ-2112, АЗЛК-2141, ЗАЗ-11022 «Таврия», ВАЗ-1111 «Ока» и их модификациях. Тросовый привод автомобиля ВАЗ-2109 изображен на рис. 2.7. Здесь педаль сцепления 1 соединяется с верхним наконечником троса пальцем и оттягивается

в крайнее переднее положение оттяжной пружиной 7, вследствие чего подшипник выключения сцепления с усилием 50...70 Н поджимается к лепесткам нажимной пружины. Такое усилие не вызывает прогиба нажимной пружины на опорных кольцах, т.е. пробуксовки сцепления не происходит. Нижний наконечник оболочки троса зажат в гнезде кронштейна 4 коробки передач двумя гайками 3. Конец троса 2 соединяется с поводком 5, в прорезь которого заходит крючок рычага 6 вилки выключения сцепления. При нажатии на педаль 1 трос 2 воздействует на поводок 5, связанный с рычагом вилки 6 выключения сцепления, перемещающей муфту выжимного подшипника.

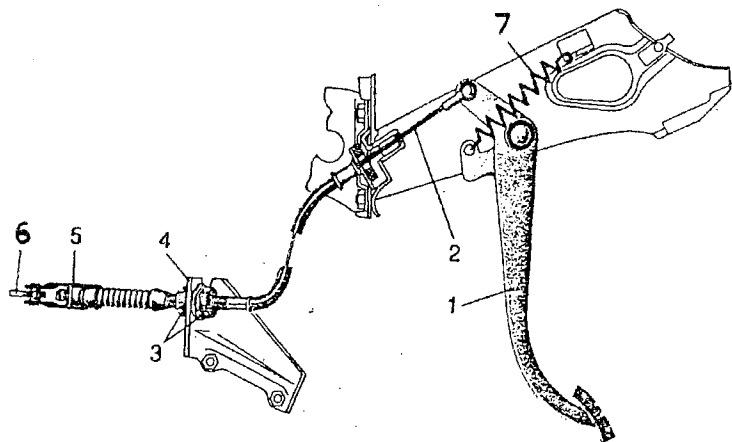


Рис. 2.7. Тросовый безззорный привод выключения сцепления:

1 – педаль сцепления; 2 – трос; 3 – регулировочные гайки; 4 – кронштейн;
5 – поводок троса; 6 – рычаг вилки выключения сцепления; 7 – оттяжная пружина

При выключении сцепления свободный ход педали отсутствует, т.е. сразу начинается рабочий ход, вследствие чего величина полного хода педали уменьшается. Полный ход педали должен составлять 125...130 мм. Он регулируется гайками 3, которыми изменяют длину нижней ветви троса. В процессе эксплуатации автомобиля вследствие износа накладок ведомого диска ход педали увеличивается. Максимально допустимый ход педали не должен превышать 160 мм.

Подшипник выключения сцепления с безззорным приводом устанавливается с небольшим радиальным зазором на муфту, что позволяет ему самоустанавливаться. Это повышает долговечность контактируемой пары: подшипника и нажимной пружины.

Несмотря на постоянное поджатие подшипника к лепесткам нажимной пружины, его работоспособность не снижается, что объясняется отсутствием действия на него динамических нагрузок при выключении сцепления. Последнее характерно для приводов с зазором между подшипником и лепестками нажимной пружины, когда в момент выключения сцепления подшипник воспринимает резко увеличивающиеся нагрузки.

Гидравлический привод сцепления обладает преимуществами тросового привода и повышенной плавностью включения сцепления даже при резком отпуске педали, что снижает динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля. Однако он более сложен в изготовлении и эксплуатации и, следовательно, дороже механического привода. Данный привод с зазорами устанавливался в автомобилях ГАЗ-24 «Волга» (рис. 2.8, а), Москвич-2140, ВАЗ-2105...2107, ВАЗ-2123 «Нива», ИЖ-2126, УАЗ-3741, 3303, 3160 и их модификациях. В гидравлическом приводе сцепления усилие от педали 5 к рычагу вилки 11 выключения сцепления передается через жидкость, находящуюся в главном цилиндре 2, трубопроводе 7 и рабочем цилиндре 13. Полость главного цилиндра сообщается с бачком 1 через перепускное отверстие А и компенсационное Б.

При нажатии на педаль 5 перемещается шток 4 с поршнем 3 главного цилиндра 2. Поршень перекрывает компенсационное отверстие Б и рабочая жидкость вытесняется под давлением из главного цилиндра по трубопроводу 7 в рабочий цилиндр 13, закрепленный на картере сцепления. Поршень 9 рабочего цилиндра через шток 10 поворачивает рычаг вилки 11, выключая сцепление. После отпущения педали оттяжные пружины 6 и 12 соответственно педали и вилки возвращают детали привода в исходное положение, сцепление включается и давление жидкости в трубопроводе и цилиндрах уменьшается до атмосферного.

При резком отпуске педали в главном цилиндре может возникнуть разрежение, если жидкость, поступающая из трубопровода, не успевает заполнить освобождающееся слева от поршня 3 пространство. Тогда часть жидкости из бачка через перепускное отверстие А, отжимая края уплотнительной манжеты поршня 3, поступает в пространство слева от поршня, устраняя тем самым появление паров жидкости из-за разрежения. Избыточная жидкость вытекает из главного цилиндра через компенсационное отверстие Б обратно в бачок 1.

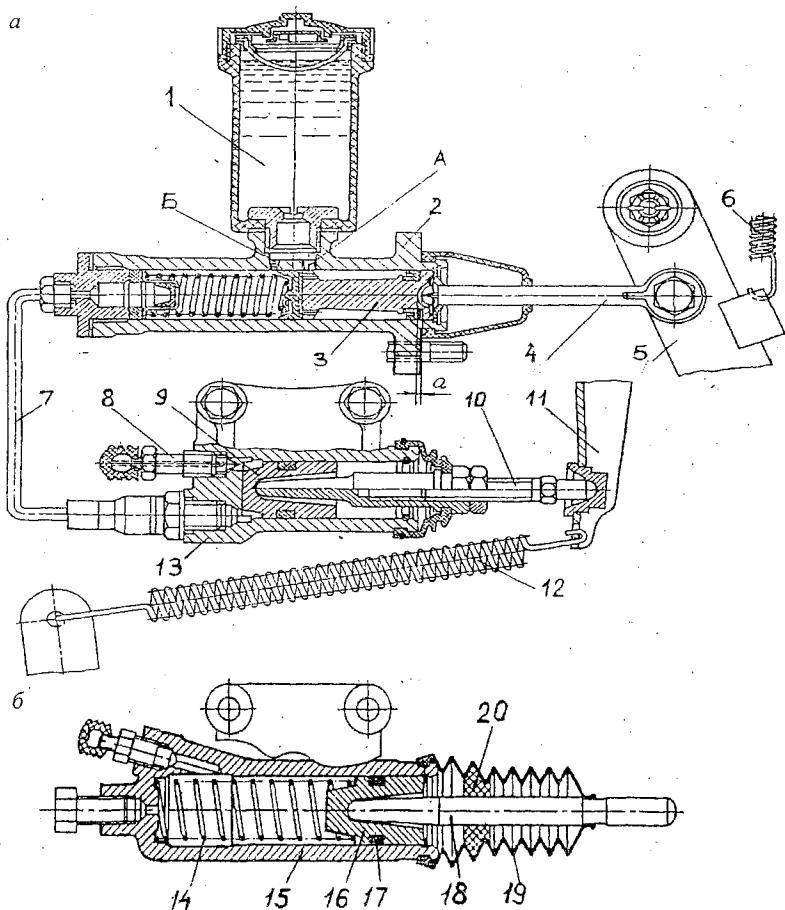


Рис. 2.8. Гидравлический привод выключения сцепления:

a – с зазором; *б* – рабочий цилиндр беззазорного привода:

- 1 – бачок; 2 – главный цилиндр; 3 – поршень главного цилиндра; 4 – шток;
 5 – педаль сцепления; 6 – оттяжная пружина педали; 7 – трубопровод; 8 – клапан для выпуска воздуха при прокачке гидросистемы; 9 – поршень рабочего цилиндра;
 10 – шток; 11 – рычаг вилки выключения сцепления; 12 – оттяжная пружина вилки выключения; 13 – рабочий цилиндр; 14 – пружина; 15 – корпус рабочего цилиндра;
 16 – поршень рабочего цилиндра; 17 – манжета; 18 – шток; 19 – чехол;
 20 – защитное кольцо

В рабочем цилиндре имеется клапан 8 для выпуска воздуха при прокачивании гидросистемы во время технического обслуживания.

Свободный ход педали сцепления в данном случае определяется зазором между подшипником муфты и рычагами выключения, а также зазором a между поршнем 3 и штоком 4 главного цилиндра. Первый зазор регулируют, изменяя длину штока 10, а второй – штока 4, правый конец которого установлен на эксцентриковой оси.

В беззазорном гидравлическом приводе автомобилей ГАЗ-3110, -3111 «Волга», ГАЗ-3302 «Газель», ГАЗ-2217 «Соболь», ГАЗ-2752 «Баргузин» и их модификациях пружина 14 (рис. 2.8, б) рабочего цилиндра 15 постоянно поджимает через поршень 16, уплотненный манжетой 17, шток 18 и рычаг вилки выключения сцепления в положение, при котором подшипник выключения сцепления поджат к концам лепестков тарельчатой пружины и наружное кольцо подшипника вращается вместе с ними. Внутренняя полость рабочего цилиндра защищена от пыли и грязи резиновым чехлом 19 и защитным кольцом 20.

При износе фрикционных накладок и перемещении в связи с этим концов лепестков тарельчатой пружины в сторону коробки передач через те же детали происходит перемещение поршня и дополнительное сжатие пружины 14. Так как жесткость этой пружины небольшая, то поджатие подшипника к концам лепестков увеличивается незначительно. Таким образом, компенсация износа фрикционных накладок происходит автоматически за счет смещения рабочей зоны поршня по длине рабочего цилиндра, и его шток не имеет регулировочных гаек.

Для автомобилей большой грузоподъемности ограничения по усилию на педали сцепления, введенные стандартом, предполагают обязательное применение усилителей. Усилители бывают механическими, гидравлическими, пневматическими, пневмогидравлическими или вакуумными.

В автомобилях МАЗ-5432, -6422, -6303, -6317 и их модификациях устанавливается **механический привод сцепления с пневмоусилителем** (рис. 2.9, а). Валик 2 педали 1 установлен в кронштейне на передней стенке кабины. Подвесная педаль 1 при помощи переходника 4 соединена через вертикальную тягу 3 с тросом 5, который, проходя через привод троса 6, крепится посредством наконечника 7 и вилки 8 к верхнему концу рычага 9. Данный рычаг закреплен на валике, расположенном в кронштейне 20, который прикреплен к левому лонжерону рамы автомобиля. Нижний конец рычага 9 соединен тягой 19 с корпусом клапана пневмоусилителя 18 и далее

вилкой 17 с нижним концом двулучевого рычага 13, закрепленного на валике 12 вилки выключения сцепления. Верхний конец рычага 13 шарнирно соединен с наружным концом штока 14 пневмоцилиндра 15 (с 1993 г. вместо пневмоцилиндра устанавливается пневмокамера).

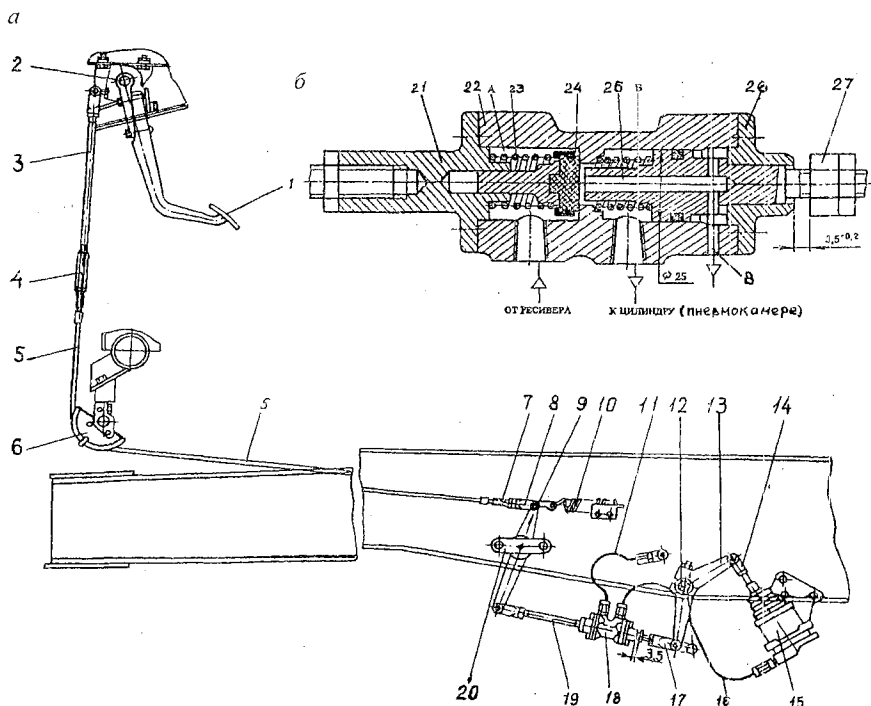


Рис. 2.9. Механический привод выключения сцепления с пневмоусилителем:

а – привод сцепления; *б* – следящий клапан пневмоусилителя:

- 1 – педаль сцепления; 2 – валик педали; 3 – вертикальная тяга; 4 – переходник; 5 – трос; 6 – привод троса; 7 – наконечник троса; 8, 17 – вилки; 9, 13 – рычаги; 10 – оттяжная пружина; 11, 16 – шланги; 12 – валик вилки выключения сцепления; 14 – шток; 15 – пневмоцилиндр (пневмокамера) усилителя; 18 – следящий клапан пневмоусилителя; 19 – тяга клапана; 20 – кронштейн; 21, 26 – крышки клапана; 22 – корпус клапана; 23 – пружина выпускного клапана; 24 – впускной клапан; 25 – золотник; 27 – регулировочная гайка

Клапан пневмоусилителя (рис. 2.9, б) имеет корпус 22 с крышками 21 и 26. Золотник 25 клапана управления соединен с вилкой 17 (рис. 2.9, а). Если педаль сцепления 1 не нажата, т.е. сцепление

включено, то между крышкой 26 клапана и регулировочной гайкой 27 золотника 25 имеется зазор 3,5...3,7 мм. Усилитель в этом случае выключен. Полость А клапана усилителя соединена шлангом 11 с ресивером, а полость Б – шлангом 16 с цилиндром пневмоусилителя (или пневмокамерой) 15. При этом полость Б сообщается с атмосферой через отверстие В. Полости А и Б разобщены между собой. В случае нажатия на педаль сцепления корпус 22 смещается относительно золотника 25 на величину зазора 3,5 мм, торец золотника упирается в клапан 24 и отрывает его от своего седла. В результате этого полость Б отсоединяется от атмосферы, соединяется с полостью А и сжатый воздух по шлангу 16 поступает в цилиндр (пневмокамеру) 15 усилителя, что облегчает выключение сцепления водителем. При отпуске педали под действием нажимных пружин сцепления и оттяжной пружины 10 рычаги и тяги привода возвращаются в исходное положение, клапан 24 под действием пружины 23 закрывает отверстие, через которое сжатый воздух подводился к цилиндру усилителя, и его рабочая полость сообщается с атмосферой. Клапан пневмоусилителя включен в механический привод сцепления последовательно, поэтому действие усилителя пропорционально давлению ноги водителя на педаль сцепления, т.е. благодаря данному клапану обеспечивается следящее действие привода сцепления по усилию. При неисправном усилителе сцепление может быть выключено силой, прикладываемой водителем к педали. При откидывании кабины соединения привода сцепления не нарушаются благодаря наличию троса 5. Длина троса регулируется с помощью переходника 4. Аналогичный клапан пневмоусилителя используется в автобусах МАЗ, оборудованных сцеплением ЯМЗ-236 К и механическим тросовым приводом с пневмоусилителем.

В автомобилях семейства КамАЗ, ЗИЛ и автобусах МАЗ, в зависимости от комплектации, устанавливается **гидравлический привод сцепления с пневмогидроусилителем** (рис. 2.10). Корпус усилителя выполнен из двух частей 18 и 13, между которыми установлена диафрагма 6 следящего устройства. К нему также относятся поршень 3, седло 7, впускной 9 и выпускной 11 клапаны.

Рабочий цилиндр 16 гидравлического привода встроен в корпус пневмогидроусилителя. Жидкость от главного цилиндра, шток которого соединен с педалью сцепления, через отверстие Б подводится в рабочий цилиндр с комбинированным уплотнением 2 и к торцу

поршня 3 следящего механизма. Сжатый воздух подводится к клапану 9 через отверстие А в крышке 10. Когда сцепление включено, т.е. педаль отпущена, клапан 9 закрыт, а клапан 11 открыт. При этом полость цилиндра усилителя, в которой находится поршень 12, и полость следящего механизма через каналы в корпусе, седле 7 и отверстие, прикрытое от попадания грязи крышкой 5, сообщаются с атмосферой.

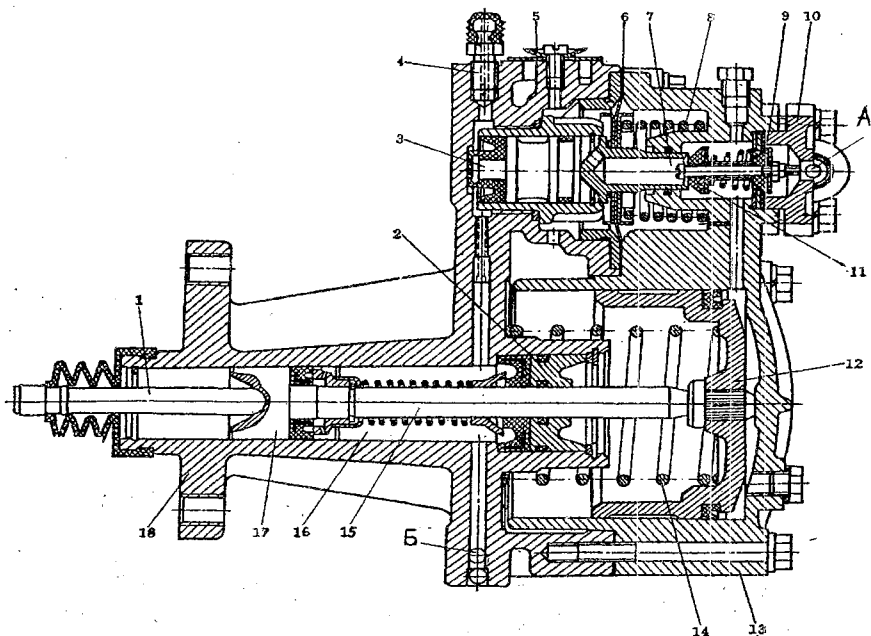


Рис. 2.10. Пневмогидравлический усилитель гидравлического привода управления сцеплением:

А – подвод рабочей жидкости; Б – подвод сжатого воздуха;

- 1 – толкатель штока выключения сцепления; 2 – уплотнение рабочего цилиндра;
- 3 – поршень следящего механизма; 4 – перепускной клапан; 5 – крышка выпускного отверстия; 6 – диафрагма; 7 – седло диафрагмы; 8 – пружина диафрагмы;
- 9 – впускной клапан; 10 – крышка подвода воздуха; 11 – выпускной клапан;
- 12 – поршень усилителя; 13 – передняя часть корпуса усилителя; 14 – пружина поршня усилителя; 15 – шток; 16 – рабочий цилиндр гидравлического привода;
- 17 – поршень рабочего цилиндра; 18 – задняя часть корпуса усилителя

При нажатии на педаль сцепления давление жидкости от главного цилиндра передается на поршень 17 рабочего цилиндра и от него

на толкатель 1 вилки выключения сцепления. Одновременно давление жидкости воспринимается поршнем 3 следящего механизма, который через седло 7, сжимая пружину 8 диафрагмы, закрывает выпускной клапан 11 и открывает впускной клапан 9, пропуская сжатый воздух, поступающий от ресивера через отверстие А в корпусе усилителя.

Поршень 12, имея значительную площадь, даже при небольшом давлении воздуха начинает перемещаться влево, сжимая пружину 14, и через шток 15 перемещает поршень 17 выключения сцепления. Поэтому сила на толкателе 1, обеспечивающая выключение сцепления, складывается из двух составляющих: силы от давления жидкости в рабочем цилиндре 16, пропорциональной усилию на педали, и силы от давления воздуха на поршень 12 усилителя, также пропорциональной усилию на педали.

Часть сжатого воздуха одновременно подается в полость диафрагмы, т.е. поршень 3 следящего механизма находится под действием двух направленных навстречу сил: от давления рабочей жидкости, стремящейся переместить поршень вправо, и давления сжатого воздуха и пружины 8, перемещающих поршень влево.

При увеличении усилия на педали возрастает давление рабочей жидкости и увеличивается давление на диафрагму, что приводит к повышению давления воздуха в пространстве над поршнем 12 и обеспечивает следящее действие пневмогидроусилителя.

Размеры поршней 3 и 12, диафрагмы 6 и пружины 14 подбирают так, чтобы обеспечить необходимое снижение усилия на педали сцепления. При выходе из строя пневмосистемы перемещение поршня 17 происходит только под давлением рабочей жидкости.

Перепускной клапан 4 служит для выпуска воздуха при прокачке гидросистемы привода сцепления.

3. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

3.1. Назначение и основные типы коробок передач

Коробка передач предназначена для изменения крутящего момента, развиваемого двигателем, с целью получения различных тяговых усилий на ведущих колесах при трогании автомобиля с места, разгоне, движении и преодолении дорожных препятствий; изменения скорости и направления движения автомобиля; возможности движения автомобиля с малыми скоростями, которые не могут быть обеспечены двигателем, и отсоединения на длительное время двигателя от трансмиссии на стоянке или при движении автомобиля по инерции (накатом).

По принципу действия коробки передач подразделяются на ступенчатые, бесступенчатые и комбинированные.

Ступенчатые коробки делят:

- по числу передач переднего хода: *четырёхступенчатые, пятиступенчатые* и т.д.;
- по подвижности осей валов: *с неподвижными осями* – простые и *с подвижными осями* – планетарные;
- по числу валов: *двух-, трех- и многовальные*;
- по числу редукторов: *простые* – с одним редуктором, *составные* – с двумя или тремя редукторами;
- по способу управления: *неавтоматизированные, полуавтоматизированные (с командным управлением) и автоматизированные*.

Бесступенчатые коробки передач по способу преобразования крутящего момента классифицируют на *гидравлические*: гидродинамические и гидрообъемные; *механические*: клиноременные, фрикционные и импульсные; *электрические*.

Комбинированные коробки передач бывают электромеханическими и гидромеханическими. *Гидромеханические* коробки передач состоят из гидромеханической бесступенчатой передачи (гидротрансформатора) и последовательно присоединенной к ней ступенчатой механической коробки.

В настоящее время наибольшее распространение имеют механические бесступенчатые коробки передач с неподвижными осями валов и ручным управлением, так как они достаточно просты, недороги в изготовлении и имеют высокий КПД.

Двухвальные пятиступенчатые коробки передач применяют для переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ-2109 ... ВАЗ-2115, АЗЛК-2141 «Москвич», ЗАЗ-1102 «Таврия» и других зарубежных автомобилей. Высшая передача обычно повышающая. Передачи, как правило, синхронизированы.

Трехвальные пятиступенчатые коробки передач используют для легковых автомобилей, выполненных по классической схеме (ГАЗ-3110 «Волга», ИЖ-2126), грузовых автомобилей малой (ГАЗ-3302, ГАЗ-33021, ГАЗ-33023), средней грузоподъемности (ГАЗ-4301, ЗИЛ-4333, ЗИЛ-4318, ЗИЛ-5301 «Бычок», Урал-4320, КамАЗ-4310) и автобусов (ПАЗ-3209 «Аврора», МАЗ-101...МАЗ-104, ЛАЗ-4203, ГАЗ-3221, -32212, -32213).

Многовальные коробки передач используются на автомобилях большой грузоподъемности (МАЗ и КамАЗ) для увеличения числа передач с целью улучшения тяговых и топливно-экономических свойств. В основе конструкций многовальных коробок передач лежит четырех-, пяти- или шестиступенчатая трехвальная коробка передач, в общем картере с которой размещены повышающий редуктор (делитель) и (или) понижающий редуктор (демультипликатор). При применении многовальных коробок число передач может быть от 8 до 24. Такие коробки используют для автомобилей-тягачей, работающих с прицепным составом.

В большинстве конструкций ступенчатых коробок переключение передач выполняет водитель. Однако имеются конструкции ступенчатых коробок передач, где процесс переключения автоматизирован на базе применения микропроцессорной техники.

3.2. Схема и принцип работы ступенчатых механических коробок передач

Ступенчатая коробка передач устанавливается за сцеплением и крепится к его картеру. На рис. 3.1 схематично показан принцип работы трех- и двухвальных коробок передач. На первичный вал 1 передается крутящий момент от двигателя. При движении автомобиля вперед в трехвальной коробке передач (рис. 3.1, а) крутящий момент передается через шестерни 2 и 7 постоянного зацепления, промежуточный вал 5 и шестерни 6 и 3 на вторичный вал 4, соединенный

через главную передачу с ведущими колесами автомобиля. При включении прямой передачи крутящий момент передается непосредственно с первичного вала 1 на вторичный вал 4, т.е. напрямую к ведомому валу, минуя промежуточный вал.

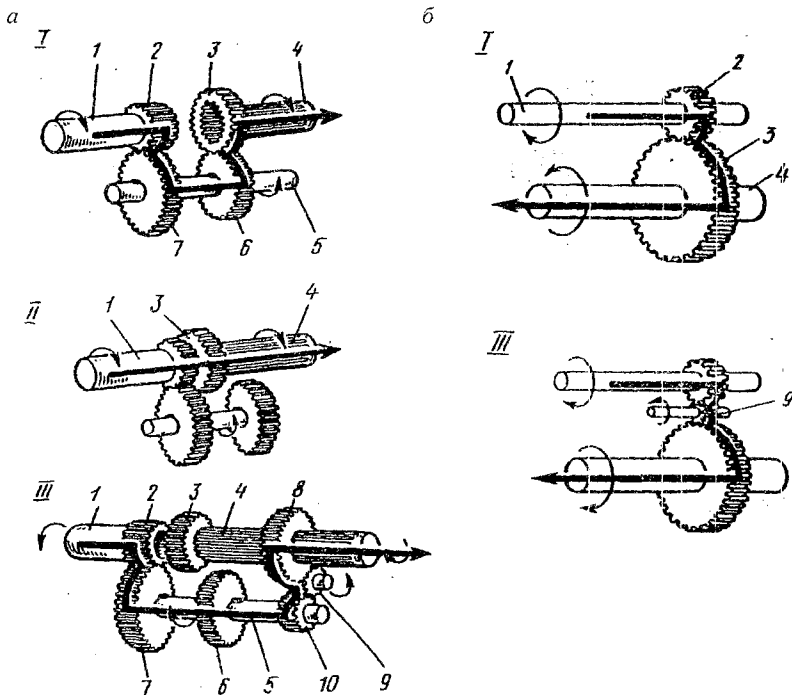


Рис. 3.1. Схема работы трехвальной (а) и двухвальной (б) коробок передач при включении понижающей (I), прямой (II) передач и передачи заднего хода (III): 1, 5 – первичный и промежуточные валы; 2 – шестерня первичного вала; 3, 8 – шестерни вторичного вала; 4 – вторичный вал; 6, 7, 10 – шестерни промежуточного вала; 9 – промежуточная шестерня

Движение автомобиля задним ходом происходит благодаря промежуточной шестерне 9, вводимой между шестернями 8 и 10, в результате чего вторичный вал 4 вращается в сторону, противоположную вращению первичного вала.

В двухвальной коробке передач (рис. 3.1, б) крутящий момент передается непосредственно с первичного вала 1 на вторичный вал 4.

3.3. Передаточное число передачи

В передаче из двух шестерен, в которых меньшая – ведущая 2, а большая – ведомая 3 (см. рис. 3.1, б), крутящий момент на ведомой шестерне 3 будет больше во столько раз, во сколько число зубьев ведомой шестерни будет больше числа зубьев ведущей. При этом частота вращения (угловая скорость) ведомой шестерни будет соответственно меньше, чем ведущей. Действие коробки передач основано на том, что вращение от коленчатого вала двигателя передается на ведущие колеса через зубчатые шестерни с разными передаточными числами.

Значение, получаемое от деления числа зубьев ведомой шестерни на число зубьев ведущей шестерни, называется *передаточным числом*. Если в передаче участвует несколько пар шестерен, то общее передаточное число получается при перемножении передаточных чисел всех пар шестерен, участвующих в передаче. Таким образом, коробка передач изменяет не только крутящий момент или силу, с которой колесо отталкивается от дороги, но и скорость движения автомобиля.

3.4. Устройство ступенчатых механических коробок передач

Двухвальные пятиступенчатые коробки передач, устанавливаемые в современных автомобилях ВАЗ, АЗЛК и ЗАЗ, имеют шестерни постоянного зацепления (кроме шестерен заднего хода) и синхронизаторы включения передач переднего хода.

В картере 1 (рис. 3.2) коробки передач автомобиля ВАЗ-2110 на подшипниках установлен первичный 2 и вторичный 12 вал с шестернями и синхронизаторами, а также ось 9 с промежуточной шестерней 8 заднего хода. Шестерни передач переднего хода находятся в постоянном зацеплении. Шестерня каждой передачи переднего хода устанавливается на вторичном валу на подшипниках, и крутящий момент при включении передачи передается через синхронизаторы, которые связаны с валом. Ведущая 7 и ведомая 11 шестерни заднего хода соединяются через установленную на оси 9 промежуточную шестерню 8, которая вводится с ними в зацепление при включении передачи заднего хода.

Передачи переключаются специальным механизмом, размещенным в картере коробки передач. Включение передачи производится рычагом, который при помощи вилок перемещает одну из муфт

синхронизаторов, 22, 25 или 28, выбранной передачи к соответствующей шестерне, обеспечивая их соединение и передачу крутящего момента от шестерни через синхронизатор на вторичный вал коробки передач. Рассматриваемая коробка передач позволяет изменять величину крутящего момента двигателя и частоту вращения коленчатого вала соответственно следующим передаточным числам: на 1-й передаче – 3,636; на 2-й – 1,950; на 3-й – 1,357; на 4-й – 0,941; на 5-й – 0,784; на передаче заднего хода – 3,5.

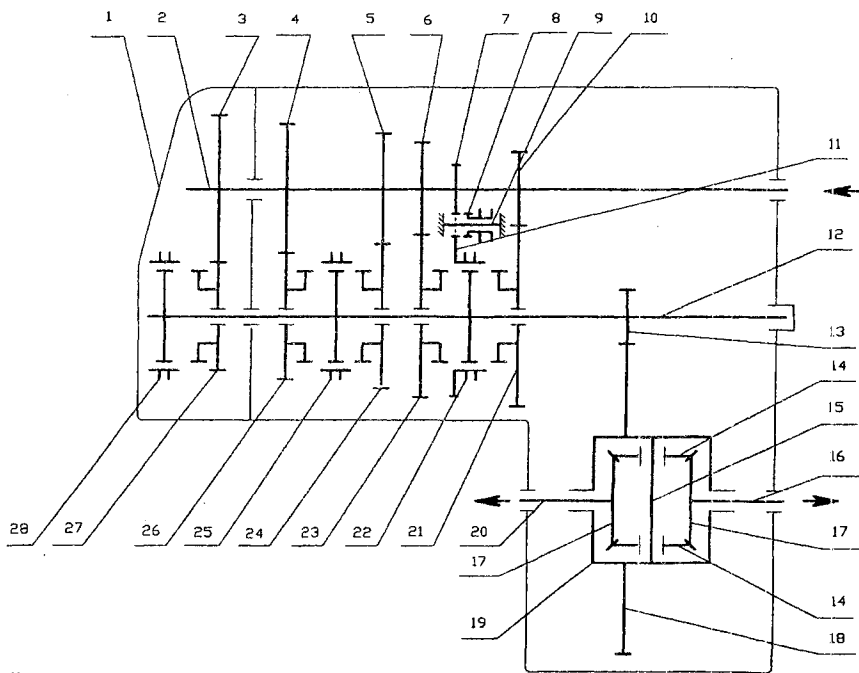


Рис. 3.2. Кинематическая схема двухвальной пятиступенчатой коробки передач с главной передачей автомобиля ВАЗ-2110:

1 – картер; 2 – первичный вал; 3, 27 – ведущая и ведомая шестерни V передачи; 4 и 26 – ведущая и ведомая шестерни IV передачи; 5 и 24 – ведущая и ведомая шестерни III передачи; 6 и 23 – ведущая и ведомая шестерни II передачи; 7, 8 и 11 – ведущая, промежуточная и ведомая шестерни заднего хода; 9 – ось шестерни заднего хода; 10 и 21 – ведущая и ведомая шестерни I передачи; 12 – вторичный вал; 13 – ведущая шестерня главной передачи; 14 – сателлит; 15 – ось сателлита; 16 и 20 – валы привода ведущих колес (полуоси); 17 – полуосевая шестерня; 18 – ведомая шестерня главной передачи; 19 – корпус дифференциала; 22, 25, 28 – муфты синхронизаторов включения соответственно I и II, III и IV, V передач

Схемы передачи крутящего момента пятиступенчатой двухвальной коробкой передач автомобиля ВАЗ-2110 на разных передачах показаны на рис. 3.3 (обозначения те же, что и на рис. 3.2).

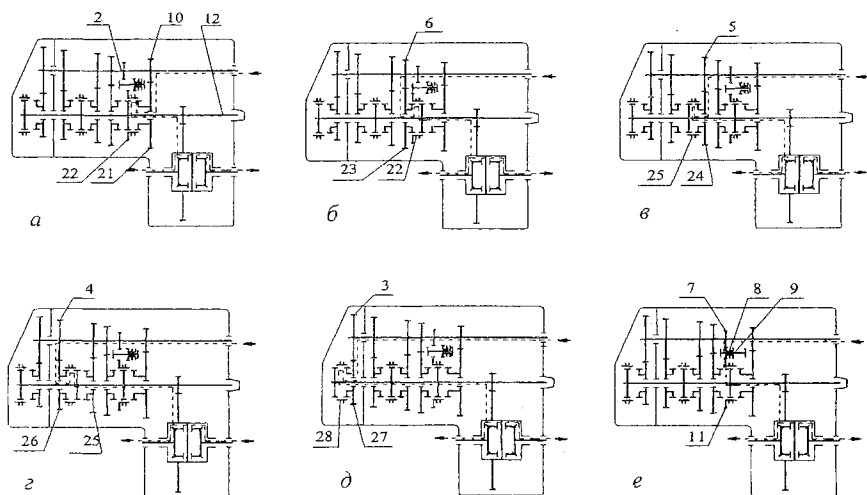


Рис. 3.3. Схемы передачи крутящего момента пятиступенчатой двухвальной коробкой передач автомобиля ВАЗ-2110 на различных передачах

Первая передача (рис. 3.3, а) включается перемещением при помощи вилки муфты синхронизатора 22 вправо и соединением синхронизатора со свободно установленной на вторичном валу 12 ведомой шестерней 21 первой передачи. При этом крутящий момент от первичного вала 2 будет передаваться через жестко установленную на нем ведущую шестерню 10 на ведомую шестерню 21 первой передачи и далее через муфту синхронизатора 22, ступица которого закреплена на шлицах вторичного вала, на вторичный вал 12 коробки передач.

Вторая передача (рис. 3.3, б) включается перемещением муфты синхронизатора 22 влево. При этом муфта соединяет ведомую шестерню 23 второй передачи со ступицей синхронизатора и крутящий момент от ведущей шестерни 6 через муфту 22 передается на ступицу синхронизатора и на вторичный вал 12.

Третья и четвертая передачи (рис. 3.3, в, г) включаются перемещением муфты синхронизатора 25 вправо или влево. При этом с

помощью синхронизатора обеспечивается соединение вторичного вала 12 с ведомой шестерней 24 третьей или 26 четвертой передачи. Крутящий момент от первичного вала 2 на вторичный вал 12 будет передаваться через шестерни 5 и 24 третьей передачи или через шестерни 4 и 26 четвертой передачи.

Пятая передача (рис. 3.3, д) включается перемещением муфты синхронизатора 28 вправо и соединением ее с ведомой шестерней 27 пятой передачи. При этом крутящий момент будет передаваться от первичного вала на вторичный через ведущую 3 и ведомую 27 шестерни пятой передачи и муфту синхронизатора 28, ступица которого закреплена неподвижно на шлицах вторичного вала.

Передача заднего хода (рис. 3.3, е) включается перемещением влево установленной на оси 9 промежуточной шестерни 8 заднего хода, благодаря чему она вводится в зацепление с ведущей шестерней 7 и зубчатым венцом 11 муфты 22 синхронизатора I и II передачи, обеспечивая тем самым передачу крутящего момента с первичного вала на вторичный. При помощи промежуточной шестерни вторичный вал изменяет направление своего вращения.

Передачу заднего хода включают при полностью остановленном автомобиле, так как синхронизаторы имеются только у передач переднего хода. Шестерни передачи заднего хода – прямозубые.

Каждая шестерня вторичного вала имеет два венца: косозубый и прямозубый. *Косозубые* венцы находятся в постоянном зацеплении с одноименными шестернями первичного вала. С *прямозубыми* венцами соединяются скользящие муфты синхронизаторов при включении передачи. Функцию ведомой шестерни заднего хода выполняет муфта 8 синхронизатора I и II передач, которая для этого имеет зубчатый венец.

Промежуточная шестерня 5 заднего хода (рис. 3.4) подвижно соединена с осью 4, которая установлена в отверстиях картеров сцепления и коробки передач. В центральной отверстии промежуточной шестерни запрессована металлокерамическая втулка. В паз шестерни входит вилка 6, которая вводит ее в зацепление с ведущей шестерней первичного вала и зубчатым венцом муфты синхронизатора I и II передач. Ступица синхронизатора жестко установлена на вторичном валу, вследствие чего этот вал вращается в обратную сторону. Одновременно с включением заднего хода включается фонарь

заднего хода, так как вилка 6 нажимает на шток выключателя 7 заднего хода, и контакты цепи замыкаются. Во включенном положении вилка 6 фиксируется шариковым фиксатором 8.

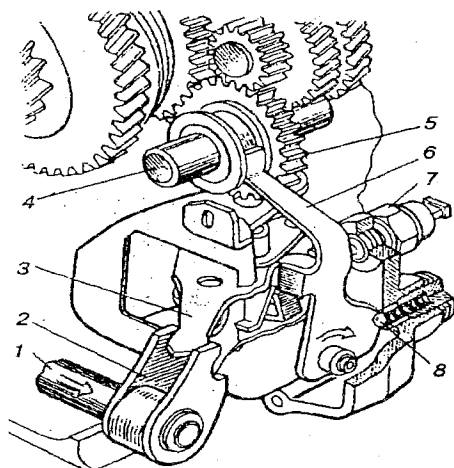


Рис. 3.4. Механизм включения заднего хода коробки передач автомобиля ВАЗ-2110: 1 и 3 – соответственно шток и трехплечий рычаг выбора передач; 2 – рычаг штока выбора передач; 4 – ось промежуточной шестерни заднего хода; 5, 6 и 7 – соответственно промежуточная шестерня, вилка выключения передач и выключатель фонаря заднего хода; 8 – фиксатор вилки заднего хода

Главная передача (рис. 3.5) состоит из пары косозубых цилиндрических шестерен. Ведущая шестерня 3 закреплена на вторичном валу, а ведомая 12 крепится болтами к фланцу коробки дифференциала. Дифференциал конический, вращается на двух роликовых конических подшипниках 14, предварительный натяг в которых регулируется подбором толщины регулировочного кольца 13. Внутренняя полость коробки дифференциала имеет форму сплошной сферы. В этой полости расположены две полуосевые шестерни 8 и два сателлита 10, вращающиеся на оси 6. Ось удерживается в коробке дифференциала стопорными кольцами.

На коробку дифференциала напрессована пластмассовая шестерня 7 привода спидометра, в зацеплении с которой находится ведомая шестерня, расположенная в корпусе привода спидометра, который крепится к картеру коробки передач. На выходе из корпуса валик шестерни уплотняется сальником. На верхней части корпуса привода спидометра нарезана резьба для установки датчика скорости.

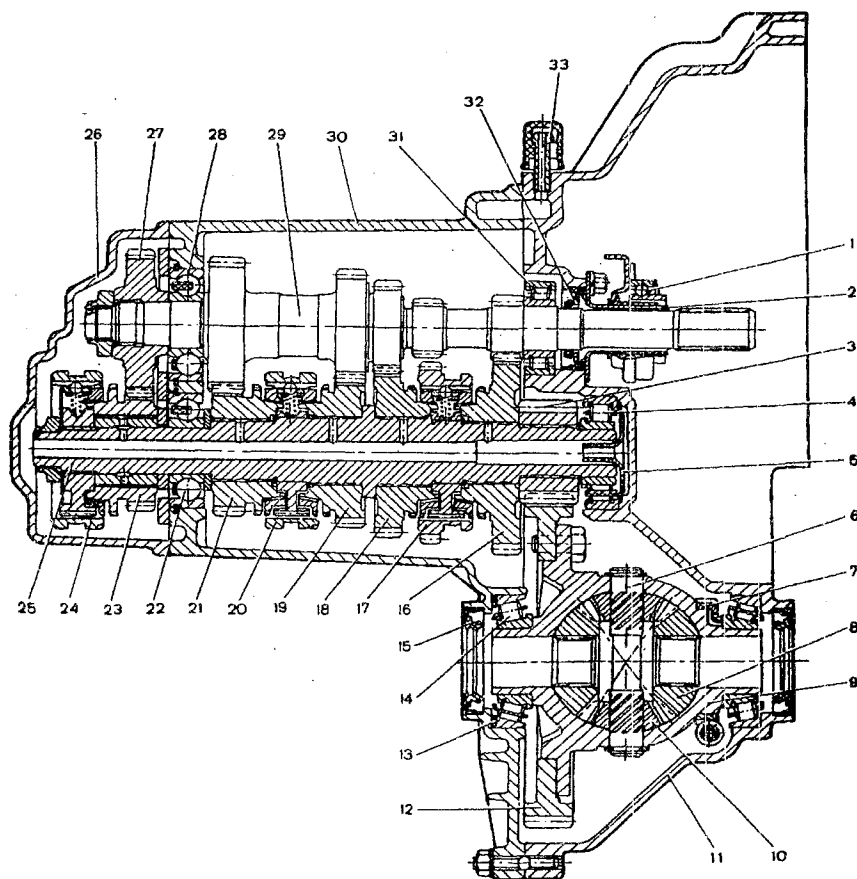


Рис. 3.5. Чертеж коробки передач автомобиля ВАЗ-2110:

1 – подшипник выключения сцепления; 2 – направляющая втулка муфты подшипника выключения сцепления; 3 – шестерня ведущая главной передачи; 4 – роликовый подшипник вторичного вала; 5 – маслосборник; 6 – ось сателлитов; 7 – ведущая шестерня привода спидометра; 8 – шестерня полуоси; 9 – коробка дифференциала; 10 – сателлит; 11 – картер сцепления; 12 – ведомая шестерня главной передачи; 13 – регулировочное кольцо; 14 – роликовый конический подшипник дифференциала; 15 – сальник полуоси; 16 – ведомая шестерня I передачи вторичного вала; 17 – синхронизатор I и II передач; 18 – ведомая шестерня II передачи вторичного вала; 19 – ведомая шестерня III передачи вторичного вала; 20 – синхронизатор III и IV передач; 21 – ведомая шестерня IV передачи вторичного вала; 22 – шариковый подшипник вторичного вала; 23 – ведомая шестерня V передачи вторичного вала; 24 – синхронизатор V передач; 25 – вторичный вал; 26 – задняя крышка картера коробки передач; 27 – ведущая шестерня V передачи; 28 – шариковый подшипник первичного вала; 29 – первичный вал; 30 – картер коробки передач; 31 – роликовый подшипник первичного вала; 32 – сальник первичного вала; 33 – сапун

Девятиступенчатая коробка передач ЯМЗ-202, устанавливаемая в седельных тягачах МАЗ-54327, полноприводных седельных тягачах повышенной проходимости МАЗ-6425 с колесной формулой 6×6 , а также бортовых полноприводных автомобилях семейства МАЗ-6317, выполнена на базе пятиступенчатой по схеме, показанной на рис. 3.6, и имеет двухступенчатый задний планетарный редуктор.

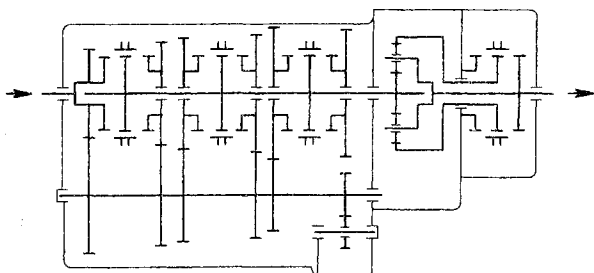


Рис. 3.6. Кинематическая схема девятиступенчатой коробки передач ЯМЗ-202

Чертеж коробки передач ЯМЗ-202 показан на рис. 3.7. Особенности конструкции данной коробки передач следующие: применен картер из алюминиевого сплава; картер базовой коробки выполнен совместно с картером сцепления и имеет горизонтальный разъем по оси первичного и вторичного валов, верхняя половина картера 1 используется также для размещения механизма управления переключением передач; подшипники валов установлены в стальные стаканы; предусмотрен дополнительный отбор мощности с торца заднего конца промежуточного вала 9; для смазки подшипников ведомых зубчатых колес постоянного зацепления и деталей планетарного редуктора используется маслonaгнетающее кольцо 3, с помощью которого масло, вытесняемое из картера через задний подшипник первичного вала 2, направляется в центральный канал вторичного вала 4. Планетарный редуктор выполнен в виде однорядного трехзвенного механизма. Солнечная шестерня 5 механизма с помощью зубчатой муфты 8 соединена со вторичным валом 4 базовой коробки. Водило механизма жестко соединено с выходным валом 7 планетарного редуктора. Высшая (прямая) ступень редуктора получается при блокировке планетарного механизма путем соединения эпицикла 6 с водилом. Низшая ступень реализуется при остановке эпицикла путем замыкания его на картер.

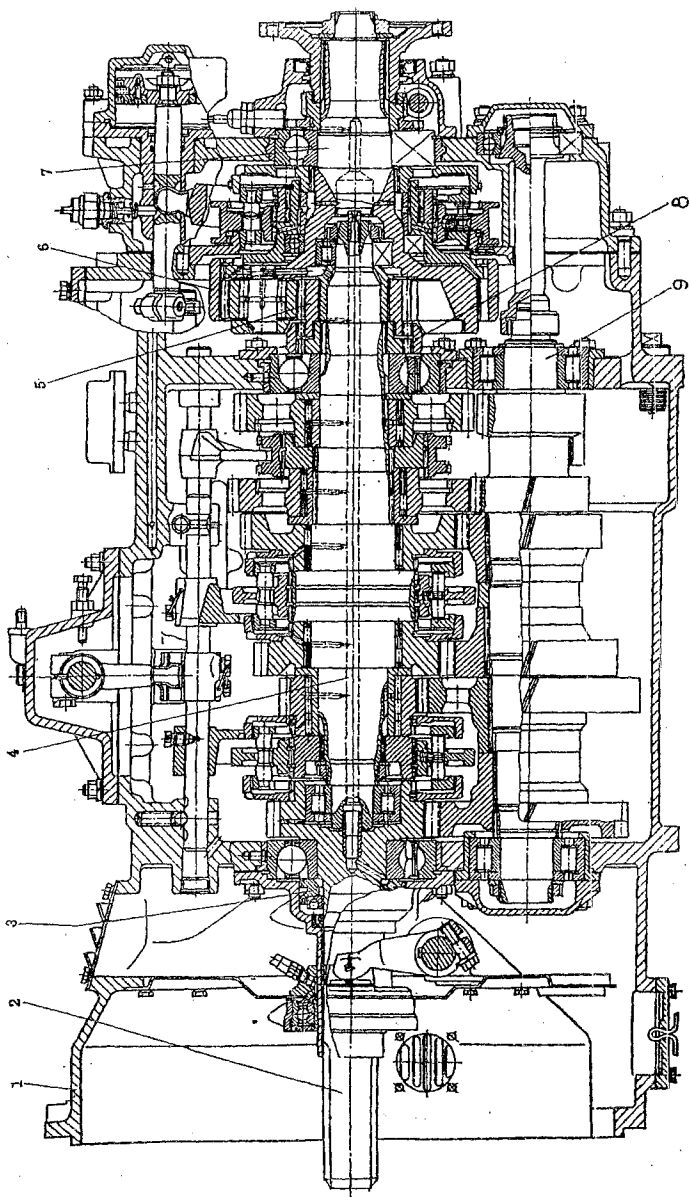


Рис. 3.7. Чертеж девятиступенчатой коробки передач ЯМЗ-202

Передаточные числа данной коробки передач имеют следующие значения: на 1-й передаче – 8,73; на 2-й – 6,13; на 3-й – 4,51; на 4-й – 3,50; на 5-й – 2,78; на 6-й – 1,75; на 8-й – 1,00; на 9-й – 0,795; на передаче заднего хода – 9,05.

Шестнадцатиступенчатые коробки передач ZF16S151 немецкой фирмы Zahnradfabrik устанавливаются в автомобилях-тягачах семейства МАЗ-5440 и МАЗ-6430, а коробка передач ZF16S221 – в бортовом автомобиле МАЗ-53424.

Кинематическая схема этих коробок передач представлена на рис. 3.8. Они имеют двухступенчатый делитель А на входе в коробку, основную четырехступенчатую коробку передач Б и демультипликатор В на выходе коробки передач. Гидродинамический тормоз-замедлитель Г поставляется по желанию заказчика и в автомобилях МАЗ не используется. Гидродинамический тормоз-замедлитель относится к вспомогательной тормозной системе, предназначенной для торможения на длительных спусках. Торможение осуществляется за счет сопротивления жидкости, заполняющей гидродинамический тормоз, вращению выходного вала коробки передач.

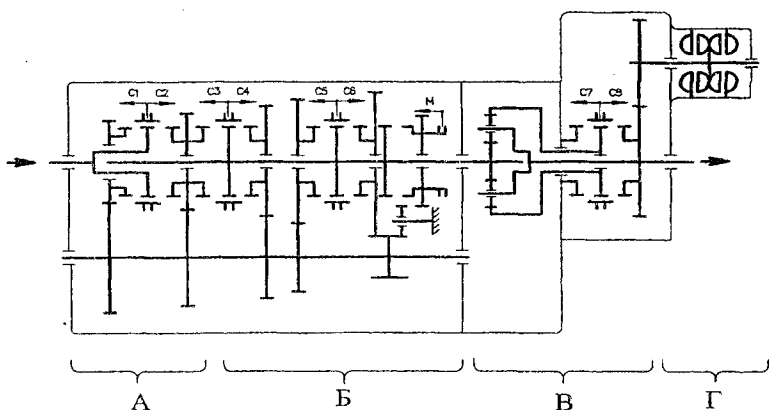


Рис. 3.8. Кинематическая схема 16-ступенчатой коробки передач с делителем и демультипликатором со встроенным гидротормозом (ZF-16 S 220)

Включение передач переднего хода осуществляется с помощью синхронизаторов С1...С8, а включение заднего хода – с помощью зубчатой муфты М. Элементы, которые необходимо включить в коробке для движения автомобиля на требуемой передаче, указаны в таблице.

Номер пере-дачи	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	3.x.1	3.x.2	
Включаемый элемент	C1	+		+		+		+		+		+		+		+		+	
	C2		+		+		+		+		+		+		+		+		
	C3							+	+							+	+		
	C4				+	+							+	+					
	C5			+	+							+	+						
	C6	+	+						+	+									
	M																	+	+
	C7	+	+	+	+	+	+	+	+									+	+
C8									+	+	+	+	+	+	+	+			

Разрез данной коробки передач изображен на рис. 3.9.

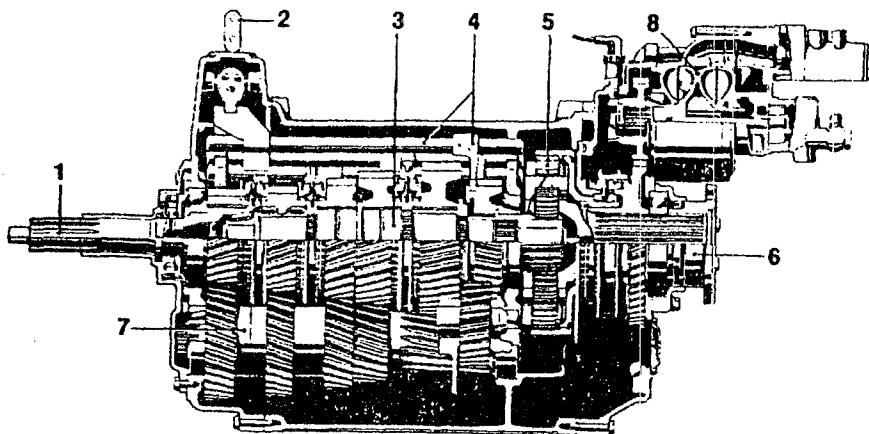


Рис. 3.9. Шестнадцатиступенчатая коробка передач с делителем и демультипликатором для грузового автомобиля со встроеным замедлителем (ZF-16 S 220 Ecosplit):

- 1 – первичный (ведущий) вал; 2 – рычаг для подсоединения тяги механизма управления переключением передач; 3 – вторичный вал основной коробки передач; 4 – шток с вилкой переключения передач; 5 – планетарный демультипликатор; 6 – выходной вал демультипликатора (водило); 7 – промежуточный вал; 8 – гидродинамический замедлитель

Синхронизаторы коробок передач

Синхронизаторы обеспечивают бесшумное переключение передач за счет предварительного выравнивания угловых скоростей

шестерни и вала, увеличение долговечности шестерен, снижение нервно-мышечной напряженности водителя из-за облегчения управления коробкой, повышение динамических свойств автомобиля и безопасности движения.

Принцип действия синхронизатора заключается в использовании инерции соединяемых деталей трансмиссии для предотвращения преждевременного включения передачи путем поворота запирающего звена – блокирующих колец или пальцев – относительно скользящей зубчатой муфты. Включение передачи при этом состоит из трех этапов.

На первом этапе под действием момента трения происходит выравнивание угловых скоростей вала и шестерни включаемой передачи. В это время запирающее звено смещено на некоторый угол относительно ступицы синхронизатора и не позволяет переместить скользящую зубчатую муфту в сторону включаемой шестерни.

На втором этапе происходит разблокировка синхронизатора путем возвращения деталей запирающего устройства в первоначальное положение относительно скользящей зубчатой муфты.

На третьем этапе производится зацепление зубьев скользящей муфты с зубьями муфтового соединения шестерни включаемой передачи.

Синхронизаторы автомобиля ВАЗ-2110 (рис. 3.10) состоят из ступицы 5, установленной на шлицах вторичного вала 7 коробки передач, скользящей муфты 2, трех сухарей 4 с шариковыми фиксаторами 3 и пружинами и двух блокирующих колец 1 (с двух сторон) с внутренними коническими поверхностями. На этих поверхностях нарезана резьба и выполнены продольные канавки для разрыва масляной пленки на конусных поверхностях кольца и венца шестерни включаемой передачи с целью повышения трения между ними. Блокирующие кольца имеют зубчатые венцы, шаг которых равен шагу внутренних зубьев скользящей муфты и зубчатых венцов 9 включаемых шестерен 6 и 8, а также шесть выступов, которые заходят в пазы ступицы 5. При этом три коротких выступа заходят в пазы, в которых расположены сухари фиксаторов, а более длинные и широкие – в другие пазы. Выступы установлены в пазах с боковыми зазорами, равными половине толщины зуба муфты, и ограничивают угол поворота блокирующего кольца относительно ступицы. При таком соединении ступица вращается совместно с блокирующими кольцами (I).

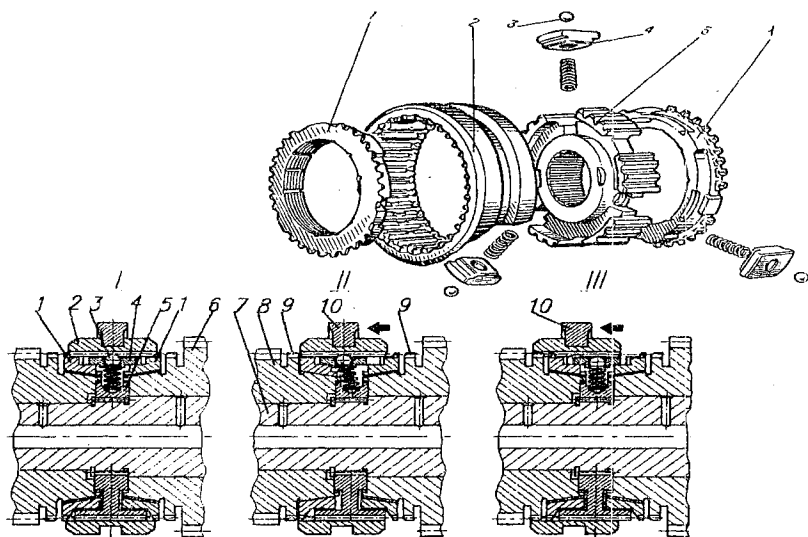


Рис. 3.10. Детали и работа синхронизатора третьей и четвертой передачи автомобиля ВАЗ-2110:

I – нейтральное положение муфты синхронизатора;
 II – начало включения передачи; III – передача включена

Во время работы синхронизатора при перемещении вилки 10 скользящая муфта 2 с помощью подпружиненных шариков 3 увлекает за собой сухари фиксаторов 4, которые, упираясь в длинные выступы блокирующего кольца, прижимают его внутреннюю поверхность к конической поверхности шестерни 8. Под действием сил трения между ними и инерции синхронизируемых масс блокирующее кольцо 1 поворачивается относительно ступицы 5 до упора длинных выступов кольца в боковые стенки пазов ступицы. Вследствие этого окружного смещения боковые скосы скользящей муфты 2 упираются в боковые скосы блокирующего кольца, и дальнейшее ее перемещение становится невозможным (II) до тех пор, пока не уравниются угловые скорости шестерни 8 и вторичного вала 7. При этом прекращается трение фрикционных конусов блокирующего кольца 1 и шестерни 8, вследствие чего исчезает сила, прижимающая скошенные поверхности зубьев муфты и кольца. Освобожденная муфта своими внутренними зубьями свободно входит в зацепление с зубчатыми венцами блокирующего кольца 1 и шестерни 8

вторичного вала коробки передач, которая находится в постоянном зацеплении с шестерней соответствующей передачи первичного вала. Крутящий момент от первичного вала передается через шестерню 8, скользящую муфту 2 и ступицу 5 на вторичный вал 7 коробки передач. При полностью выключенной передаче восстанавливаются зазоры между сухарями 4 и выступами блокирующего кольца и пазами ступицы (Ш).

Аналогично работают синхронизаторы автомобилей ГАЗ-3110 «Волга», ГАЗ-33021 «Газель», ГАЗ-2752 «Соболь», ГАЗ-3307, только у них вместо подпружиненного цилиндрической пружиной шарикового фиксатора установлены блокирующие пружинные кольца, а в синхронизаторах коробок передач фирмы Zahnradfabrik в узле фиксатора вместо шарика используется стержень со сферической головкой.

В пятиступенчатой коробке передач КамАЗ-141 и десятиступенчатой – КамАЗ-152, устанавливаемой на автомобилях семейства Камского автомобильного завода, а также в девятиступенчатой коробке передач ЯМЗ-202, используемой в вышеуказанных автомобилях Минского автомобильного завода, используются синхронизаторы с блокирующими и фиксирующими пальцами.

Синхронизатор второй и третьей передач коробки ЯМЗ-202 показан на рис. 3.11. Этот синхронизатор состоит из каретки 5, двух фрикционных конусных колец 3 с коническими поверхностями трения масла при прижатии кольца к конусу включаемой шестерни, восьми блокирующих пальцев 4 и четырех пальцев фиксаторов 11. Каретка 5 имеет внутреннее шлицевое отверстие, состоящее из зубчатых венцов, которыми она соединяется со шлицевой частью вторичного вала 8 базовой коробки. Каретка постоянно вращается вместе с этим валом. Крайние зубчатые венцы утонены по сравнению со средним и в комплекте с зубчатым венцом вторичного вала при включении второй и третьей передачи образуют «замок», предотвращающий самовыключение передач на ходу автомобиля. В плоскости, перпендикулярной оси вала, в каретке просверлены четыре глухих отверстия, предназначенных для установки пружин 9 и шариков фиксаторов 10, а по окружности параллельно этой оси просверлены восемь отверстий под блокирующие пальцы и четыре отверстия под пальцы фиксаторов. Отверстия под блокирующие пальцы с обеих сторон имеют фаски с углом, равным углу фасок

блокирующих пальцев. В нейтральном положении блокирующие пальцы находятся в отверстиях каретки с зазором (положение I). На наружные концы блокирующих пальцев до упора в их торцы напрессованы фрикционные конусные кольца 3. После напрессовки колец концы пальцев развальцовываются. На конической поверхности колец профрезерованы прямоугольные канавки для удаления продуктов износа, а по окружности нарезаны винтовые канавки для выдавливания с конических поверхностей трения масла при прижатии кольца к конусу включаемой шестерни.

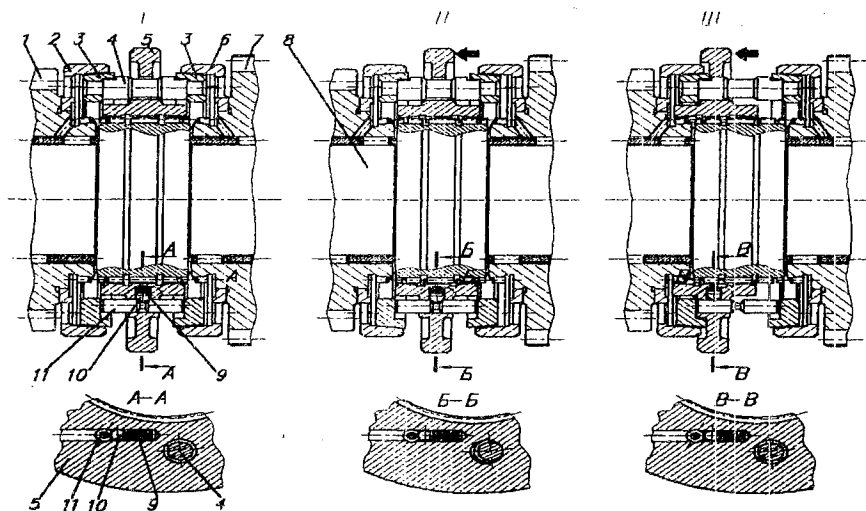


Рис. 3.11. Синхронизатор второй и третьей передачи коробки ЯМЗ-202 и его работа: 1 – шестерня третьей передачи; 2 – фрикционный конус шестерни третьей передачи; 3 – фрикционные конусные кольца синхронизатора; 4 – блокирующий палец; 5 – каретка синхронизатора; 6 – фрикционный конус шестерни второй передачи; 7 – шестерня второй передачи; 8 – вторичный вал базовой коробки передач; 9 – пружина фиксатора; 10 – шарик фиксатора; 11 – палец фиксатора; I – нейтральное положение муфты синхронизатора; II – начало включения синхронизатора; III – передача включена

Пальцы фиксаторов 11 установлены в отверстиях каретки между фрикционными кольцами 3. В средней части пальцы имеют канавку, в которую входит шарик 10, поджатый пружиной 9. В нейтральном положении под действием пружины 9 шарик прижимается к пальцу, входит в его канавку и предотвращает самопроизвольное перемещение каретки.

Работа синхронизатора состоит в следующем. При включении, например, третьей передачи каретка синхронизатора под действием усилия от вилки переключения передачи стремится сдвинуться влево. При начальном перемещении каретки вследствие небольшого усилия шарики фиксаторов не утапливаются и каретка вместе с пальцами фиксаторов и фрикционными кольцами перемещается до касания конусной поверхности кольца с конусом 2 шестерни третьей передачи. Так как до этого движение осуществлялось на второй передаче, а каретка жестко соединена со вторичным валом, то окружная скорость каретки меньше окружной скорости шестерни третьей передачи 1 вторичного вала, находящейся в постоянном зацеплении с шестерней третьей передачи промежуточного вала. При соприкосновении конуса фрикционного кольца 3 с конусом 2 шестерни третьей передачи 1 последняя под действием сил трения увлекает за собой каретку, поворачивая ее относительно блокирующих пальцев 4. При этом фаски отверстий каретки упираются в фаски блокирующих пальцев и дальнейшее перемещение каретки до полного выравнивания окружных скоростей становится невозможным (II). Когда исчезнут сила инерции и момент трения, блокирующие пальцы 4 займут среднее (плавающее) положение относительно отверстий в каретке 5 и каретка под действием усилия от вилки переключения получает возможность продвинуться дальше в осевом направлении. При этом шарики фиксаторов 10 утапливаются, преодолевая сопротивление пружин 9, и каретка по большим диаметрам блокирующих пальцев 4 передвигается в сторону третьей передачи (III). Зубчатый венец каретки бесшумно входит в зацепление с зубчатым венцом шестерни третьей передачи. Включение второй передачи происходит аналогично, с той лишь разницей, что в этом случае окружная скорость каретки будет больше окружной скорости шестерни второй передачи 7 и при соприкосновении конусов каретка под действием момента трения будет тормозиться, проворачиваясь относительно блокирующих пальцев в обратном, чем при включении третьей передачи, направлении.

В синхронизаторах коробок передач автомобилей ЗИЛ-431410, ЗИЛ-4343 и ГАЗ-4301 отсутствуют пружины 9 и шарики 10, а пальцы фиксаторов выполнены разрезными. Между половинками этих

пальцев расположены две цилиндрические пружинки. В результате этого полуцилиндры разрезного пальца фиксатора, в средней части имеющие канавку, прижимаются ее поверхностью к кромкам отверстия в каретке и препятствуют ее самопроизвольному перемещению. Принцип работы этих синхронизаторов аналогичен рассмотренному ранее.

3.5. Устройство механизмов управления коробкой передач

Вне зависимости от конструкции коробки передач для переключения передачи необходимо передвинуть или зубчатое колесо, или муфту синхронизатора, или его каретку. Для этого используется механизм управления переключением передач.

Механизм управления переключением передач можно разделить на две части: *механизм наружный*, соединяющий рычаг переключения передач, находящийся в кабине водителя, с коробкой передач, и *механизм внутренний*, находящийся внутри крышки коробки передач.

В зависимости от вида кабины и расстояния от рычага переключения до коробки передач используются различные конструкции наружных механизмов. В простейшем случае коробка передач помещается под полом кабины, а рычаг 1 переключения передач, размещенный рядом с сидением водителя, вводится через отверстие в полу непосредственно внутрь крышки 2 коробки (рис. 3.12, а). Если коробка передач удалена от места водителя, как в автомобиле ВАЗ-2110, или установлена на автомобиле с откидывающейся кабиной, как в автомобилях семейства МАЗ, то используется дистанционный привод управления основной коробкой передач.

Наружный механизм управления коробкой передач автомобиля ВАЗ-2110 (рис. 3.12, б) состоит из рычага 7 переключения передач, шаровой опоры 9, тяги 6 привода с шарниром 5, реактивной тяги 10, а также штока 4 и рычага 3 выбора передачи, находящихся в картере коробки передач 11. Реактивная тяга 10 введена в наружный механизм с целью исключения самопроизвольного выключения передач вследствие осевого перемещения силового агрегата на своих опорах при движении автомобиля. Один конец реактивной тяги связан с силовым агрегатом, а к другому концу прикреплена обойма 8 шаровой опоры 9.

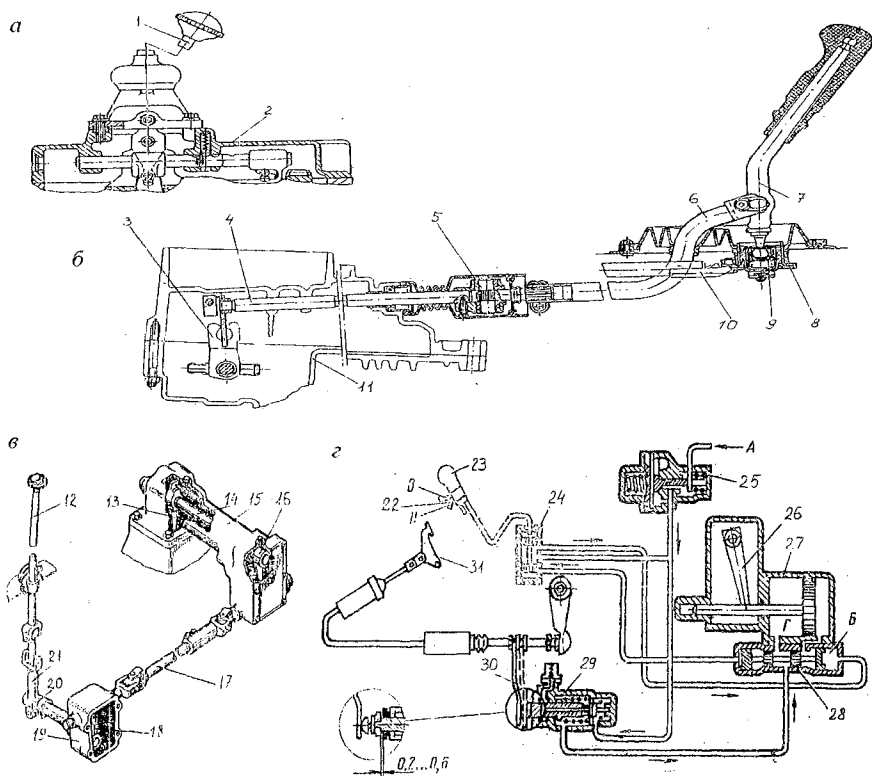


Рис. 3.12. Наружные механизмы управления переключением передач: а – с рычагом, введенным внутрь коробки; б и в – с механическим дистанционным управлением; г – с пневматическим дистанционным управлением

На автомобилях МАЗ-53371 и МАЗ-63038 с пятиступенчатой коробкой передач (рис. 3.12, в) рычаг 12 переключения передач шарнирно связан с рычагом 21 поперечного вала 20, соединенного с промежуточным механизмом 18 привода. Корпус 19 этого механизма закреплен на раме автомобиля. Промежуточный механизм 18 шарнирно связан с тягой 17, которая через рычаг 16 соединена с валом 14 переключения передач, установленным в корпусе 15. На валу 14 закреплен рычаг 13, взаимодействующий с внутренним механизмом переключения, расположенным в крышке коробки передач.

Наличие шарнирных соединений в дистанционном механическом приводе управления коробкой передач обеспечивает легкость

переключения и позволяет опрокидывать кабину автомобиля без нарушения нейтрального положения рычага 12 управления коробкой передач. При значительном отдалении коробки передач (например, в автобусах) используются гидравлические или пневматические механизмы дистанционного управления.

Ручное управление с механической передачей усилия распространено для пяти-, шестиступенчатых коробок передач. Для многоступенчатых коробок передач, имеющих дополнительный редуктор, применяются смешанные механизмы: основная коробка имеет ручное механическое управление, а дополнительный редуктор – электропневматическое или пневматическое.

Пневматический привод механизма управления дополнительным редуктором десятиступенчатой коробки передач автомобилей КамАЗ (рис. 3.12, з) имеет переключатель 22 крана управления, расположенный на рукоятке 23 рычага переключения передач. Нижнее положение переключателя 22 соответствует включению низшей Н, а верхнее – высшей В передачи в дополнительном редукторе. Кран управления 24 имеет золотник, соединенный тросом с переключателем 22. При включении низшей передачи сжатый воздух из пневмосистемы А поступает в полость Б воздухораспределителя 28. При этом золотник воздухораспределителя смещается влево и полость Г под поршнем силового цилиндра соединяется с клапаном 29 включения дополнительного редуктора. При нажатии на педаль 31 сцепления упор 30 нажимает на шток клапана 29 включения дополнительного редуктора. Клапан открывается, и сжатый воздух от редукционного клапана 25 через клапан 29 поступает в полость Г под поршнем силового цилиндра 27. Поршень и соединенный с ним рычаг 26 перемещаются вправо, и в дополнительном редукторе включается низшая передача.

При установке переключателя 22 в верхнее положение В и нажатии на педаль сцепления 31 в редукторе включается высшая передача. При заранее включенном переключателе 22 переключение передач в редукторе произойдет только лишь при нажатии на педаль сцепления.

Внутренние механизмы управления переключением передач не отличаются таким многообразием конструкций, как наружные. Несмотря на существование различных конструктивных решений, в большинстве коробок передач используются механизмы, в которых

вилки 8 переключения закреплены на подвижных штоках 6, расположенных в крышке коробки передач (рис. 3.13). В пазы головок 1, 4 и 7 подвижных штоков 6 входит нижний конец качающегося рычага 2 переключения передач, установленного в крышке на шаровой опоре 3. Поперечное (А) перемещение рычага 2, находящегося в нейтральном положении, приводит к выбору необходимого штока (передачи), а продольное (Б) вызывает смещение штока, закрепленной на нем вилки и включение требуемой передачи. От проворота штоков закрепленные на них вилки предохранены с помощью выступов 5.

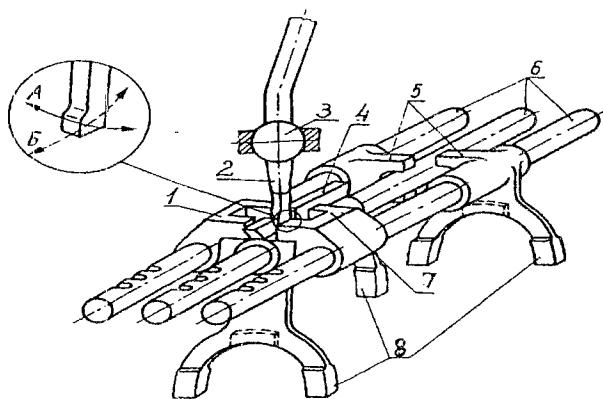


Рис. 3.13. Схема работы внутреннего механизма управления переключением передач

Внутренние механизмы управления переключением должны иметь устройства, предохраняющие:

- от неполноты включения передачи или ее самовыключения;
- одновременного включения двух передач;
- случайного включения передачи заднего хода.

На рис. 3.14 изображено наиболее распространенное устройство, предохраняющее от неполноты включения, самовыключения и одновременного включения двух передач.

Предохранение от неполноты включения передачи и самовыключения обеспечивается фиксацией подвижных штоков в нейтральном положении или положении включенной передачи специальным стопорным устройством, расположенным в крышке коробки передач (рис. 3.14, а). Для этого в подвижных штоках 3 выполнены

канавки, в которые, когда штоки находятся в положении, соответствующем полностью включенной передаче или в нейтральном положении, входят подпружиненные шарики 1 фиксаторов. Чтобы передвинуть шток в другое положение, требуется приложить дополнительное усилие для преодоления сопротивления пружины 2 шарикового фиксатора.

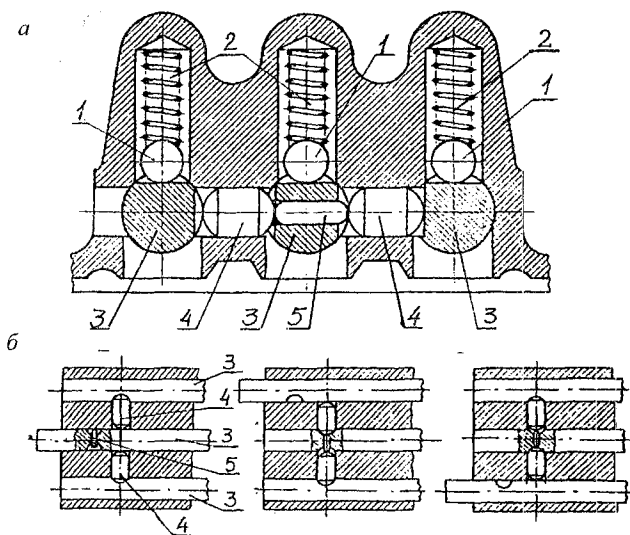


Рис. 3.14. Устройства, предохраняющие от неполноты включения, самовыключения и одновременного включения двух передач:
a – конструктивное исполнение; *б* – схема работы

Предохранение от одновременного включения двух передач осуществляется с помощью блокирующих ползунов 4 (или двух шариков), установленных в крышке коробки передач между подвижными штоками 3 (рис. 3.14, *a*). Длина ползунов 4 несколько превышает расстояние между штоками, и поэтому каждый из ползунов должен хотя бы с одной стороны входить в специальные выемки на штоках. Таким способом осуществляется блокировка штоков, и перемещение одного из них возможно только тогда, когда остальные находятся в нейтральном положении. Канавки в штоках в это время находятся напротив фиксирующих шариков 4. Перемещение одного из крайних штоков вызывает блокировку двух оставшихся благодаря

тому, что внутри среднего штока имеется отверстие, в котором располагается блокирующий штифт 5. Принцип действия устройства блокировки поясняет схема, изображенная на рис. 3.14, б.

В качестве устройства, предохраняющего от случайного включения передачи заднего хода, применяется упорный штифт 1, поджатый жесткой пружиной 2 и расположенный в головке 3 подвижного штока, на котором закреплена вилка включения передачи заднего хода (рис. 3.15). Для включения передачи заднего хода необходимо преодолеть существенное сопротивление пружины 2, чтобы с помощью рычага 4 переключения передач утопить штифт 1. Это устройство предназначено для включения передачи заднего хода, отличного от включения других передач.

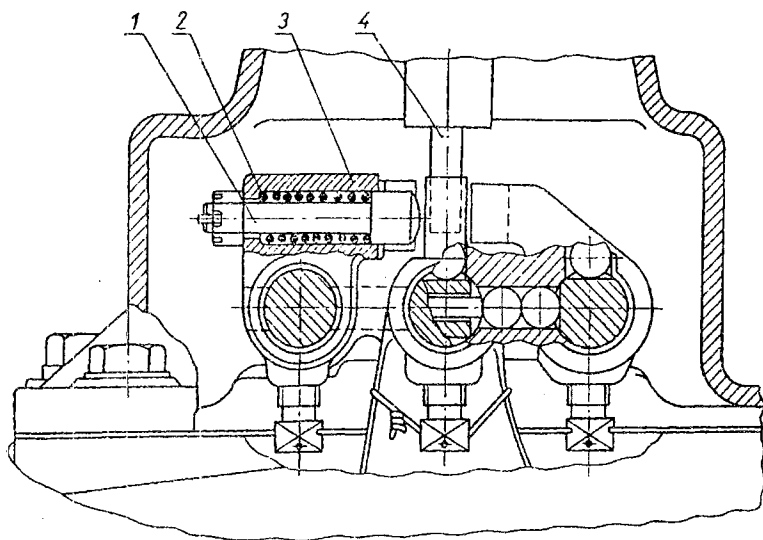


Рис. 3.15. Устройство, предохраняющее от случайного включения передачи заднего хода

3.6. Гидромеханические коробки передач

Жидкость, так же как и твердые тела, может передавать механическую энергию. Например, вытекающая из бака под действием напора струя жидкости ударяет в лопасти колеса и вращает его. Энергия

напора жидкости превращается в кинетическую энергию струи жидкости, которая сообщается колесу и расходуется на привод рабочего механизма. Если представить себе обратную картину – лопатное колесо вращается от какого-то постороннего двигателя, тогда, наоборот, колесо будет сообщать кинетическую энергию жидкости, находящейся на лопатках колеса. В этом и заключается принцип работы гидротрансформатора, являющегося одним из элементов гидромеханической коробки передач.

Гидротрансформатор представляет собой гидравлический механизм, который обычно располагается между двигателем и коробкой передач автомобиля. Он обеспечивает автоматическое изменение крутящего момента, передаваемого от двигателя, в соответствии с изменением нагрузки на выходном валу коробки передач. Гидротрансформатор состоит из трех колес с криволинейными лопатками (рис. 3.16): насосного 2, соединенного с корпусом 8 гидротрансформатора и приводимого во вращение от коленчатого вала двигателя 1; турбинного 4, связанного с первичным валом 5 коробки передач; и реактора 3, закрепленного через муфту свободного хода 7 на пустотелом валу 6, соединенном с картером коробки передач. Муфта свободного хода 7 позволяет колесу реактора 3 вращаться только в одном направлении с вращением насосного колеса 2. Колеса гидротрансформатора установлены внутри корпуса 8, закрепленного на маховике 9 двигателя. Внутренняя часть корпуса 8 является рабочей полостью гидротрансформатора и заполняется циркулирующим под давлением маловязким маслом.

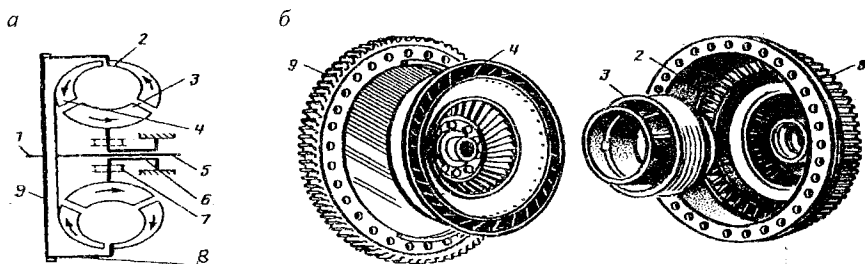


Рис. 3.16. Гидротрансформатор:
а – схема работы; б – основные детали

При работе гидротрансформатора масло, нагнетаемое в рабочую полость, захватывается лопатками вращающегося насосного колеса 2, центробежной силой вдоль криволинейных лопаток отбрасывается к его периферии и поступает на лопатки турбинного колеса 4. В результате создаваемого при этом напора масла турбинное колесо 4 приводится в движение вместе с первичным валом 5 коробки передач.

Далее масло поступает на лопатки колеса-реактора 3, изменяющего направление потока жидкости, и затем в насосное колесо, непрерывно циркулируя по замкнутому кругу рабочей полости и участвуя в общем вращении с колесами гидротрансформатора, как показано на рис. 3.16, а. Поток жидкости, выходящей из турбинного колеса 4, ударяется в лопатки колеса-реактора 3 с тыльной по отношению к направлению вращения стороны. Муфта 7 свободного хода при этом заклинивается, благодаря чему колесо-реактор становится неподвижным. Наличие неподвижного колеса-реактора способствует возникновению на его лопатках реактивного момента, действующего через жидкость на лопатки турбинного колеса, дополнительно к моменту, передаваемому на него от насосного колеса.

Чем медленнее вращается турбинное колесо (по сравнению с насосным) из-за повышенной внешней нагрузки, приложенной к валу турбинного колеса от трансмиссии, тем значительнее лопатки реактора изменяют направление проходящего через него потока жидкости и тем больший дополнительный момент передается от реактора турбинному колесу. В результате этого крутящий момент, передаваемый с вала турбины на трансмиссию, увеличивается и может в 2...3 раза превышать крутящий момент двигателя.

При снижении нагрузки на турбинном колесе 4 и значительном повышении числа его оборотов направление потока жидкости, поступающего с лопаток турбины, изменяется и жидкость ударяется в лицевую поверхность лопаток реактора 3, стремясь вращать его в направлении, обратном общему вращению. Тогда муфта свободного хода 7, расклиниваясь, освобождает реактор, и он начинает свободно вращаться в одном направлении с насосным колесом 2. При этом ввиду отсутствия на пути потока жидкости неподвижных лопаток трансформация (изменение) момента прекращается, а КПД гидротрансформатора увеличивается.

Способность гидротрансформатора автоматически изменять соотношение моментов на валах в зависимости от соотношения частот

вращения ведущего 1 и ведомого 5 валов, а следовательно, и от внешней нагрузки является основной его особенностью. Таким образом, действие гидротрансформатора подобно действию коробки передач с автоматическим изменением передаточного числа.

Но так как диапазон изменения крутящего момента гидротрансформатором недостаточен для различных условий эксплуатации автомобилей, а также не обеспечивает получение передачи заднего хода, на автомобилях и автобусах гидротрансформатор обычно устанавливают совместно с планетарной или вальной механической коробкой передач.

Кинематическая схема рассмотренной гидромеханической коробки передач и включаемые на различных передачах фрикционы приведены на рис. 3.17.

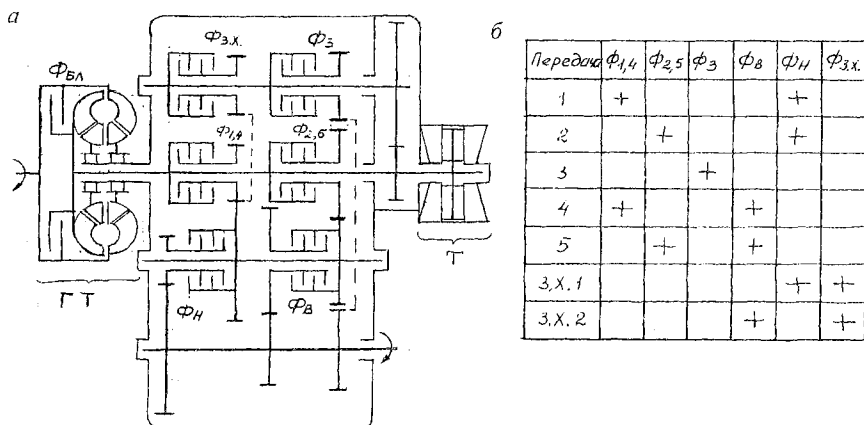


Рис. 3.17. Кинематическая схема пятиступенчатой гидромеханической коробки передач автомобиля БелАЗ-7548 (а) и включаемые на передачах фрикционы (б):

ГТ – гидротрансформатор; Т – тормоз-замедлитель; $\Phi_{бв}$, Φ_B , Φ_H и $\Phi_{3,х}$ – фрикционы соответственно блокировки гидротрансформатора, высшего и низшего диапазонов и заднего хода; $\Phi_{1,4}$, $\Phi_{2,5}$, Φ_3 – фрикционы включения соответственно 1-й и 4-й, 2-й и 5-й, 3-й передачи

Благодаря расположению диапазонных фрикционов Φ_H и Φ_B на диапазонном валу, а не на выходном, все фрикционы выполнены одинаковыми.

Фрикционы коробок передач

Фрикцион состоит из барабана 3 (рис. 3.18, а), венца барабана 8, поршня 4, ведущих 13 и ведомых 12 дисков, упорного диска 11, отжимных пружин 1, опоры пружин 14, стопорных колец 7, 9, 10, 15 и уплотнительных колец 2, 5, 6. В поршне фрикциона (рис. 3.18, б) установлен клапан плавного включения фрикциона, имеющий гильзу 16, золотник 17, пружину 21 и крышку 22. На поршне размещен нажимной диск, который удерживается стопорным кольцом 20. Штифты 23 и 25 предотвращают вращение поршня и нажимного диска относительно барабана фрикциона.

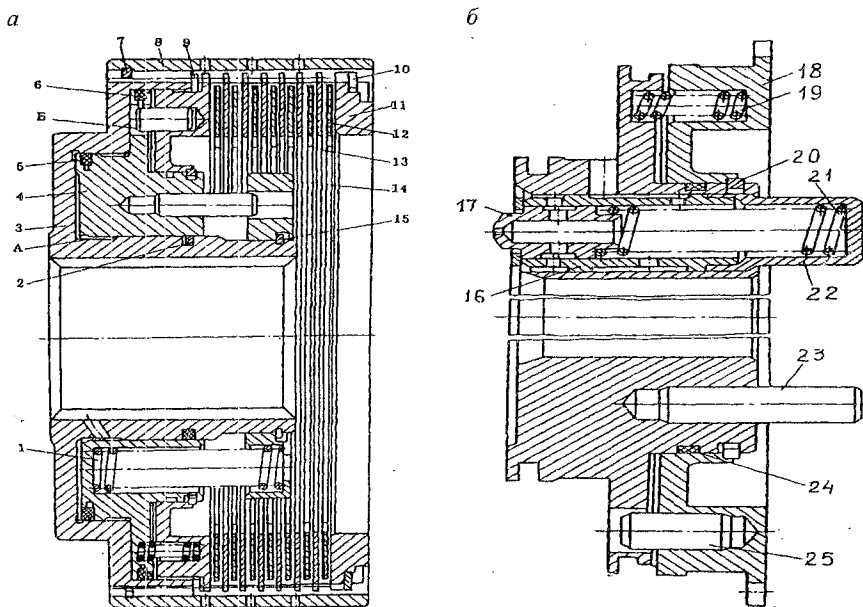


Рис. 3.18. Фрикцион (а) и поршень фрикциона (б) пятиступенчатой гидромеханической коробки передач автомобиля БелАЗ-7548:

1 — отжимная пружина; 2, 5, 6, 9, 24 — уплотнительные кольца; 3 — барабан фрикциона; 7, 9, 10, 15, 20 — стопорные кольца; 8 — венец барабана; 11 — упорный диск; 12 и 13 — ведомый и ведущий диски соответственно; 14 — опора отжимных пружин; 16 — гильза; 17 — золотник; 18 — нажимной диск; 19 — пружина нажимного диска; 21 — пружина клапана; 22 — крышка клапана; 23 и 25 — штифты

Ступенчатый поршень образует две подпоршневые полости: внутреннюю А и наружную Б (рис. 3. 18, а), которые сообщаются через клапан плавности включения фрикциона. При подаче рабочей жидкости в полость А поршень перемещается вправо, затем по каналам большего сечения жидкость проходит в полость Б. При сжатии дисков давление в полости А начинает расти, золотник клапана плавности перемещается вправо, сообщение полости А и Б происходит через дроссельное отверстие в золотнике. В полости А устанавливается рабочее давление. Этим заканчивается первый период включения фрикциона. Во втором периоде в полости Б происходит плавное нарастание давления рабочей жидкости, проходящей через дроссельное отверстие золотника, и замедленное возвращение фрикциона в исходное положение (крайнее левое).

Гидромеханическая коробка передач значительно упрощает управление автомобилем. При ее наличии скорость движения автомобиля регулируется лишь педалью управления двигателем и, при необходимости, педалью тормоза. Поэтому такие коробки получили большое распространение в автобусах, эксплуатируемых в условиях напряженного городского движения с частыми остановками. Переключение гидромеханической коробки автобуса осуществляется автоматически в зависимости от скорости автобуса и степени нажатия на педаль управления двигателем. Это облегчает труд водителя, повышает безопасность и комфортабельность движения, обеспечивает запуск двигателя буксировкой автобуса, торможение двигателем на любой передаче, а также движение накатом.

В автобусах ЛАЗ-4202 и ЛиАЗ-5256 применяется гидромеханическая трехступенчатая коробка передач, кинематическая схема, графическое изображение силового потока при включении различных передач и конструкция которой показаны на рис. 3.19.

Основными элементами данной коробки являются комплексный гидротрансформатор, вальный трехступенчатый механический редуктор, двуполостный динамический тормоз-замедлитель и система управления.

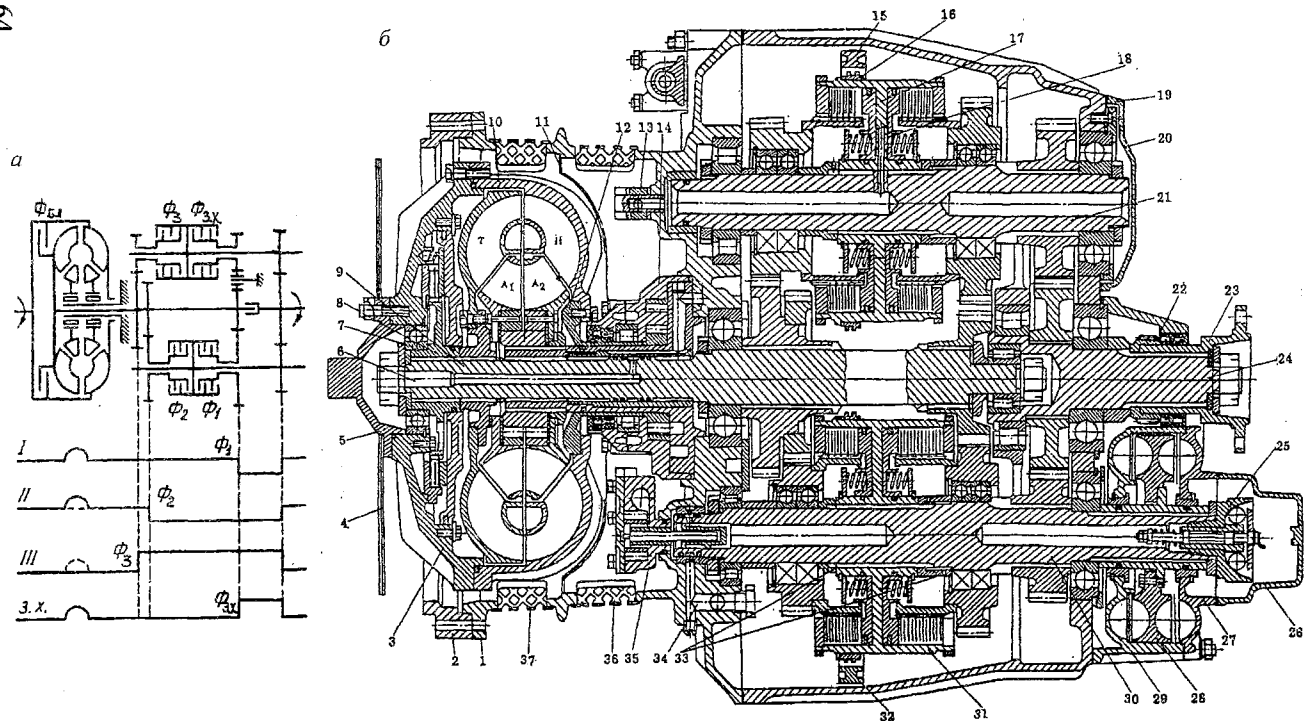


Рис. 3.19. Гидромеханическая коробка передач городского автобуса:

a – схема и графическое изображение силового потока на различных передачах; *б* – конструкция; $\Phi_{бл}$, Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 и $\Phi_{3,х}$ – фрикционы включения соответственно блокировки гидротрансформатора, первой, второй, третьей передач и заднего хода; A_1 , A_2 , T и H – колеса соответственно первого и второго реакторов, турбины и насоса

Четырехколесный гидротрансформатор размещен в сухом картере 1, для улучшения охлаждения имеющем по два заборных 36 и выпускных 37 окна, закрытых сеткой и разделенных направляющим кожухом 11. С той же целью на наружной поверхности насосного колеса Н имеются лопатки, создающие направленное движение воздуха в картере. На переднем фланце картера имеется центрирующий поясok для соединения с переходным картером 2, позволяющим устанавливать коробку передач с различными моделями двигателей. На стенке картера со стороны гидротрансформатора установлены передний насос 14 с приводом от ступицы 12 насосного колеса и задний насос 35 с приводом от промежуточного вала механического редуктора. Подвод масла из главной магистрали для управления фрикционами в первый промежуточный вал 21 осуществляется с помощью трубопровода 13, а во второй промежуточный вал 30 – по системе каналов 34, выполненных в стенке картера. Задний фланец на стенке картера гидротрансформатора служит для соединения с картером механической коробки передач; в стенке же размещены передние опоры ее валов. Привод гидротрансформатора производится непосредственно от двигателя двумя тонкими стальными дисками 4, соединяющими маховик с передним фланцем 5 гидротрансформатора, который шпильками прикреплен к крышке 3. Крышка, являющаяся одновременно корпусом фрикциона блокировки, соединяется болтами с насосным колесом 10. Ступица 8 фрикциона блокировки с расположенными на ней двумя ведомыми дисками установлена в подшипнике 7 и соединена с помощью шлицев с валом турбины 9. Управление фрикционом блокировки осуществляется по каналу б, соединяющему клапан с внутренней полостью под поршнем фрикциона. При соединении канала со сливом с помощью клапана блокировки масло, находящееся под давлением в полости гидротрансформатора, перемещает поршень влево, при этом фрикцион включается. Если в канал из главной магистрали системы управления подведено масло под более высоким давлением, происходит выключение фрикциона.

Валы механической коробки передач располагаются в одной горизонтальной плоскости. Снизу к картеру 19 коробки на шпильках крепится поддон, в котором размещены два маслоприемника, по одному на каждый насос. Сверху на картере имеется заливная горловина, закрытая пробкой, и установлены элементы системы управления:

два переключателя периферийных клапанов, клапан блокировки и регулятор режима давления. К задней стенке картера с помощью шпилек прикреплены статор тормоза-замедлителя и крышка 20 опоры промежуточного вала 21. Внутри картера на пальцах установлены две вилки 15 и 32 привода периферийных клапанов фрикционов 17 и 31. Сдвоенные фрикционы расположены на промежуточных валах 21, 30 и соединяются с ними посредством шлицев. Управляются фрикционы с помощью трех периферийных клапанов каждый; клапаны закреплены на наружной поверхности фрикционов, и их золотники перемещаются кольцом 16, соединяющим золотники между собой и с вилкой привода. Масло из главной магистрали подводится к периферийным клапанам 18 в корпусе фрикционов. По дроссельным отверстиям 33, выполненным во втулках промежуточных валов, масло подается для смазывания и охлаждения дисков фрикционов. Задние опоры промежуточных и ведомого (выходного) 24 валов находятся в задней стенке картера, а вала турбины – в расточке выходного вала. Внутренняя стенка картера служит для размещения передней опоры выходного вала 24 и оси промежуточной шестерни заднего хода. На выходном валу на шлицах установлены ведущая шестерня (червяк) 22 привода спидометра и фланец 23 для соединения с карданной передачей.

Гидродинамический тормоз-замедлитель состоит из ротора 28 и статора, который выполнен разъемным и включает корпус 29 и крышку 27. Лопатки статора первой полости тормоза-замедлителя выполнены в корпусе, а второй полости – в крышке. Привод ротора осуществляется от промежуточного вала 30, с которым он соединяется с помощью шлицев. Подача рабочей жидкости в тормоз-замедлитель и вывод ее для охлаждения осуществляется по каналам, выполненным в корпусе и в крышке статора. Тормоз-замедлитель закрыт крышкой 26 центробежного регулятора 25, установленного на заднем конце промежуточного вала, являющегося датчиком скорости движения автобуса.

3.7. Автоматические системы управления переключением передач

Управление ступенчатой гидромеханической коробкой передач обычно автоматическое. Момент переключения определяется по двум параметрам: скорости движения автомобиля и нагрузке двигателя (положению педали управления двигателем). Система гидравлического управления переключением передач включает в себя:

- масляные насосы, создающие давление в гидромагистрали;
- датчик скорости центробежного типа;
- датчик нагрузки, связанный с педалью управления двигателем;
- золотники управления, фильтры, перепускные и обратные клапаны, микровыключатели и другие устройства, обеспечивающие работу системы автоматического управления;
- контроллер для выбора режима, управляемый водителем.

Масляная система (рис. 3.20, *а*) является исполнительной частью системы автоматического управления. При помощи двух масляных насосов: переднего 18, приводимого от двигателя (насосного колеса), и заднего 2, приводимого от промежуточного вала коробки передач, в магистрали масляной системы создается давление, а система автоматического управления в соответствии с положениями датчиков направляет масло под давлением в требуемый исполнительный механизм (цилиндры 14 фрикционных переключения передач, цилиндр 8 фрикциона блокировки трансформатора).

Передний насос нагнетает масло при неподвижном автобусе и при трогании с места, а задний насос – при движении автобуса. Как только давление масла, нагнетаемого задним насосом, становится достаточным, передний насос автоматически отключается и работает на слив.

Масло подается также для подпитки гидротрансформатора к клапану 21 управления тормозом-замедлителем 1, к масляному радиатору 22 для смазывания коробки передач. К масляной системе относятся следующие элементы: маслоприемники 19, размещенные в поддоне; регулятор давления 6 в главной магистрали, управляющей подпиткой и отключающей передний насос при достижении заданного давления; регулятор режима давления 13, устанавливающий рабочее давление в главной магистрали в зависимости от положения педали управления двигателем, связанной с приводом 17; выключатели 9, 10, 11 соответственно блокировки гидротрансформатора и переключения передач; главный золотник 12; регулятор давления 7 в гидротрансформаторе; обратные клапаны 4 и 16, перепускной клапан 5, масляный фильтр тонкой очистки 3, обеспечивающие надежную работу клапана управления тормозом-замедлителем (б) и автоматической системы управления (в) гидромеханической коробки передач.

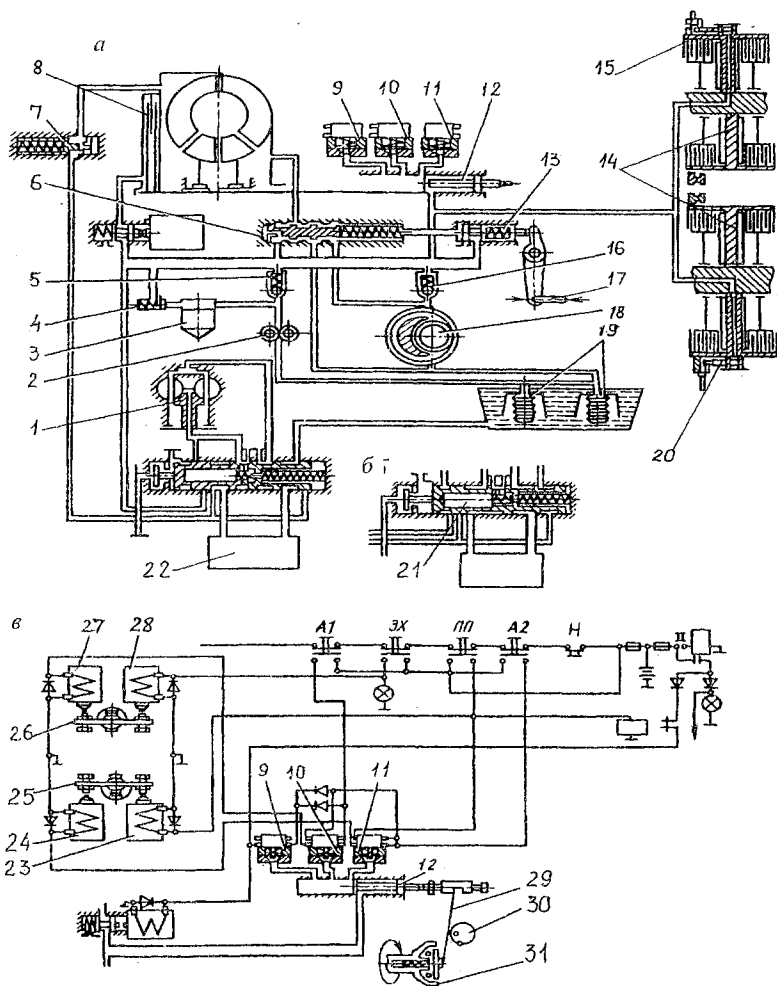


Рис. 3.20. Принципиальные схемы масляной системы (а), работа клапана управления тормозом-замедлителем (б) и автоматической системы управления (в) гидромеханической коробки передач

Система управления (рис. 3.20, в) автоматически переключает передачи в зависимости от положения педали управления двигателем и скорости движения автобуса. Датчиком перемещения педали служит эксцентрик 30, связанный с приводной тягой. При перемещении педали эксцентрик, поворачиваясь, воздействует на рычаг

29, который в свою очередь перемещает главный золотник 12. Датчиком скорости служит центробежный регулятор 31, который также воздействует на рычаг 29, перемещающий главный золотник. Чем больше нагрузка и чем выше скорость движения, тем больше перемещение главного золотника 12. Включение той или иной передачи зависит от положения главного золотника.

Рассмотрим работу системы управления на примере включения одной из передач. При определенном положении главного золотника 12 главная магистраль сообщается с каналом одного из выключателей 9, 10 или 11, который замыкает электрическую цепь; ток поступает к одному из электромагнитов 23, 24, 27 или 28, которые через переключатель 25 и 26 перемещают золотник периферийных клапанов 15 и 20. При этом масло из главной магистрали поступает в цилиндр соответствующего фрикциона, вследствие чего происходит включение передачи.

Включение тормоза-замедлителя 1 (рис. 3.20, а) происходит по сигналу от крана управления, при этом золотник клапана (рис. 3.20, б) 21 перемещается, занимая определенные (уравновешенные) положения, при которых происходит регулируемое наполнение рабочей полости тормоза маслом, чем и достигается эффект замедления. При включенном тормозе-замедлителе его рабочая полость сообщается со сливом.

В рассматриваемой коробке предусмотрен предварительный выбор режима при помощи контроллера, управляемого водителем. Контроллер имеет положения А1, А2, ЗХ, ПП, Н, при которых:

А1 – автоматически включаются первая и третья передачи и третья с блокировкой гидротрансформатора;

А2 – автоматически включаются первая и вторая передачи и вторая передача с блокировкой гидротрансформатора;

ЗХ – включается передача заднего хода;

ПП – принудительно включается первая передача;

Н – в коробке устанавливается нейтральное положение.

В последнее время электрические системы управления переключением передач активно вытесняются электронными системами, которые позволяют повысить точность, надежность, быстродействие систем управления и упростить их обслуживание.

С развитием микропроцессорной техники появилась возможность автоматизировать процесс переключения в ступенчатых

механических коробках передач, трудность автоматизации которого заключается в необходимости за время переключения, т.е. практически одновременно, управлять двигателем, сцеплением и коробкой передач, причем последовательность и характер управления данными агрегатами зависит от режима движения и условий эксплуатации автомобиля.

Такие автоматические системы управления переключением передач собирают и обрабатывают информацию о состоянии и режимах движения автомобиля, выбирают направление и момент переключения, управляют двигателем, сцеплением и коробкой передач в процессе переключения, производят выбор и включение требуемой передачи после торможения, а также осуществляют самодиагностику элементов системы управления. Они состоят из измерительного, управляющего и исполнительного блоков. Элементами измерительного блока являются датчики, которые отображают состояние узлов силового агрегата, автомобиля в целом и снабжают управляющий блок необходимой информацией, а также коммутирующее устройство, служащее для передачи информации от датчиков к управляющему блоку. Управляющий блок – микроЭВМ – представляет собой интегральную схему, включающую микропроцессор, который может выполнять универсальный набор инструкций, запоминающее устройство для хранения программ и данных и устройство ввода-вывода для сопряжения управляющего блока с измерительным и исполнительным блоками.

Элементами исполнительного блока являются распределительные устройства (электромагнитные клапаны) и исполнительные механизмы (силовые цилиндры), осуществляющие силовые воздействия на органы управления двигателем, сцеплением и коробкой передач.

4. РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА

На автомобилях повышенной проходимости с передним и задним ведущими мостами для распределения крутящего момента между ними устанавливают раздаточную коробку.

Раздаточные коробки различают по числу передач, числу и расположению валов, наличию и типу межосевого дифференциала, наличию муфт блокировки дифференциала и отключения привода переднего моста.

По числу передач раздаточные коробки могут быть одно- и двухступенчатыми. Конструктивно раздаточная коробка представляет собой редуктор, позволяющий увеличивать крутящий момент на ведущих колесах автомобиля при движении его в тяжелых дорожных условиях. Наличие в раздаточной коробке двух передач дает возможность изменять передаточные числа трансмиссии и удваивать общее число передач. Это способствует эффективному использованию автомобиля в различных дорожно-климатических условиях.

Раздаточную коробку устанавливают за коробкой передач и соединяют с ней карданным валом.

Раздаточная коробка автомобиля ГАЗ-33097 «Садко» (рис. 4.1) двухступенчатая, с несоосными выходными валами, с отключаемым приводом переднего моста. Ведущий вал 11 раздаточной коробки соединен с выходным валом коробки передач. Передний шарикоподшипник вала 11 расположен в стенке картера раздаточной коробки, а задний роликоподшипник – в выточке зубчатого колеса 13, изготовленно как одно целое с ведомым валом привода заднего моста автомобиля.

Перемещаясь по шлицам, шестерня 7 промежуточного вала 6 может входить в зацепление с зубчатыми колесами 9 и 13, а шестерня 12 ведущего вала 11 – с колесом 10. Колесо 13 кроме наружного зубчатого венца имеет внутренний венец для зацепления с шестерней 12. Колеса 9 и 10 закреплены на шлицах валов неподвижно.

Крутящий момент от ведущего вала 11 передается к переднему мосту автомобиля с помощью зубчатых колес 12, 13, 7 и 9. При введении шестерни 12 в зацепление с внутренним зубчатым венцом колеса 13 включается высшая (прямая) передача привода заднего моста, а если шестерня 7 входит в зацепление с зубчатыми колесами 13 и 9 – прямая передача привода переднего моста. При перемещении шестерни 12 до зацепления с колесом 10 (при этом шестерня 7 остается в зацеплении с колесами 13 и 9), включается понижающая передача. В этом случае крутящий момент к заднему мосту подводится через

зубчатые колеса 12, 10, 7 и 13, а к переднему мосту – через колеса 12, 10, 7 и 9. Передаточное число понижающей передачи равно 1,96. Понижающую передачу включают для преодоления препятствий в условиях бездорожья. Перед ее включением необходимо остановить автомобиль и включить передний мост.

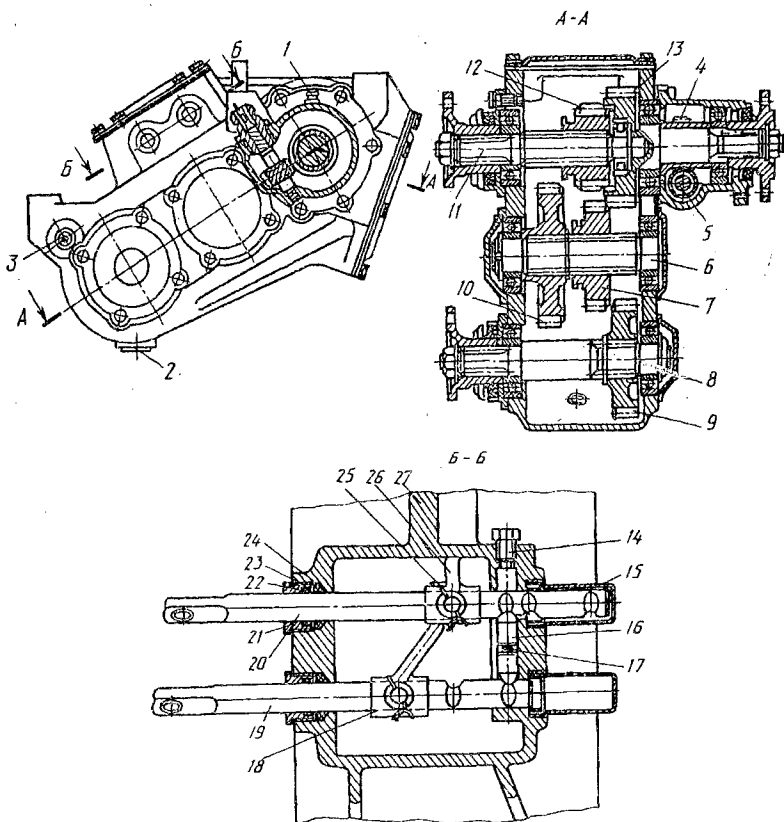


Рис. 4.1. Раздаточная коробка автомобиля ГАЗ-33097 «Садко»:

1 – сапун; 2 – пробка сливного отверстия; 3 – пробка заливного отверстия; 4, 5 – шестерни привода спидометра; 6 – промежуточный вал; 7 – шестерня включения привода переднего моста; 8 – вал привода переднего моста; 9 – шестерня привода переднего моста; 10 – шестерня понижающей передачи; 11 – ведущий вал; 12 – шестерня включения привода заднего моста и понижающей передачи; 13 – шестерня привода заднего моста; 14 – пробка; 15 – колпак; 16 – сухарь; 17 – пружина; 18, 26 – вилки; 19 – шток включения привода переднего моста; 20 – шток включения прямой и понижающей передач; 21 – гайка; 22 – кольцо; 23 – шайба; 24 – сальник; 25 – проволока; 27 – картер раздаточной коробки

Масло в картер заливают через закрытое пробкой 3 отверстие, которое также используют для контроля уровня масла. Масло сливают через отверстие, закрытое пробкой 2. Сапун 1 служит для вентиляции картера раздаточной коробки.

Механизм управления раздаточной коробкой состоит из рычага переключения прямой и понижающей передач и рычага привода переднего моста автомобиля. Оба рычага связаны с подвижными штоками 19 и 20 раздаточной коробки. Блокировочное устройство в системе управления не позволяет включить понижающую передачу при выключенном приводе переднего моста и выключить привод переднего моста при включенной понижающей передаче.

На подвижных штоках 19 и 20, установленных в картере, закреплены вилки переключения 18 и 26. Между штоками в стенке картера помещены два сухаря 16 с пружиной 17. На штоке 19, используемом для включения и выключения привода переднего моста, имеются две канавки разной глубины под сухари блокировочного устройства. На штоке 20, который включает прямую или понижающую передачи, выполнены три канавки под сухари: левая соответствует включенной прямой передаче, средняя – нейтральному положению шестерни 12, правая – включенной понижающей передаче.

Положение сухарей на рис. 4.1 соответствует включенному приводу переднего моста автомобиля. При этом шток 20 может перемещаться в положение, соответствующее прямой включенной передаче. Благодаря наличию на штоке лыски между выемками, сухари не препятствуют этому перемещению. Когда сухари сжав пружину, упрутся друг в друга, перемещение штока становится невозможным.

При включении привода переднего моста напротив сухарей устанавливается глубокая выемка в штоке 19. Сухари при перемещении штока 20 не упрутся друг в друга, и включение передачи возможно. При этом нельзя выключить привод переднего моста предварительно не выключив понижающую передачу.

При движении на повороте или переезде через неровности управляемые колеса переднего ведущего моста проходят больший путь и должны вращаться быстрее, чем неуправляемые колеса заднего моста. Поэтому при жестком соединении валов привода переднего и заднего мостов, т.е. при так называемом заблокированном приводе, неизбежно проскальзывание колес относительно дороги, вследствие чего возрастает расход топлива и происходит перегрузка

деталей трансмиссии. Для устранения этих нежелательных явлений передний мост отключают при движении по дорогам с твердым покрытием и включают только на трудных участках дороги или в раздаточной коробке применяют межосевой дифференциал. Он позволяет валам привода переднего и заднего мостов вращаться с разными скоростями. Распределение крутящих моментов между валами привода мостов будет одинаковым для симметричного дифференциала, а у несимметричного дифференциала больший момент будет подводиться к более нагруженному мосту. Для повышения проходимости автомобиля межосевой дифференциал выполняют с принудительной блокировкой или самоблокирующимся.

Раздаточная коробка автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» (рис. 4.2) – двухступенчатая, с соосными выходными валами, дифференциальным приводом ведущих мостов и принудительной блокировкой дифференциала. Привод переднего моста включен постоянно.

В картере 19 раздаточной коробки размещены ведущий 22 и промежуточный 24 валы, валы привода переднего 8 и заднего 27 мостов автомобиля и корпус 25 дифференциала. На ведущем валу 22 свободно установлены косозубые шестерни высшей 17 и низшей 20 передач, находящиеся в постоянном зацеплении с зубчатыми колесами промежуточного вала 24, выполненном заодно с валом в виде блока шестерен. Между шестернями 17 и 20 на ведущем валу неподвижно закреплена ступица муфты 18 переключения передач, имеющая наружные шлицы, на которых установлена скользящая муфта. При включении высшей передачи муфта 18 переключения передач соединяет с ведущим валом свободно вращающуюся шестерню 17, а при включении низшей передачи – шестерню 20.

Левая шестерня промежуточного вала 24 находится в постоянном зацеплении с косозубой шестерней 1, прикрепленной болтами к корпусу 25 дифференциала. На шлицах корпуса 25 находится подвижная муфта 5 блокировки дифференциала. Внутри корпуса дифференциала установлена ось 30 с двумя сателлитами 29, находящимися в постоянном зацеплении с шестернями 35 и 28, закрепленными с помощью шлицевого соединения на валах 8 и 27 привода переднего и заднего ведущих мостов автомобиля. Вал 8 привода переднего моста имеет зубчатый венец 7 для блокировки дифференциала. При блокировке дифференциала подвижная муфта 5 соединяет с помощью зубчатого венца 7 вал 8 с корпусом 25 дифференциала.

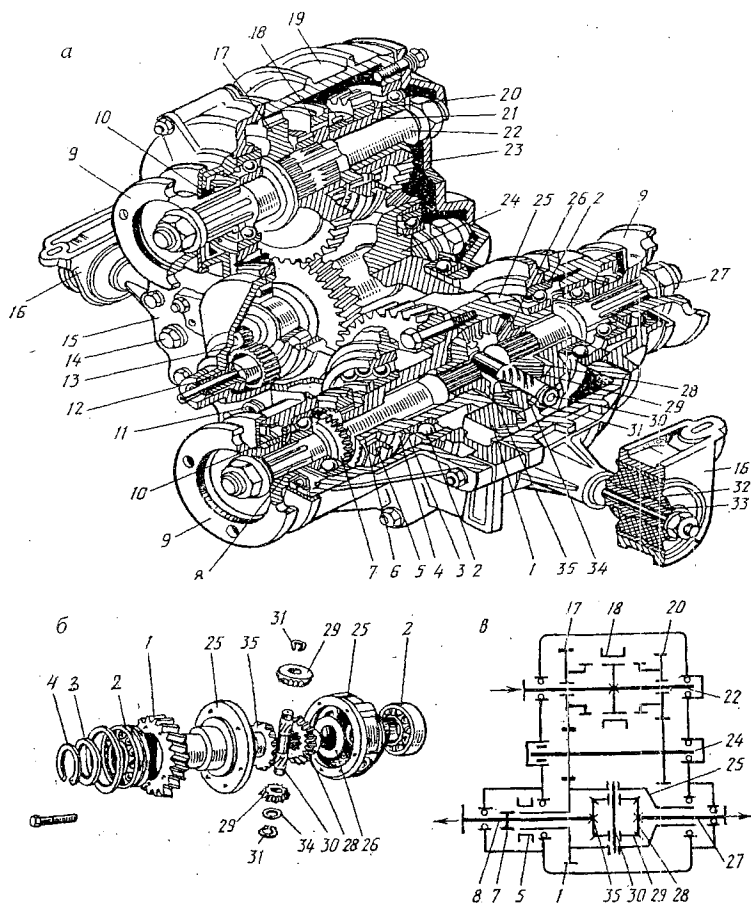


Рис. 4.2. Раздаточная коробка автомобиля ВАЗ-2121 «Нива»:

а – конструкция; *б* – детали межосевого дифференциала; *в* – кинематическая схема; 1 – ведомая шестерня высшей передачи; 2 – подшипники дифференциала; 3, 34 – пружинные шайбы; 4, 31 – стопорные кольца; 5 – муфта блокировки дифференциала; 6 – зубчатый венец корпуса дифференциала; 7 – зубчатый венец вала; 8 – вал привода переднего моста; 9 – фланец; 10 – сальник; 11 – пробка сливного отверстия; 12, 13 – шестерни привода спидометра; 14 – пробка заливного отверстия; 15 – передняя крышка; 16 – кронштейн подвески раздаточной коробки; 17 – ведущая шестерня высшей передачи; 18 – муфта переключения передач; 19 – картер; 20 – ведущая шестерня низшей передачи; 21 – втулка; 22 – ведущий вал; 23 – задняя крышка; 24 – промежуточный вал; 25 – корпус дифференциала; 26 – упорная шайба; 27 – вал привода заднего моста; 28 – шестерня привода заднего моста; 29 – сателлит; 30 – ось сателлитов; 32 – резиновая подушка; 33 – ось подвески; 35 – шестерня привода переднего моста автомобиля

Раздаточная коробка закреплена на кузове автомобиля. Ее опоры, установленные на осях 33, состоят из кронштейнов 16, в которые запрессованы резиновые подушки 32.

На полноприводных грузовых автомобилях с колесной формулой 4×4 или 6×6 , где вертикальная нагрузка на переднюю ось составляет приблизительно половину нагрузки на заднюю ось или заднюю тележку, дифференциальный привод в раздаточной коробке должен распределить момент между передним и задним мостом или мостами задней тележки в соответствующей пропорции. Такое распределение осуществляется при помощи несимметричного дифференциала. Так, в автомобиле КамАЗ-4310 для этой цели используется несимметричный блокируемый цилиндрический дифференциал, в автомобилях МАЗ-5434 и МАЗ-64255 (лесовозные тягачи) с колесной формулой соответственно 4×4 или 6×6 , а также полноприводных автомобилях МАЗ-6317 и самосвалах МАЗ-55513 применяется одноступенчатая раздаточная коробка с несимметричным блокируемым коническим дифференциалом.

4.1. Спидометр

Во время движения автомобилей и автобусов необходимо определять скорость их движения и пройденный ими путь. Для этого служит прибор, называемый спидометром.

Спидометр состоит из двух узлов: указателя скорости и счетного узла, отсчитывающего пройденный путь. Оба узла имеют общее основание и работают от одного приводного валика. Кроме этих основных узлов некоторые типы спидометров имеют дополнительные устройства: суточный счетчик пробега, световую сигнализацию диапазонов скоростей и др.

Спидометры бывают с механическим приводом (от гибкого вала) и с электроприводом.

Почти все автомобильные спидометры имеют скоростные магнитные узлы (рис. 4.3, а). Спидометр с приводом от гибкого вала имеет следующее устройство. Валик 1 привода постоянного магнита 4 приводится во вращение с помощью гибкого вала, который навивают из шести-семи слоев проволоки с противоположным направлением навивки соседних слоев. При вращении магнита 4 его магнитный поток пронизывает катушку 6 и индуцирует в ней вихревые токи,

создающие свое магнитное поле. В результате взаимодействия этих полей катушка поворачивается в сторону вращения магнита и вызывает перемещения стрелки 9 по шкале прибора. Смещение стрелки пропорционально частоте вращения магнита. Круговому вращению катушки препятствует спиральная пружина 8, закрепленная на рычаге 10. Для повышения точности показаний спидометра магнит и катушка защищены от влияния посторонних магнитных полей стальным экраном 7. Чтобы исключить влияние изменения температуры на показания прибора, устанавливают магнитный шунт 5 (термокомпенсатор). От червячной шестерни валика 1 в спидометрах крутящий момент передается на валы 12 и 11 привода счетного узла пройденного пути. Валик 1 смазывается маслом через фитиль 2. Отверстие под фитиль закрыто заглушкой 3.

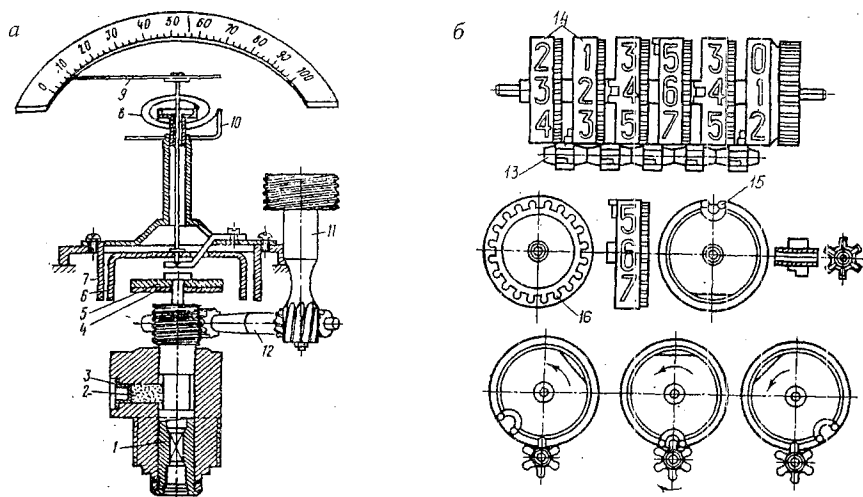


Рис. 4.3. Схема спидометра с механическим приводом:
а – указатель скорости; б – счетчик пробега

Счетный узел спидометра имеет трибку 13 (рис. 4.3, б) с шестью зубцами, зацепляющимися с барабанчиками 14. Каждый счетный барабанчик имеет со стороны привода двадцать зубцов 16, а с другой стороны – два зубца 15. На стороне трибки, которая соединена с двумя зубцами барабанчика, три из шести зубцов укорочены через один по ширине. Вращающийся начальный (крайний правый) барабанчик, имеющий привод от вала 11, проворачивает двумя зубцами трибку

на $1/3$ оборота, а трибка поворачивает следующий барабанчик на два зубца, т.е. на $1/10$ часть его оборота. Трибка остается неподвижной, пока сторона первого барабанчика с двумя зубцами не совершит полный оборот (длинные зубцы трибки при этом скользят по не имеющей впадин цилиндрической поверхности барабанчика). Таким образом каждый последующий барабанчик поворачивается на $1/10$ часть оборота, в то время как предыдущий барабанчик совершает один оборот. Счетчик пути обычно имеет шесть барабанчиков, следовательно, отсчет идет до 100000 оборотов первого барабанчика, после чего все начинают сначала. Цифры от 0 до 9, перемещаемые на наружной поверхности барабанчика, показывают в прорези шкалы прибора пробег автомобиля в десятых долях километра, в километрах, десятках километров и т.д. в пределах $0 \dots 99999,9$ км.

У спидометра, имеющего привод от гибкого вала, один конец вала присоединяют к валу *1*, а другой – к выходному валу коробки передач или валу раздаточной коробки. Гибкий вал обеспечивает нормальную работу спидометра при условии, что его длина не превышает $3 \dots 3,5$ м. Поэтому на большегрузных автомобилях и автобусах, где длина гибкого вала получается большей, применяются спидометры с электроприводом.

Спидометр с электроприводом (рис. 4.4) состоит из двух узлов: датчика и приемника, соединенных экранированным проводом и включенных в цепь электрооборудования автомобиля.

Датчик электропривода устанавливают непосредственно на коробке передач или раздаточной коробке (если таковая имеется). Он представляет собой контактный прерыватель, преобразующий постоянный ток в трехфазный переменный, частота которого изменяется пропорционально частоте вращения коллектора датчика.

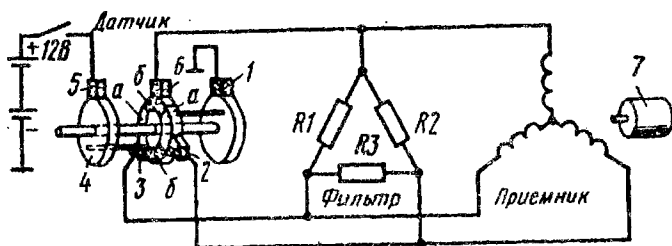


Рис. 4.4. Принципиальная схема спидометра с электроприводом

Основными элементами датчика являются вращающийся коллектор с двумя токопроводящими сегментами *a*, изолированными один от другого сегментами *b* из изоляционного материала; три неподвижные токосъемные щетки 6, 2 и 3, смещенные относительно друг друга на 120° и соединенные с обмотками фаз приемного двигателя. Постоянный ток подводится к сегментам через токоподводящие щетки 5 и 1, лежащие на контактных кольцах 4. Сегменты *a* занимают по окружности коллектора углы, равные 120° , а изолированные сегменты *b* – углы 60° ; токосъемные щетки занимают углы по 30° .

Приемник представляет собой трехфазный синхронный двигатель с вращающимся двухполюсным постоянным магнитом. Обмотка стартера – трехфазная катушечная с тремя полюсами, а ротор 7 электродвигателя – постоянный двухполюсный магнит. Вращение ротора передается счетному узлу спидометра.

Для уменьшения искрообразования в электрическую цепь между датчиком и приемником по схеме треугольника включены три резистора R1, R2, R3.

При движении автомобиля якорек датчика вращается и ток от сети электрооборудования автомобиля по двум питающим щеткам 5 и 1, расположенным по концам коллектора, поступает к токосъемным щеткам 6, 2 и 3, находящимся в средней части коллектора в одной плоскости под углом 120° друг к другу. Каждая токосъемная щетка через 180° поворота якорька включается в питательную цепь, подавая ток в соответствующую катушку приемника. Направление тока меняется через каждые 180° поворота якорька. Момент изменения направления тока в токосъемниках смещен на 120° угла поворота якорька. Изменение пульсирующего трехфазного тока в цепи приемника синхронно вращению якорька датчика.

5. КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

5.1. Назначение карданной передачи и типы карданных шарниров

Карданная передача предназначена для передачи крутящего момента между узлами, валы которых несоосны или изменяют свое расположение при движении автомобиля.

Места установки карданных передач 4 в трансмиссиях автомобилей показаны на рис. 1.3 и 1.4.

Условия работы карданных передач определяются главным образом положением этих валов: чем больше угол между валами, тем в более тяжелых условиях работает передача. Так, угол между валами карданных передач ведущих управляемых колес автомобиля изменяется при их повороте до 40° . В карданных передачах, обеспечивающих привод поддрессоренных узлов, переменный угол между валами достигает 20° . Карданные передачи должны обеспечивать равномерную и синхронную передачу крутящего момента между узлами, высокий КПД, минимальные динамические нагрузки, бесшумность в работе и простоту обслуживания.

Коробка передач 1 (рис. 5.1, а) или раздаточная коробка, на автомобиле установлена выше ведущего моста 7, в результате чего ось карданного вала 5, передающего крутящий момент, расположена под некоторым углом α_1 к горизонтالي. Коробка передач закреплена на раме, а ведущий мост подвешен к ней при помощи рессор. Когда при прогибе рессор изменяется расстояние между мостом и рамой, изменяется и угол α_1 наклона карданного вала. Это делает необходимым применение в передаче подвижных шлицевых соединений, которые допускают линейное перемещение карданных шарниров.

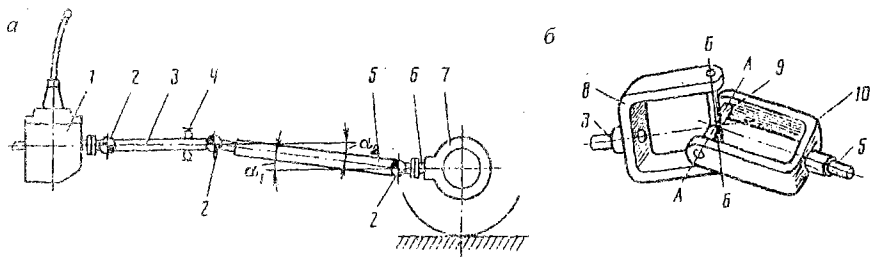


Рис. 5.1. Схема карданной передачи (а) и шарнир неравных угловых скоростей (б)

Карданная передача состоит из трех основных элементов: карданных шарниров 2, карданных валов 3 и 5 и промежуточной опоры 4. Одним из условий равномерного вращения вала 6 главной передачи ведущего моста 7 является равенство углов α_1 и α_2 между осью вала 5 и осями валов 3 и 6, что обеспечивается конструкцией передачи.

Карданные шарниры различаются по конструктивным и кинематическим признакам. По первому признаку их делят на жесткие и упругие, по второму – на шарниры равных и неравных угловых скоростей.

5.2. Карданные шарниры неравных угловых скоростей

Жесткий карданный шарнир неравных угловых скоростей состоит из двух вилок 8 и 10 (см. рис. 5.1, б), установленных на валах 3 и 5, и крестовины 9 с шипами, входящими в отверстия вилок и шарнирно соединяющими валы. Вилка 10, поворачиваясь относительно оси А–А, может одновременно с крестовиной поворачиваться относительно оси Б–Б, обеспечивая передачу крутящего момента от одного вала к другому при изменении угла между осями валов. В этом шарнире при равномерном вращении ведущей вилки 8 ведомая вилка вращается неравномерно: в течение оборота она дважды обгоняет ведущую вилку и дважды отстает от нее. В результате этого возникают дополнительные нагрузки, вызывающие износ деталей шарнирного соединения и узлов трансмиссии. Для устранения неравномерности вращения применяют два одинаковых карданных шарнира, причем их вилки, расположенные на противоположных концах карданного вала, должны лежать в одной плоскости. Тогда неравномерность, вызываемая одним карданным шарниром, компенсируется неравномерностью другого. Однако и при двух карданных шарнирах угол между осями валов не должен превышать 23° .

В трансмиссиях современных автомобилей преобладают карданные передачи, имеющие жесткие шарниры неравных угловых скоростей I, II и III, промежуточный 3 и основной 11 карданные валы и промежуточную опору (рис. 5.2, а). Устройство карданных передач автомобилей различных марок практически одинаково, отличие заключается главным образом в размерах и форме отдельных деталей.

Карданный шарнир состоит из двух вилок 12 и 13 (рис. 5.2, б) и крестовины 27, соединяющей вилки шарнирно. Крайние вилки 1 и 13

карданных шарниров снабжены фланцами на концах валов узлов, соединяемых карданной передачей. Вилка 2 левого карданного шарнира приварена к промежуточному валу 3, а вилка 10 среднего и вилка 12 правого шарниров – к основному карданному валу 11. Вилка 9 среднего шарнира с помощью шлицев 17 соединена с промежуточным валом 3.

На шипах крестовины 27 установлены стаканы 22 с игольчатыми подшипниками 23. Иглы подшипника опираются на стопорную шайбу 24. Стакан уплотнен на крестовине резиновым и пробковым сальником 25, установленном в металлическом корпусе 26, который надет на крестовину. От осевых перемещений стаканы 22 игольчатых подшипников фиксируются в ушках вилок 12 и 13 крышками 19 и стопорными пластинками 20 с болтами 21 или, как показано на рис. 5.2, в и г, стопорным кольцом 28, которое может устанавливаться как снаружи, так и внутри шарнира. Установка стопорного кольца снаружи (рис. 5.2, в) облегчает сборку, но увеличивает размеры вилок. От центральной масленки 8 масло к подшипникам подается по каналам в крестовине. Для удаления лишнего масла в крестовину свернут корпус с предохранительным клапаном 14, через который масло выдавливается в случае превышения допустимого давления в каналах.

Применяют также карданные шарниры, у которых клапан в крестовине отсутствует, а излишнее масло выдавливается из подшипников через резиновые сальники 29 (рис. 5.2, г), установленные под стаканами на крестовине (проточная система смазки).

В последнее время игольчатые подшипники смазывают на длительный срок эксплуатации. Поэтому крестовина карданного шарнира масленки и каналов не имеет (одноразовая система смазки). Смену смазочного материала в таких карданных шарнирах производят только при капитальном ремонте карданного вала.

Вытеканию смазочного материала из игольчатых подшипников и попаданию в них грязи препятствуют резиновые армированные сальники 29.

Шлицевое соединение 17 смазывают при сборке карданной передачи; вытеканию масла из него препятствуют сальники: резиновый 5 и войлочный 6. Шлицевое соединение, кроме того, защищается от грязи чехлом 7.

Карданные валы состоят из тонкостенных труб, к которым привариваются вилки и шлицевые наконечники.

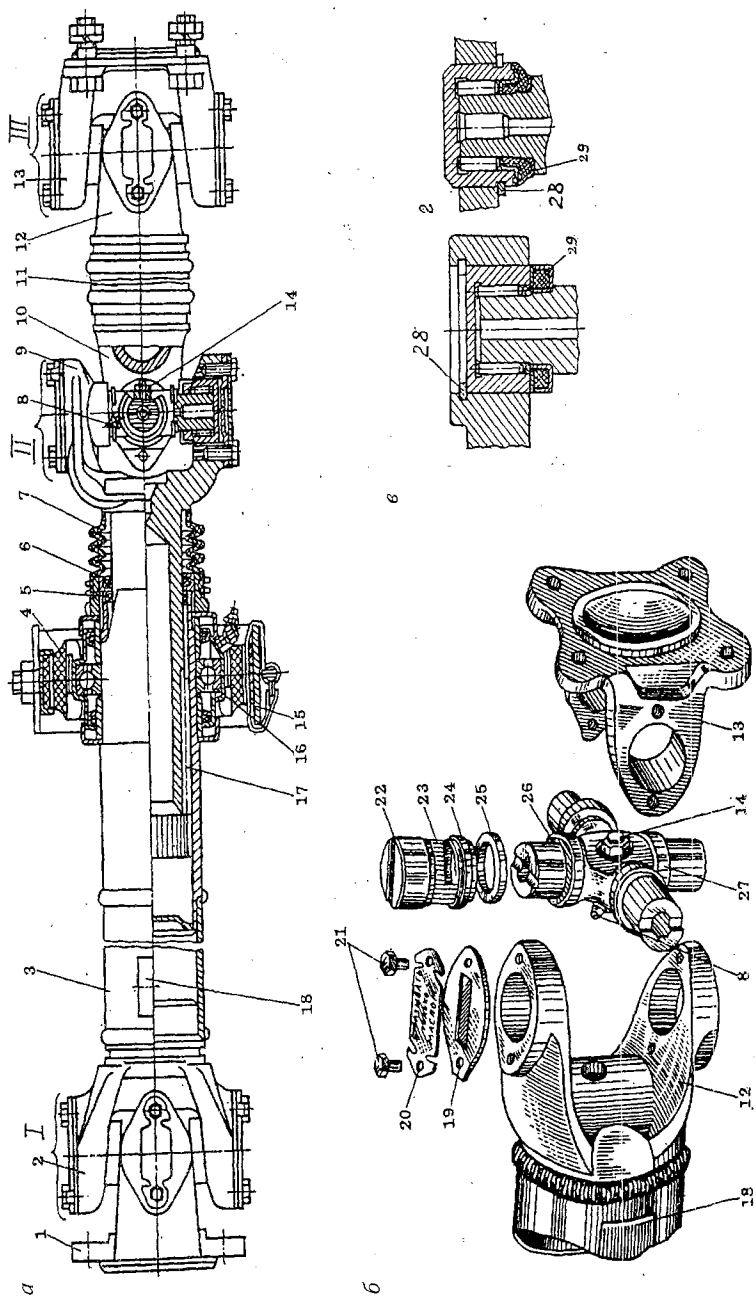


Рис. 5.2. Карданная передача автомобиля ЗИЛ-431410 (а), детали карданного шарнира (б) и варианты крепления стакана игольчатого подшипника (в и г)

Карданные валы динамически балансируют. Карданные передачи, состоящие из двух валов, балансируют совместно.

При балансировке для компенсации дисбаланса к валам приваривают балансировочные пластины 18.

Карданный вал 3 опирается на промежуточную опору. Это необходимо в тех случаях, когда применение одного длинного вала может привести к опасным для его прочности поперечным и изгибным колебаниям. Если промежуточный вал 3 связывает ведомый вал коробки передач с главным карданным валом 11, то промежуточная опора должна иметь некоторую эластичность. Это необходимо потому, что силовой агрегат автомобиля (двигатель, сцепление, коробка передач), установленный на упругих подушках, может несколько перемещаться как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях. По этой причине шарикоподшипник 16 расположен в резиновой подушке 4, укрепленной болтами вместе с кронштейном 15 опоры на поперечине рамы автомобиля. Кроме того, резиновая подушка гасит вибрации и уменьшает нагрузки на карданный вал, вызванные неточностью установки опоры и деформацией рамы.

В карданных передачах легковых автомобилей наряду с жесткими шарнирами неравных угловых скоростей применяют упругие шарниры, имеющие упругий элемент в виде муфты из эластичного материала, упругая деформация которого позволяет не только передавать крутящий момент между валами, пересекающимися под углом $2...5^\circ$, но и защищает трансмиссию от ударов. Примером такой передачи может служить карданная передача автомобилей ВАЗ-2105, ВАЗ-2107 и др. (рис. 5.3). Она состоит из промежуточного 3 и основного 7 карданных валов, двух карданных шарниров 6, эластичной муфты 1 и промежуточной опоры 4 (рис. 5.3, а).

Эластичная резиновая муфта соединяет вторичный вал коробки передач с промежуточным карданным валом. Передний фланец 8 муфты установлен на шлицах вторичного вала 14 коробки передач и закреплен на нем гайкой 13, а задний фланец 9 муфты – на шлицах наконечника 11 промежуточного карданного вала (рис. 5.3, б). Шлицевое соединение наконечника и фланца смазывается через резьбовое отверстие с пробкой 12 и защищено сальником 10. Резиновая подушка промежуточной опоры 4 привулканизирована к кронштейну, который крепится к поперечине 5, связанной с полом кузова автомобиля. На шлицах заднего наконечника промежуточно-

го карданного вала закреплена вилка карданного шарнира 6. Под промежуточным карданным валом установлен кронштейн безопасности 2, исключающий падение вала при разрушении эластичной муфты 1. Подшипники крестовин карданных шарниров смазываются при сборке и во время эксплуатации в смазке не нуждаются.

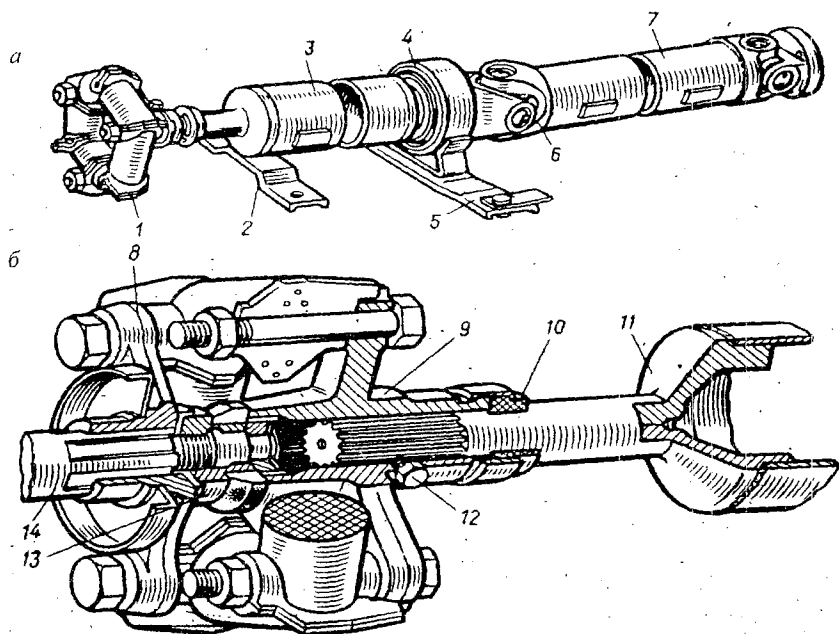


Рис. 5.3. Карданная передача (а) и эластичная муфта (б) автомобиля ВАЗ-2105

5.3. Карданные шарниры равных угловых скоростей

Карданные шарниры равных угловых скоростей обычно применяют в приводах ведущих управляемых колес автомобиля. В зависимости от конструкции их делят на шариковые (с делительными канавками и с делительным рычажком), кулачковые (с диском и без диска) и сдвоенные с крестовиной.

Шариковый шарнир с делительными канавками (рис. 5.4, а) имеет два кулака 2 и 4, изготовленные заодно с валами 1 и 5. В кулаках выполнено по четыре канавки, в каждую из которых заложены шарики 3. Для центрирования вилок в одной из них на

штифте 8 устанавливается центрирующий шарик 6 с лыской, которая нужна для прохода рабочих шариков 3 при сборке. Штифт 8 фиксируют в свою очередь штифтом 7.

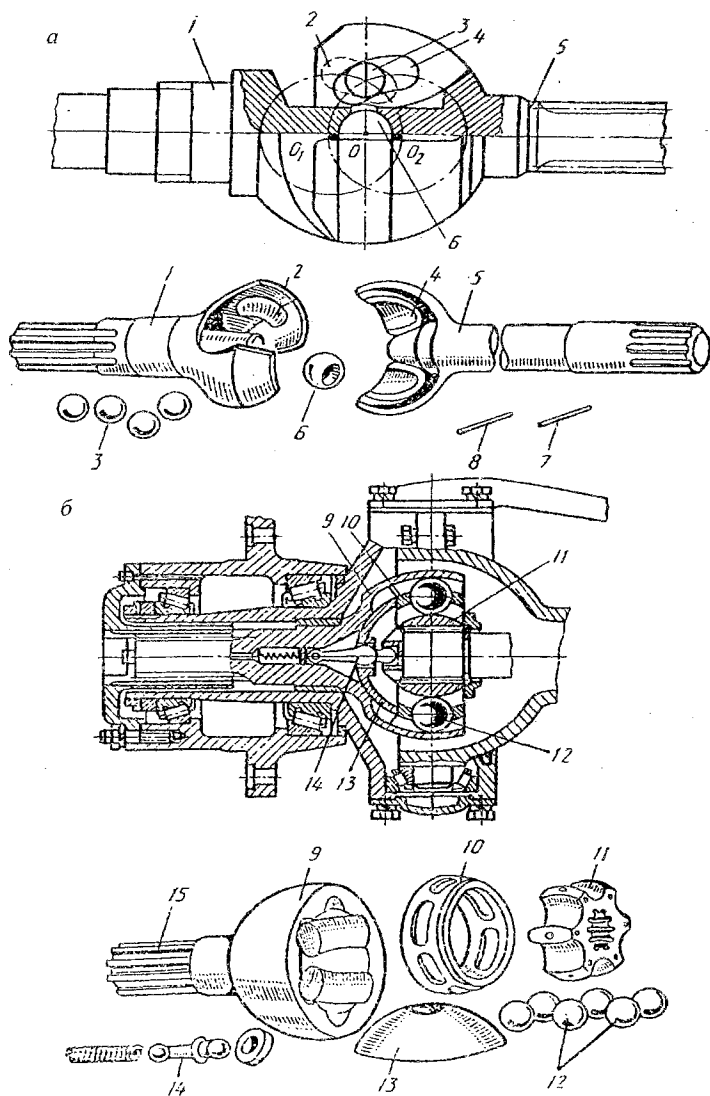


Рис. 5.4. Шариковые карданные шарниры:
 а – с делительными канавками; б – с делительным рычажком

Средние линии канавок представляют собой окружности равного радиуса с центрами O_1 и O_2 , которые находятся на одинаковом расстоянии от центра O карданного шарнира. В результате при любом угле между валами рабочие шарики 3 удерживаются в плоскости, проходящей через точки пересечения средних линий канавок 2 и 4 и делящей пополам угол между осями валов. При вращении валов 1 и 5 крутящий момент передается от одного кулака к другому через два шарика.

Сборка шарнира – селективная. Для этого подбираются шарики одинакового диаметра в пределах жесткого допуска.

В шариковом карданном шарнире с делительным рычажком (рис. 5.4, 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, т.е. плоскости, делящей угол между осями вала 15 и вала ведущей звездочки 11 пополам. Крутящий момент в этом шарнире передается через все шарики. Поэтому нагрузка меньше, чем в шарнире с делительными канавками, и они могут передавать больший крутящий момент.

На рис. 5.5 показан привод колес управляемого ведущего моста автомобиля с кулачковым карданным шарниром равных угловых скоростей с диском. В вилках 4 и 7 валов 1 и оси 6 выполнены цилиндрические пазы, оси образующих которых перпендикулярны к валам. В пазах вилок установлены кулаки 5 и 8 , шарнирно соединенные между собой диском 9 , входящим в их вырезы. При передаче вращения, когда валы 1 и 6 расположены под углом, каждый из кулаков одновременно поворачивается относительно вилки и диска. Оси пазов вилок лежат в одной плоскости с осями валов и расположены на одинаковых расстояниях от точки их пересечения. Поэтому точка пересечения осей пазов при любом положении вилок находится в биссекторной плоскости.

Кулачковый шарнир без диска (рис. 5.5, в) состоит из вилок 12 и 17 , в которых установлены два кулака, 13 и 16 , соединенные между собой с помощью шипа 14 и паза 15 .

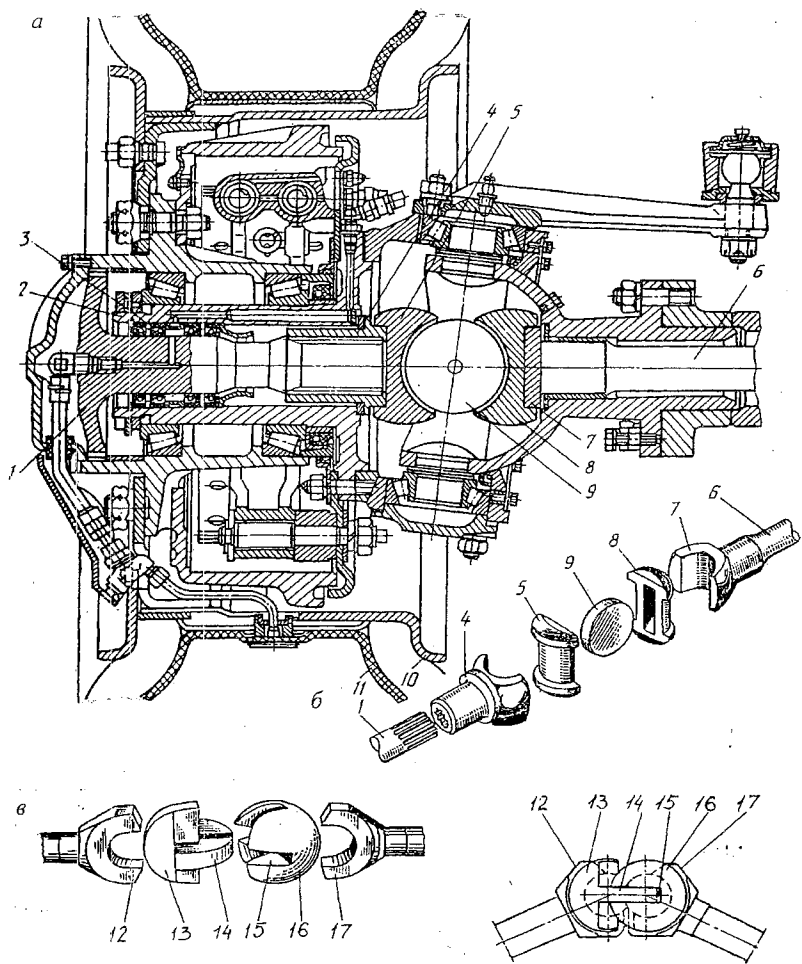


Рис. 5.5. Кулачковые карданные шарниры:

- а* — с диском в приводе управляемого ведущего моста автомобиля;
б — детали кулачкового карданного шарнира с диском; *в* — без диска;
1 — ведущий вал; *2* — поворотная цапфа; *3* — уплотнительные манжеты; *4, 7* — вилки;
5, 8 — кулаки; *6* — внутренняя полуось; *9* — диск; *10* — обод колеса; *11* — камера
 шины; *12, 17* — вилки; *13, 16* — кулаки; *14* — шип; *15* — паз

Кулачковые карданные шарниры могут работать при углах между валами до 50° . Благодаря большой плоскости контакта поверхностей деталей, через которые передаются нагрузки, кулачковые

шарниры имеют сравнительно небольшие размеры. Основной их недостаток – более низкий КПД, чем у шариковых шарниров. Они больше нагреваются, создают шум при работе, быстро изнашиваются и требуют обильного смазывания.

Сдвоенные карданные шарниры (рис. 5.6) представляют собой карданную передачу с двумя шарнирами неравных угловых скоростей, у которой длина карданного вала равна нулю, вилки расположены в одной плоскости и центрирующим устройством обеспечивается равенство углов наклона валов. Устройство состоит из сферической обоймы 6, вставленной в уширение вала 1, сферического сухаря 7, установленного на конце вала 4, и резинового защитного чехла 5. Валы 1 и 4 имеют проушины. Втулки 2 соединяют валы с составными крестовинами 3. Крестовины установлены в корпусе шарнира 8.

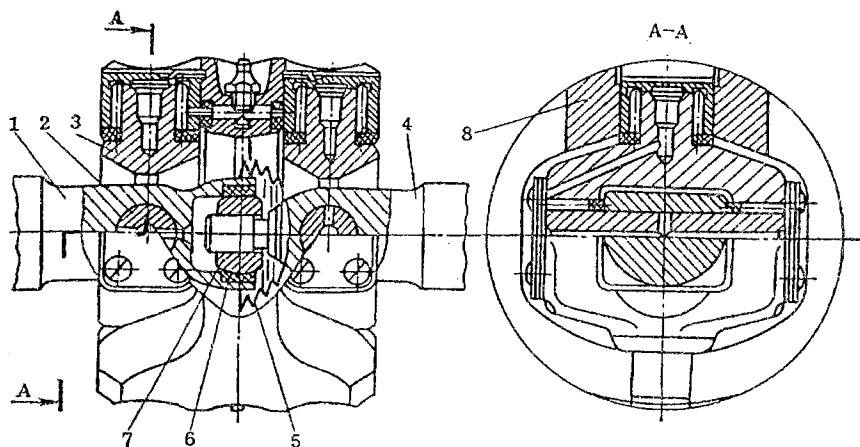


Рис. 5.6. Сдвоенный карданный шарнир

Сдвоенный шарнир может работать при углах между валами до 40° . Недостатком такого шарнира является его конструктивная сложность, а также то, что он не может передавать большие крутящие моменты из-за ограничения давления иголок на палец крестовины.

6. МОСТ, ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА, ДИФФЕРЕНЦИАЛ И ПОЛУОСИ

6.1. Мост автомобиля

Мостом называется агрегат автомобиля, соединяющий колеса одной оси между собой и через подвеску – с несущей системой. Хотя картер моста и не является частью трансмиссии, в нем, как правило, располагаются ее узлы: элементы главной передачи, дифференциал и полуоси. Передний и задний мосты автомобиля воспринимают действующие между опорной поверхностью и рамой или кузовом вертикальные, продольные и поперечные нагрузки, которые передаются элементами подвески. При передаче крутящего момента на ведущем мосту возникает реактивный момент, стремящийся повернуть мост в направлении, противоположном направлению вращения ведущих колес. При торможении на мосты автомобиля действуют тормозные моменты, имеющие обратное направление. Обычно эти моменты передаются от мостов на раму через рессоры, но при балансирной, пневматической и независимой подвесках для их передачи используют рычаги или штанги.

Различают следующие типы мостов: ведущие, управляемые, управляемые ведущие и поддерживающие.

Ведущие мосты применяют в качестве заднего и среднего (или промежуточного) моста; *управляемые* – в качестве переднего моста заднеприводных автомобилей; а *управляемые ведущие* – в качестве переднего моста переднеприводных автомобилей или автомобилей со всеми ведущими колесами.

Управляемые задние мосты применяют исключительно на многоприводных автомобилях, предназначенных для движения по бездорожью.

Поддерживающие мосты используют в качестве заднего или промежуточного мостов с целью повышения грузоподъемности автомобиля. Они служат только для передачи вертикальных нагрузок от рамы к колесам.

Ведущий мост выполняют в виде пустотелой балки, внутри которой размещены узлы трансмиссии: главная передача, дифференциал и привод к ведущим колесам (полуоси). Концы балки используются для установки подшипников ступицы колес.

Балка имеет фланцы для присоединения опорных дисков или суппортов тормозных механизмов, а также площадки для крепления рессор или кронштейны для установки подвесок других типов.

Неразрезные мосты представляют собой жесткие балки, связывающие правые и левые колеса (рис. 6.1, *а*). В автомобилях с независимой подвеской ведущий мост делают разрезным (рис. 6.1, *б*). Передний мост выполняют неразрезным при зависимой подвеске (рис. 6.1, *в*) или разрезным, если подвеска независимая (рис. 6.1, *г*).

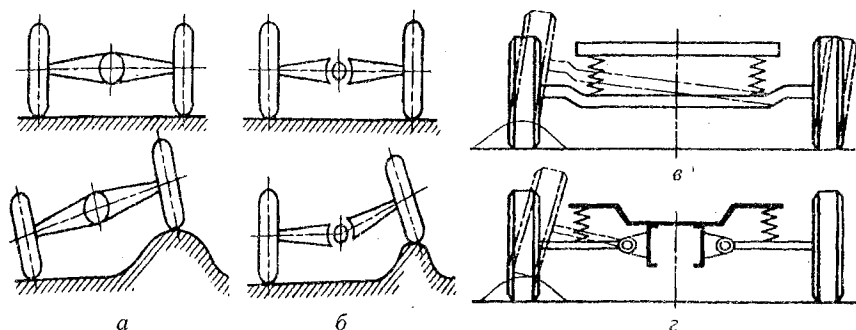


Рис. 6.1. Мосты:

а – задний ведущий неразрезной; *б* – ведущий разрезной (независимая подвеска);
в – передний неразрезной (зависимая подвеска); *г* – передний разрезной
 (независимая подвеска)

Балки ведущих мостов выполняют в основном по трем схемам:

1) цельная балка 2 (рис. 6.2, *а*, *б*, *в*), у которой средняя часть выполнена плоской, открытой с обеих сторон. К одной из сторон болтами крепят картер главной передачи, а отверстие с другой стороны закрывают приваренной или установленной на болтах крышкой 3. Балки могут быть сварными из двух половин, штампованными из листового материала, соединенные сваркой с цапфами 1 (рис. 6.2, *а*) или фланцами по концам или литыми (рис. 6.2, *б*). В последнем случае в балку запрессовывают трубы 4, используемые в качестве цапф подшипников ступиц колес;

2) балка, образованная картером главной передачи 6, в которой запрессованы кожухи полуосей 5 с фланцами на наружных концах (рис. 6.2, *г*). В этом случае картер главной передачи с задней стороны имеет отверстие, что позволяет собирать и регулировать подшипники и коническую пару главной передачи. Отверстие закрывают крышкой 3, прикрепляемой болтами.

3) балка с поперечным разъемом (рис. 6.2, д, е), образованная картером главной передачи 10, в которые запрессованы кожухи 8 полуосей с фланцем 7 или цапфой 11 на наружном конце (рис. 6.2, е).

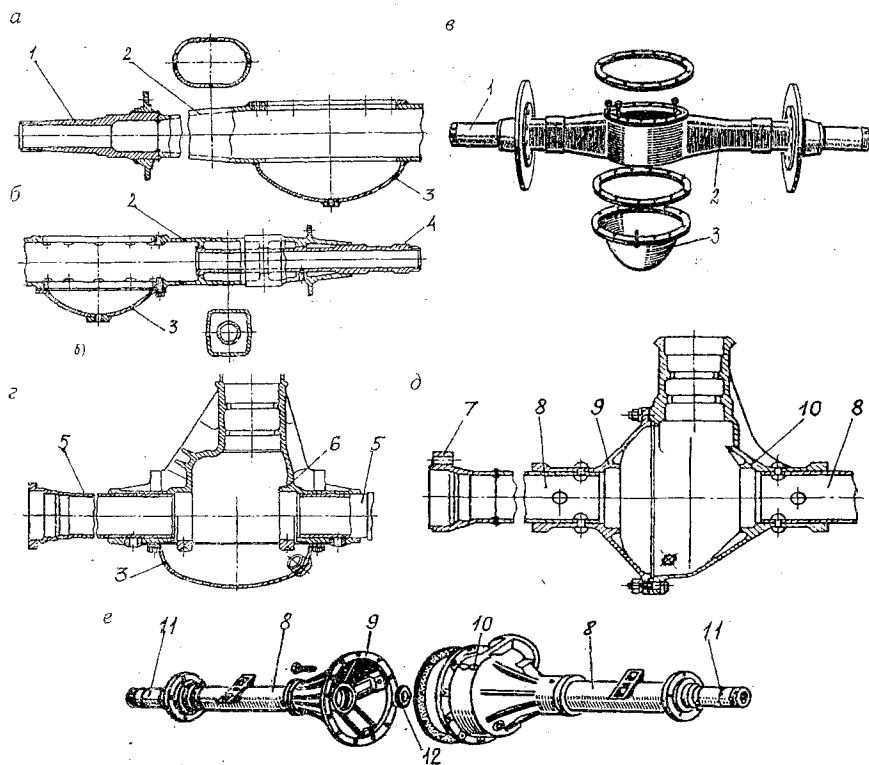


Рис. 6.2. Типы балок ведущих мостов

Сварные штампованные из листового материала балки имеют меньшую массу и технологичнее в производстве, чем литые; их применяют в легковых и грузовых автомобилях массового производства.

Литые балки в меньшей степени отвечают условиям массового производства, область их применения – грузовые автомобили большой грузоподъемности. Для повышения жесткости в этих балках делают внутренние перегородки.

Балка, образованная картером главной передачи, в который запрессованы кожухи полуосей (рис. 6.2, з), обладает высокой жесткостью, что способствует снижению уровня шума при работе моста.

Балка с поперечным разъемом (рис. 6.2, *д*, *е*) отвечает требованиям массового производства, относительно проста в изготовлении и сборке, имеет небольшую массу, но не позволяет регулировать предварительный натяг подшипников дифференциала и зацепление шестерен конического редуктора главной передачи. Поэтому мосты с такой балкой при работе создают повышенный шум.

6.2. Главная передача автомобиля

Главная передача предназначена для увеличения подводимого к ней крутящего момента и передачи его через дифференциал и полуоси к ведущим колесам автомобиля, а также обеспечения его максимальной скорости движения.

Главные передачи подразделяют по числу, виду и расположению зубчатых колес.

По числу зубчатых колес главные передачи бывают одинарные (с одной парой зубчатых колес) и двойные (с двумя парами зубчатых колес).

Одинарные главные передачи по виду зубчатых колес подразделяют на конические (с коническими зубчатыми колесами), гипоидные (с гипоидным зацеплением), цилиндрические (с цилиндрическими зубчатыми колесами) и червячные (с червяком и червячным колесом).

Двойные главные передачи по расположению зубчатых колес подразделяют на центральные (обе пары зубчатых колес расположены в картере центрального редуктора) и разнесенные (одна пара зубчатых колес находится в центральном редукторе, а вторая – в приводе к каждому из ведущих колес).

По числу ступеней главные передачи бывают одноступенчатые (с одним передаточным числом) и двухступенчатые (с двумя переключаемыми передачами с разными передаточными числами).

Одинарная коническая главная передача (рис. 6.3, *а*) применяется на легковых автомобилях классической компоновки и грузовых малой грузоподъемности. В такой передаче крутящий момент передается от карданного вала на ведущую коническую шестерню 1, а от нее – на ведомое колесо 2, которое через специальный механизм (дифференциал) и полуоси передает вращение на ведущие колеса автомобиля. Оси конических зубчатых колес могут пересекаться или быть смещенными относительно друг друга (рис. 6.3, *б*);

в последнем случае передача называется *гипоидной*. В такой главной передаче зубья шестерни 1 и колеса 2 имеют специальную форму и наклон спирали, позволяющие сместить ось конической шестерни на расстояние $c = 30 \dots 42$ мм.

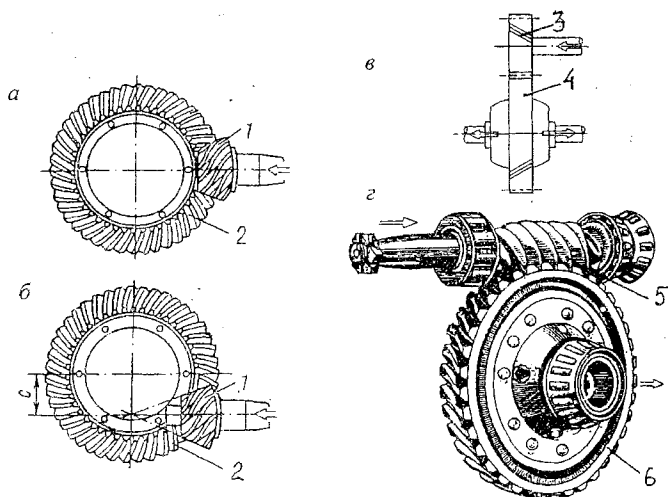


Рис. 6.3. Схемы одинарных главных передач

При применении гипоидной главной передачи карданный вал и пол кузова можно разместить ниже, тем самым уменьшив высоту центра тяжести автомобиля, что улучшает его устойчивость. Кроме того, в гипоидной передаче в зацеплении находится большее число зубьев, чем в обычной конической передаче, в результате чего такие зубчатые колеса работают более плавно и бесшумно. Однако при гипоидном зацеплении происходит продольное проскальзывание зубьев, сопровождающееся выделением теплоты, в результате чего происходит разжижение и выдавливание масла с поверхности сопряженных зубьев, что может привести к их износу. Поэтому для гипоидных передач применяют специальные масла с противоизносной присадкой.

Одинарные конические главные передачи со спиральными зубьями применяют в автомобилях семейства ЗАЗ и УАЗ, а гипоидные — на автомобилях ЗИЛ-433360, ЗИЛ-5301 «Бычок», ГАЗ-33021 «Газель», ГАЗ-3307, ГАЗ-2705, ГАЗ-3221, ГАЗ-3110 «Волга», ВАЗ-2121...2141 «Нива», ВАЗ-2101...2107 и др.

Одинарная цилиндрическая главная передача (рис. 6.3, в) состоит из цилиндрической шестерни 3 и зубчатого колеса 4. Она широко используется в легковых переднеприводных автомобилях при поперечном расположении двигателя и размещается в одном картере с коробкой передач, как, например, в автомобилях ВАЗ-2108...2115 (см. рис. 3.2, 3.4). На рис. 3.2 показано, что в такой передаче крутящий момент передается от шестерни 13, закрепленной на выходном валу коробки передач, на ведомое колесо 18 и далее через дифференциал на ведущие колеса. На рис. 6.3 цилиндрическая главная передача представлена шестерней 3 и зубчатым колесом 4.

Одинарная червячная передача (см. рис. 6.3, г) состоит из червяка 5 и червячного колеса 6. Такие передачи по сравнению с коническими имеют низкий КПД и повышенную стоимость производства, что ограничивает их применение. Их иногда устанавливают в зарубежных автобусах и реже – грузовых автомобилях.

Устройство одинарной гипоидной передачи автомобиля ГАЗ-3307 показано на рис. 6.4. В этой передаче ось ведущей шестерни 20 смещена относительно оси ведомого колеса 35 на величину гипоидного смещения c (32 мм). Направление спирали зуба у ведущей шестерни левое, а у ведомой – правое. Зубчатый венец ведущей шестерни 20 изготовлен заодно с валом. На вал до упора в передний торец зубчатого венца напрессован цилиндрический роликоподшипник 28, который застопорен кольцом 29. Наружное кольцо подшипника 28 установлено в отверстии прилива картера редуктора.

Внутреннее кольцо конического роликоподшипника 26 запрессовано на шейку вала шестерни до упора в задний торец зубчатого венца, а внутреннее кольцо конического роликоподшипника 22 установлено на валу шестерни свободно. Это позволяет легко снимать их при регулировке конических подшипников. Наружные кольца подшипников запрессованы в гнезда стакана подшипников 14 до упора в бург. Между внутренними кольцами конических подшипников установлены распорное кольцо 23 и прокладки 25, с помощью которых регулируют предварительное натяжение конических подшипников. Толщины прокладок составляют 0,1; 0,15; 0,25 мм.

На шлицах вала ведущей шестерни установлены маслосгонное кольцо 21 и фланец 18 карданного вала. Гайкой 19 через шайбу затягивают детали, установленные на валу ведущей шестерни. Затянутую гайку от проворачивания стопорят шплинтом.

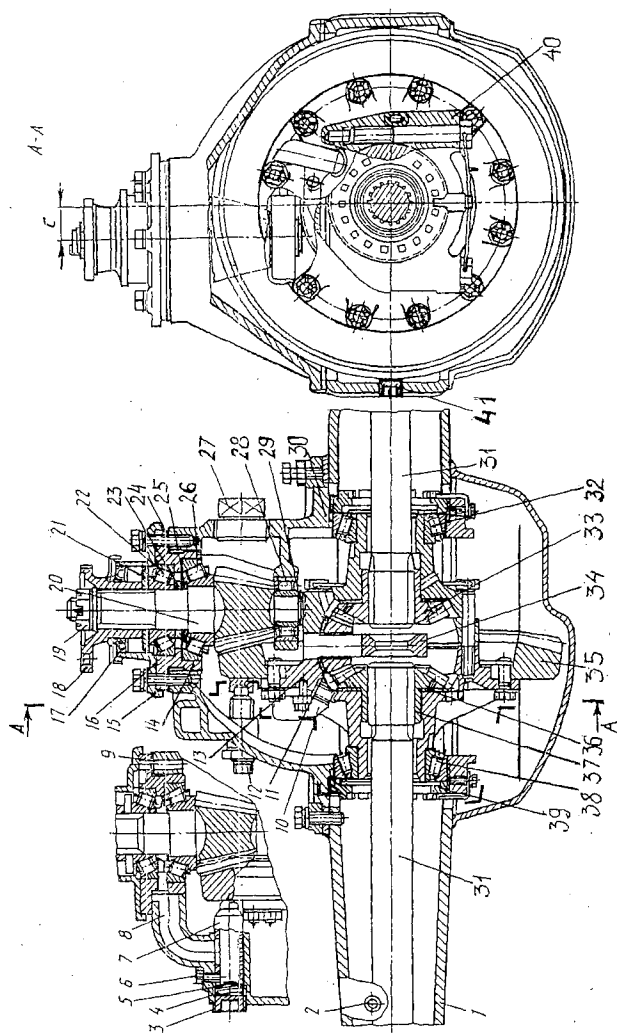


Рис. 6.4. Одинарная гипoidная главная передача автомобиля ГАЗ-3307:

- 1 — картер заднего моста; 2 — сапун; 3 и 27 — пробки; 4 — пружина; 5 — тарелка; 6 и 24 — болт; 7 — маслоприемная трубка; 8 и 9 — каналы; 10 — маслоуловитель; 11 — сателлит; 12 — винт упора; 13 — опорная шайба сателлита; 14 — стакан; 15 — крышка; 16 и 25 — регулировочные прокладки; 17 — сальник; 18 — фланец; 19 — корончатая гайка; 20 — ведущая шестерня; 21 — маслостопное кольцо; 22, 26, 32 и 38 — конические роликоподшипники; 23 — распорное кольцо; 28 — шестерни полуосей; 29 — стопорное кольцо; 30 — картер главной передачи; 31 — полуоси; 33 и 37 — регулировочная гайка; 34 — крестовина; 35 — ведомая шестерня; 36 — опорная шайба шестерни полуоси; 39 — пробка отверстия для слива масла; 40 — крышка подшипников дифференциала; 41 — пробка отверстия для слива масла

К фланцу 18 приварен штампованный отражатель, который защищает сальник 17 от загрязнения и повреждения. Сальник, предотвращающий вытекание масла из картера редуктора моста, запрессован в литую крышку 15, которая центрирована по наружной поверхности стакана 14. На наружной поверхности маслосгонного кольца 21 имеются спиральные канавки, по которым при вращении кольца масло отводится от сальника. Между крышкой 15 и стаканом 14 установлена уплотнительная картонная прокладка 16.

Для обеспечения требуемого положения ведущей шестерни при замене изношенных шестерен главной передачи между торцами стакана 14 и картера главной передачи установлен пакет регулировочных прокладок 25. Толщина пакета – 1,5 мм; толщины входящих в пакет прокладок – 0,1; 0,25 и 0,8 мм.

Ведомая шестерня 35 прикреплена болтами к корпусу дифференциала. Подшипники ведущей шестерни смазываются принудительно с помощью устройства, включающего в себя маслоприемную трубку 7, тарелку 5, пружину 4, резьбовую пробку 3, каналы 8 и 9. Через трубку 7, соприкасающуюся с поверхностью ведомой шестерни, и верхний канал 8 масло подводится к подшипникам, а отводится от них по нижнему каналу 9. Трубка 7 прижата к шестерне 35 пружиной 4 через тарелку 5. Пружина 4 установлена под пробкой 3. Трубка 7 удерживается от проворачивания стопорным болтом 6.

При перегрузках главной передачи ведомая шестерня 35 может отойти от ведущей, что вызовет нарушение в их зацеплении. Для ограничения отхода ведомой шестерни от ведущей в картер передачи вворачивается упор, состоящий из стального винта 12, напрессованной на него бронзовой втулки и контргайки.

В горловине картера редуктора имеется резьбовое отверстие, закрытое пробкой 27. Оно используется для заливки масла и в качестве смотрового отверстия при проверке состояния зубьев ведущей шестерни.

Корпус дифференциала установлен на конических роликоподшипниках 32 и 38 в расточке картера главной передачи 30 и крышке подшипников 40. Предварительное натяжение подшипников 32 и 38 регулируют гайками 39. Ими же регулируют положение ведомой шестерни и расположение пятна контактов зубьев. Для сообщения картера моста с атмосферой в балке моста 1 имеется сапун 2.

Двойная центральная главная передача (рис. 6.5, а) состоит из пары конических 2 и 3 и пары цилиндрических 1 и 4 шестерен; цилиндрическая пара имеет большее передаточное число. Преимуществом такой передачи является компактность. К недостаткам относят повышенные нагрузки на дифференциал и полуоси, высокую нагруженность подшипников. Двойные центральные главные передачи применяют в автомобилях ЗИЛ-431410, КамАЗ-5320, Урал-4320.

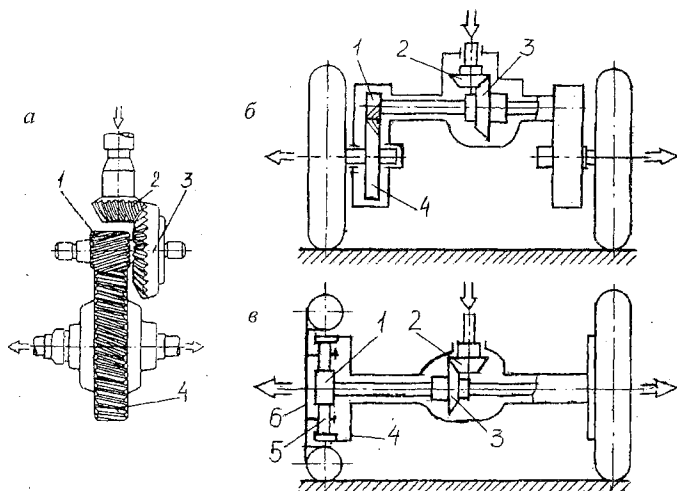


Рис. 6.5. Схемы двойных главных передач

Двойная разнесенная главная передача (рис. 6.5, б и в) состоит из центрального редуктора с одинарной конической и гипоидной передачей (шестерни 2 и 3) и редукторов в приводе каждого ведущего колеса. Редукторы такой передачи разделяют на бортовые (рис. 6.5, б), расположенные перед ведущими колесами, и колесные (рис. 6.5, в), расположенные в ступице колеса или его тормозного барабана. Схемы и конструкции редукторов могут быть различными.

В соответствии со схемой, приведенной на рис. 6.5, в, крутящий момент от центрального редуктора через полуоси поступает на солнечные шестерни 1 планетарных колесных редукторов. От солнечной шестерни крутящий момент передается на сателлиты 5, оси которых являются элементами водила 6, соединенного со ступицей колеса. Коронное колесо (эпицикл) 4 неподвижно соединено с цапфой (балкой моста).

Двойная разнесенная главная передача сложнее центральной, имеет большее число зубчатых колес и подшипников. Однако она получила наибольшее распространение в автобусах и автомобилях средней и большой грузоподъемности вследствие следующих преимуществ:

- меньшие размеры межколесного дифференциала и диаметра полуосей ввиду того, что крутящий момент увеличивается в основном в редукторах;
- компактность центральной части ведущего моста и достаточно большой дорожный просвет под центральной частью балки моста, что улучшает проходимость автомобиля;
- возможность изменять передаточное число главной передачи без изменения конического редуктора и центральной части балки моста.

Указанные главные передачи применяют в автомобилях УАЗ-3159 «Барс», автомобилях и автобусах МАЗ и БелАЗ.

Устройство двойной разнесенной главной передачи с колесными редукторами автобусов МАЗ-104 и МАЗ-152 показано на рис. 6.6. Центральный конический редуктор размещен в картере 1. Он состоит из пары конических шестерен: ведущей 3 и ведомый 39 с круговыми зубьями. Внутри находится межколесный дифференциал. Ведущая шестерня 3 установлена в стакане 9 на двух конических роликовых подшипниках 4 и 5, регулировка которых производится с помощью прокладок 8. Крутящий момент передается на ведущую шестерню через фланец 6. Манжеты 7 предназначены для уплотнения фланца 6 и не допускают вытекания масла из конического редуктора. Внутри чашек дифференциала 38 и 41 размещается конический дифференциал с двумя полуосевыми шестернями 43 и четырьмя сателлитами 42, вращающимися на шипах крестовины 40. Чашки дифференциала соединены между собой и с ведомой шестерней 39 болтами 2 и установлены на конических роликовых подшипниках 37 и 44 в опорах картера редуктора 1. Регулировка конических подшипников 37 и 44 осуществляется гайками 36 или 45. Для регулировки зацепления конических шестерен главной передачи 3 и 39 служат прокладки 10.

Колесная передача представляет собой планетарный редуктор с заторможенной коронной (эпициклической) шестерней 20. Редуктор состоит из прямозубых цилиндрических шестерен с внешним и внутренним зацеплением. Ведущая солнечная шестерня 25 установлена на шлицах полуоси 34. Четыре сателлита 26 смонтированы на осях 27,

находящихся в гнездах водила 19. Водило жестко связано со ступицей задних колес 30. Коронная шестерня внутреннего зацепления 20 посредством ступицы 18 установлена на шлицевом конце цапфы 31 и от осевого перемещения удерживается гайкой 29 и контргайкой 28. Перемещение полуоси 34 ограничивается сухарем 21 и упором 22. Ступица задних колес 30 установлена на цапфе 31 на конических роликовых подшипниках 17. Для их регулировки служит гайка 29, которая стопорится контргайкой 28. Манжеты 16 не допускают попадания масла к тормозам. Цапфа 31 крепится к балке моста болтами 32. Крышка 24 закрывает колесную передачу. В крышке установлена контрольная пробка 23.

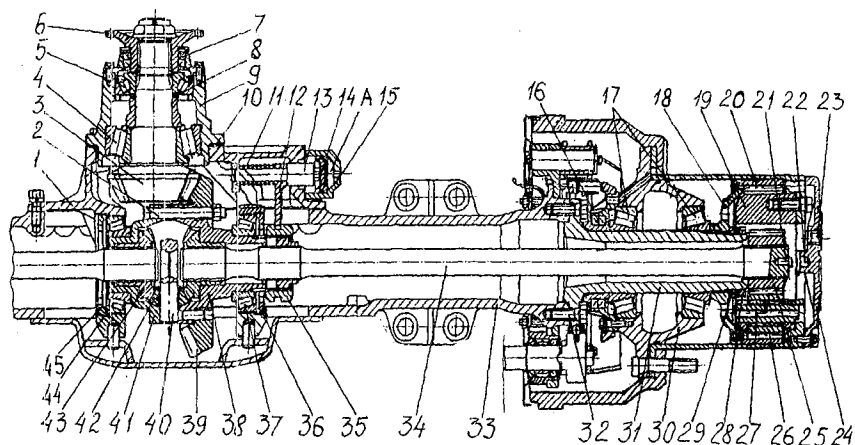


Рис. 6.6. Двойная разнесенная главная передача автобуса МАЗ-152:

1 – картер редуктора главной передачи; 2, 32 – болты; 3 – ведущая шестерня; 4, 5, 17, 37, 44 – конические роликоподшипники; 6 – фланец; 7, 16 – манжета; 8, 10 – прокладка; 9 – стакан; 11, 12, 13, 14, А, 15 – механизм блокировки дифференциала; 18 – ступица; 19 – водило; 20 – коронная шестерня; 21 – сухарь; 22 – упор полуоси; 23 – контрольная пробка; 24 – крышка; 25 – ведущая солнечная шестерня; 26, 42 – сателлит; 27 – ось сателлита; 28 – контргайка; 29 – гайка; 30 – ступица задних колес; 31 – цапфа; 33 – кожух полуоси; 34 – полуось; 35 – муфта блокировки дифференциала; 36, 45 – регулировочная гайка; 38, 41 – чашки дифференциала; 39 – ведомая шестерня; 40 – крестовина; 43 – полуосевая шестерня

Двухступенчатая главная передача позволяет расширить диапазон передаточных чисел трансмиссии при сохранении ее узлов без изменения. Низшая ступень такой передачи используется в тяжелых дорожных условиях, а высшая – в легких или при неполной загрузке

автомобиля, что способствует улучшению его экономичности, увеличению средней скорости и уменьшению крутящего момента в приводе ведущих колес.

Двухступенчатая главная передача может быть получена за счет установки в ней блокируемого планетарного ряда (рис. 6.7, а) или дополнительной пары цилиндрических зубчатых колес (рис. 6.7, б). На указанных рисунках буквой Д обозначен механизм дифференциала.

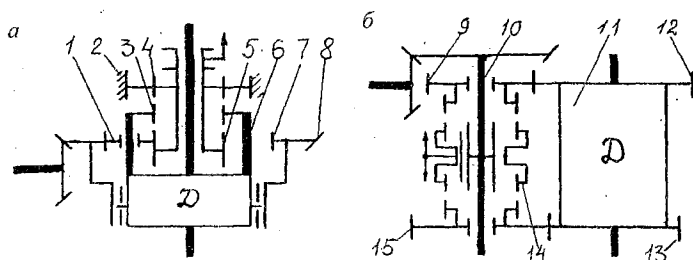


Рис. 6.7. Схемы двухступенчатых главных передач

Первая схема (см. рис. 6.7, а) применяется для одинарных и двойных главных передач. При включении высшей передачи солнечная шестерня 5 входит в зацепление с зубчатым венцом внутреннего зацепления 3, выполненным заодно с водилом 6 (корпусом дифференциала), и вращается как одно целое со скоростью ведомой конической шестерни 8, т.е. планетарный ряд блокируется.

При включении высшей передачи солнечная шестерня 5 зубчатым венцом 4 блокируется с картером 2 главной передачи, благодаря чему коронная шестерня (эпицикл) 7, составляющая одно целое с ведомой конической шестерней 8, через сателлиты 1 вращает водило 6 планетарного ряда, соответственно уменьшая его угловую скорость. Переключение передач осуществляется перемещением солнечной шестерни 5 в осевом направлении.

Вторая схема (см. рис. 6.7, б) используется при разработке двухступенчатой главной передачи на базе двойной центральной. В этом случае на промежуточном валу 10 главной передачи и корпусе дифференциала 11 устанавливаются две пары цилиндрических шестерен 9, 15 и 12, 13 соответственно. Шестерни 9 и 15 на промежуточном валу 10 устанавливаются на подшипниках и соединяются с валом с помощью зубчатой муфты 14.

К недостаткам двухступенчатых главных передач следует отнести некоторую сложность конструкции и то, что без усложнения управления переключать ступени при движении автомобиля невозможно. Кроме того, на многоприводных автомобилях при необходимости синхронного переключения нескольких главных передач усложняется система управления и снижается ее надежность. Ввиду указанных недостатков, а также из-за широкого распространения многоступенчатых коробок передач данные главные передачи используются редко.

В главных передачах регулируют предварительный натяг подшипников и зацепление конических (гипоидных) зубчатых колес.

Сущность регулировки предварительного натяга подшипников состоит в плотном поджатии с небольшой деформацией тел качения и колец подшипника в процессе сборки узла, что повышает жесткость опор и гарантирует отсутствие зазора под действием осевой нагрузки. Регулировке подлежат конические роликовые подшипники. Величина предварительного натяга изменяется при изменении расстояния между одноименными кольцами (наружными и внутренними) пары подшипников. Так, расстояние между внутренними кольцами подшипников 4 и 5 (см. рис. 6.6) изменяют подбором толщин прокладок 8. У подшипников дифференциала 37 и 44 натяг регулируют гайками (резьбовыми кольцами) 36 и 45 соответственно. Предварительный натяг контролируется измерением момента, необходимого для проворачивания вала ведущей шестерни главной передачи. Для подшипников конического редуктора главной передачи грузовых автомобилей натяг составляет 0,03...0,05 мм, при этом момент, необходимый для проворачивания шестерен главной передачи, должен быть равен 1...3 Н·м.

При регулировке зацепления контролируются зона контакта зубьев и боковой зазор в паре. Регулировка осуществляется перемещением ведущей и ведомой конических шестерен вдоль осей вращения. Перемещение ведущей шестерни (см. рис. 6.6) обеспечивается изменением толщины набора прокладок 10 под стаканом 9 подшипников. Для ведомого зубчатого колеса 39 смещение обеспечивается гайками 36 и 45. Так как при этом необходимо сохранить выполненную ранее регулировку натяга подшипников 37 и 44, гайки 36 и 45 последовательно поворачивают на одинаковый угол, отпуская одну и подтягивая другую. Зацепление конических шестерен

должно быть отрегулировано так, чтобы зубья сопрягаемых шестерен входили в зацепление по всей длине и боковой зазор между зубьями был порядка 0,15...0,30 мм. Этот зазор проверяют по угловому перемещению фланца на валу ведущей шестерни главной передачи. При этом ведомая коническая шестерня должна быть закреплена.

Правильность зацепления конических шестерен проверяют по расположению пятна контакта на зубьях. Для этой цели на зубья шестерни наносят слой краски, затем шестерни проворачивают. При правильном зацеплении шестерен пятно контакта располагается посередине высоты зуба с небольшим сдвигом к его узкому концу.

Чтобы ведущие колеса автомобиля могли вращаться с различной частотой, их крепят не на общем валу, а на двух отдельных валах, называемых полуосями. Полуоси соединены между собой специальным механизмом – дифференциалом, подводящим к ним крутящий момент от главной передачи.

6.3. Дифференциал

Назначение дифференциала – обеспечивать при необходимости разную частоту вращения ведущих колес без разрыва потока мощности.

При повороте 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 автомобиля должно вращаться несколько быстрее внутреннего, чтобы избежать проскальзывания и повышенного износа шин. Аналогичное явление происходит и при прямолинейном движении, если ведущие колеса автомобиля имеют неодинаковые диаметры, что вполне возможно при неравномерном распределении нагрузки на колеса, неодинаковом износе шин, различном внутреннем давлении воздуха в шинах или при движении по неровной дороге. Чтобы избежать проскальзывания колес одной оси, применяют *межколесные дифференциалы*.

При наличии нескольких ведущих мостов применяют *межосевые дифференциалы*.

По конструктивному исполнению дифференциалы могут быть *шестеренчатыми (конические и цилиндрические), кулачковыми, червячными и с муфтами свободного хода*.

По величине внутреннего трения дифференциалы подразделяют на *простые* (с малым внутренним трением), с *повышенным внутренним трением* (с фрикционными конусами или дисками; кулачковые и червячные), *самоблокирующиеся* и с *принудительной блокировкой*.

Дифференциалы называют *симметричными* или *несимметричными* в зависимости от того, как они распределяют крутящий момент между полуосями или мостами (поровну или нет).

В качестве *межколесного* в автомобилях наиболее широко применяется *простой конический симметричный* дифференциал (рис. 6.8, а). Он состоит из двух конических зубчатых колес (полуосевых шестерен) 2 и 8, конических шестерен (сателлитов) 1 и 7 и крестовины 4. Ведомое колесо 5 главной передачи жестко соединено с корпусом дифференциала, состоящим из двух чашек, между которыми крепится крестовина. Полуосевые шестерни 2 и 8 установлены на шлицах полуосей 3 и 9, соединенных с ведущими колесами автомобиля или колесными (бортовыми) редукторами. От ведущей шестерни 6 главной передачи крутящий момент передается на ведомое колесо 5 и корпус дифференциала, вместе с которым вращается крестовина 4 с расположенными на ней сателлитами 1 и 7. Дифференциалы легковых автомобилей имеют два сателлита, а грузовых и автобусов – четыре.

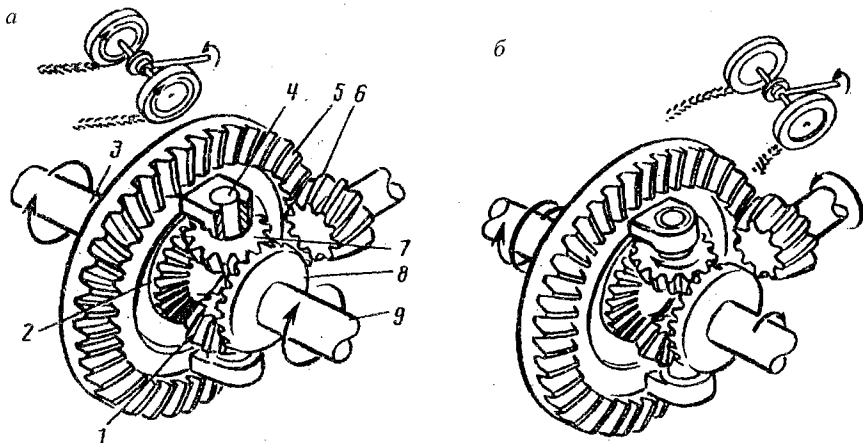


Рис. 6.8. Конический симметричный дифференциал

При прямолинейном движении автомобиля по ровной дороге оба ведущих колеса испытывают одинаковое сопротивление качению и

проходят одинаковые пути. Поэтому сателлиты, вращаясь вместе с крестовиной и корпусом дифференциала, сообщают полуосевым шестерням 2 и 8 одинаковую частоту вращения, а сами относительно своих осей не поворачиваются. При этом сателлиты как бы заклинивают полуосевые шестерни, соединяя обе полуоси вместе.

При движении автомобиля на повороте (рис. 6.8, б) его внутреннее колесо проходит меньший путь, чем наружное, в результате чего полуось 9 и полуосевая шестерня 8, связанные с внутренним колесом автомобиля, вращаются медленнее. При этом сателлиты 1 и 7, вращаясь на шипах крестовины 4, перекачиваются по замедлившей вращение полуосевой шестерне 8, в результате чего повышается частота вращения полуосевой шестерни 2 и полуоси 3. Таким образом, ведущие колеса автомобиля получают возможность проходить за одно и то же время различные пути без юза и пробуксовывания.

Устройство межколесного дифференциала автомобиля ГАЗ-3307 показано на рис. 6.4. Дифференциал состоит из крестовины 34, корпуса, состоящего из двух чашек, соединенных болтами, и маслоуловителя 10, установленного в отверстие корпуса. Маслоуловитель 10 при вращении корпуса захватывает масло из картера моста и подает его в корпус дифференциала. Крестовина 34 имеет четыре цапфы, на которых свободно установлены сателлиты. Для подвода смазки к крутящимся поверхностям сателлитов и крестовины на ее цапфах сделаны лыски. Концы цапф жестко закреплены между чашками дифференциала.

Для уменьшения износа трущихся поверхностей сателлиты и полуосевые шестерни опираются на опорные шайбы 13 и 36 соответственно. Для улучшения смазывания трущихся поверхностей на сторонах шайб, обращенных к шестерням, выполнены сферические углубления. От полуосевых шестерен 33 и 37 крутящий момент передается на полуоси 31 и далее – на ведущие колеса автомобиля. Аналогичны по конструкции межколесные дифференциалы и большинства других автомобилей.

Основная особенность любого симметричного дифференциала – поровну распределять крутящий момент между ведущими колесами. Это в некоторых случаях оказывает отрицательное воздействие на проходимость автомобилем трудных участков дороги. В случае попадания одного из колес автомобиля на скользкое покрытие дороги (лед, мокрый грунт и т.п.) крутящий момент на нем уменьшается

до значения, ограниченного коэффициентом сцепления этого колеса с дорогой. Такой же по величине крутящий момент будет действовать и на другое колесо, хотя оно находится на поверхности с высоким коэффициентом сцепления (асфальт). Если суммарный момент будет недостаточен для движения автомобиля, то последний не сможет тронуться с места. В этом случае колесо, находящееся на льду или мокрому грунту, будет буксовать, а колесо, которое находится на асфальте, практически оставаться неподвижным. Ликвидировать этот недостаток можно с помощью блокировки дифференциала, т.е. принудительно заставляя обе полуосевые шестерни вращаться с одинаковой скоростью, соединив одну из них с корпусом дифференциала, как это сделано в большегрузных автомобилях МАЗ и автобусах МАЗ-104 и МАЗ-152 (см. рис. 6.6). В данном случае механизм блокировки дифференциала работает следующим образом. Воздух под давлением подводится в полость А силового цилиндра 15. Поршень при этом начинает перемещаться и через шток 13 и вилку 12 вводит зубчатую муфту 35 в зацепление с чашкой дифференциала 38. При этом ведомая шестерня 39 конического редуктора жестко связывается с полуосью 34 и весь механизм вращается как одно целое. После сообщения полости А с атмосферой возвратная пружина 11 возвращает вилку 12 и связанную с ней муфту 35 в исходное положение, что приводит к разблокировке дифференциала.

Применяют также *самоблокирующиеся* дифференциалы. Дифференциалы, в которых самоблокировка происходит вследствие увеличения внутреннего трения, называются дифференциалами *повышенного внутреннего трения*. В случае применения такого дифференциала моменты на валах привода ведущих колес (полуосях) при их относительном вращении будут неодинаковыми. Их соотношение зависит от момента внутреннего трения дифференциала. За счет сил трения больший крутящий момент передается на то колесо автомобиля, которое вращается медленнее, что уменьшает возможность его пробуксовывания и повышает устойчивость автомобиля против бокового заноса.

Дифференциалы, изображенные на рис. 6.9, отличаются от обычных тем, что в них крестовина заменена двумя осями 1 и 6, соединенными между собой и корпусом 5 дифференциала через V-образные кулаки, а также тем, что на торцах полуосевых шестерен 3 этих дифференциалов установлены фрикционные конусные чашки 2 (рис. 6.9, а) или диски 7 и 8 (рис. 6.9, б).

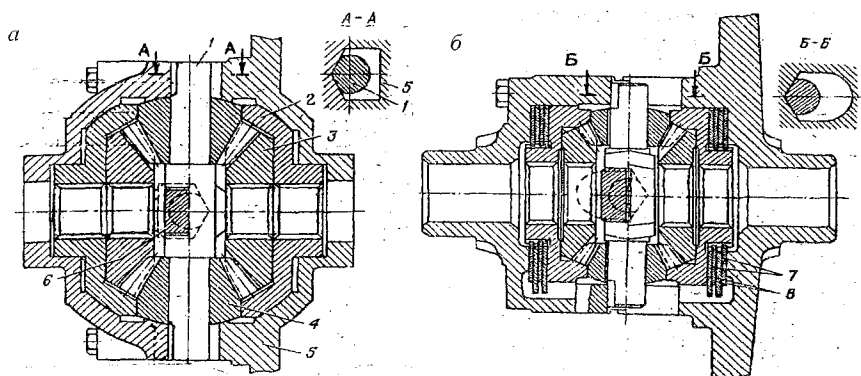


Рис. 6.9. Дифференциалы повышенного трения с фрикционными конусами (а) и дисками (б)

Момент внутреннего трения таких дифференциалов равен сумме момента трения на торцевых поверхностях сателлитов и конусных чашек полуосевых шестерен при действии усилия со стороны зубчатого зацепления и момента трения на торцах и конусах чашек (см. рис. 6.9, а) или фрикционных дисках 7 и 8 (см. рис. 6.9, б) под действием усилия со стороны V-образных скосов.

Кулачковый дифференциал повышенного трения изображен на рис. 6.10. Картер кулачкового механизма состоит из двух половин 1 и 5, соединенных болтами вместе с ведомым зубчатым колесом главной передачи. Правой половиной дифференциала является его чашка 5, а левой – сепаратор 1. В сепараторе 1 расположены два ряда радиальных отверстий, в которых размещены плунжеры 2. Наружные концы плунжеров соприкасаются с внутренней поверхностью обоймы 3, связанной шлицевым соединением с правой полуосью. Внутренние концы плунжеров соприкасаются со звездочкой 4, насаженной на шлицах на левую полуось. Внешняя поверхность звездочки 4 по окружности имеет два ряда кулачков, а внутренняя поверхность обоймы 3 имеет один ряд кулачков. Крутящий момент от ведомого колеса главной передачи передается к сепаратору 1, а от него через плунжеры 2 – на кулачки обоймы 3 и звездочки 4, затем – на полуоси.

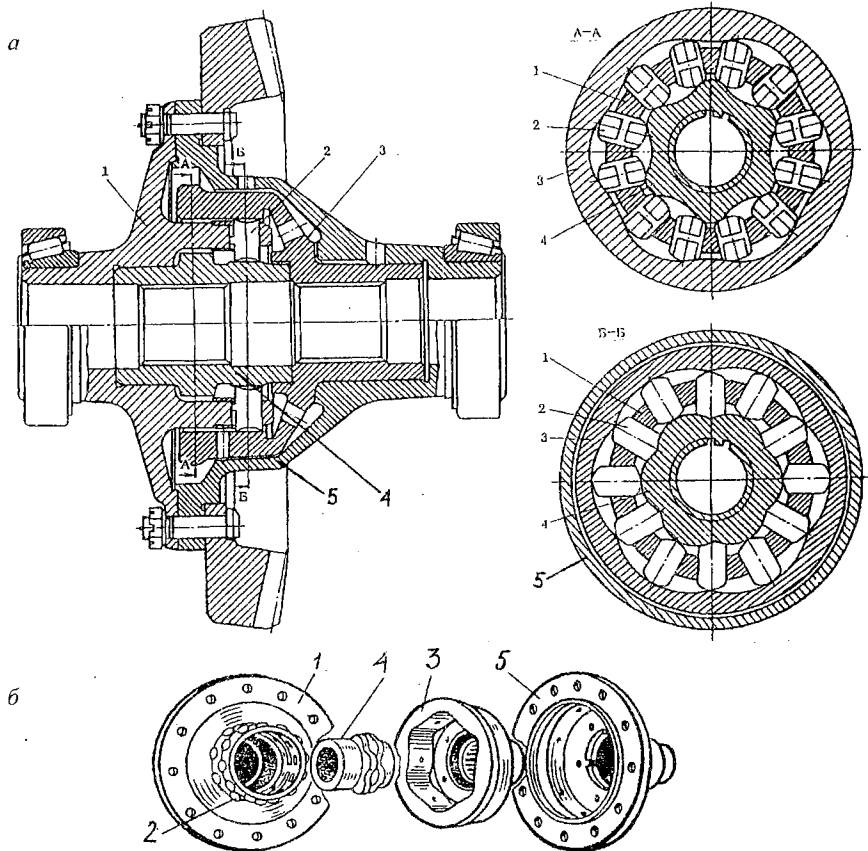


Рис. 6.10. Кулачковый дифференциал повышенного трения:
а – конструкция; *б* – детали

При движении автомобиля по прямой ровной дороге сопротивление обоих колес одинаково, поэтому обойма и звездочка вращаются с одинаковой частотой. При повороте автомобиля плунжеры перемещаются в радиальном направлении в сепараторе 1 и, скользя по кулачкам обоймы 3 и звездочки 4, обеспечивают разные скорости вращения полуосей. При движении автомобиля по скользкой дороге в случае когда одно колесо испытывает большее сопротивление, чем другое, сепаратор дифференциала прижимает плунжеры к кулачкам обоймы и звездочки. В результате самоблокировки дифференциала возникает сила трения, которая на отстающей полуоси

направлена в сторону вращения, а на забегающей – против вращения. При этом крутящий момент распределяется между звездочкой и ободной неодинаково: на отстающей он будет больше на величину момента трения, а на забегающей – меньше на ту же величину.

Вместе с тем в результате повышенного трения между плунже-рами, ободной и звездочкой требуется значительное усилие для изменения частоты вращения ободной относительно звездочки. Поэтому у автомобиля с таким дифференциалом при пробуксовывании одного колеса полная остановка другого колеса будет происходить значительно реже по сравнению с автомобилями, имеющими конический симметричный дифференциал.

На рис. 6.11 изображен кулачковый самоблокирующийся дифференциал, работающий по принципу муфты свободного хода. Аналогичная конструкция дифференциала используется на тягачах 73101 Минского завода колесных тягачей. Ведущим элементом кулачковой (зубчатой) муфты является кольцо 1, жестко связанное с корпусом муфты. На обоих торцах кольца нарезаны прямоугольные, сходящиеся к центру зубья. Внутри ведущего кольца 1 установлено центральное кольцо 2, на обоих торцах которого нарезаны зубья с криволинейным профилем. От осевого перемещения центральное кольцо 2 удерживается стопорным кольцом 3. Центральное кольцо может поворачиваться в пределах зазора между боковыми поверхностями шпонки 8 и паза на центральном кольце 2.

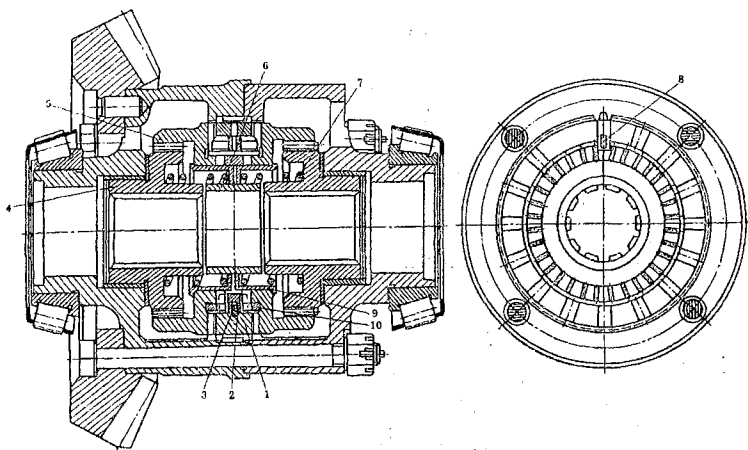


Рис. 6.11. Самоблокирующийся дифференциал с механизмом свободного хода

Ведомыми элементами являются две полумуфты 5, которые на внутреннем торце имеют по два ряда зубьев (кулачков). Наружный ряд зубьев зацепляется с аналогичными зубьями ведущего кольца 1. Ширина впадин между зубьями сделана из расчета образования бокового зазора, необходимого для выхода силовых зубьев при отключении муфты.

На наружную цилиндрическую поверхность внутреннего ряда зубьев полумуфты надевается разрезное запорное кольцо 10, которое может перемещаться по окружности в пределах зазора между шпонкой и срезами кольца. На внутреннем торце кольца 10 выполнены трапецеидальные зубья одинакового профиля с зубьями полумуфты 5, но имеющие меньшую толщину. Полумуфты 5 через стаканы 9 прижимаются к ведущему кольцу 1 пружинами 7. Пружины опираются наружными кольцами на полуосевые шестерни 4, а внутренними – на стаканы 9. Между полуосевыми шестернями установлена втулка 6, предохраняющая их от смещения при установке полуосей.

При прямолинейном движении автомобиля ведущие и ведомые звенья дифференциала заблокированы, полуоси шлицами соединены с полуосевыми шестернями 4 и вращаются со скоростью ведущего кольца 1.

При повороте автомобиля происходит автоматическое отключение забегающей полумуфты 5 от ведущего кольца 1. В период выключения наружная полумуфта разгружается от передаваемого крутящего момента и стремится повернуться вперед. При этом на ее зубья в точке контакта с зубьями центрального кольца 2 воздействует реактивная сила, горизонтальная составляющая которой стремится переместить полумуфту вправо. Перемещаясь вправо и сжимая пружину 7, полумуфта увлекает за собой запорное кольцо 10. Выйдя из зацепления с силовыми зубьями ведущего кольца 1, а затем и с зубьями центрального кольца 2, полумуфта начинает свободно вращаться. При этом запорное кольцо 10 поворачивается на величину зазора между торцами среза и шпонкой 8, и его зубья становятся напротив зубьев центрального кольца 2, что предохраняет забегающую полумуфту от выключения. Весь крутящий момент в этом случае подводится к одному ведущему колесу.

При выходе автомобиля из поворота и незначительном опережении ведущего элемента отключенная полумуфта вместе с запорным кольцом 10 повернется в обратную сторону относительно кольца 2. Вершины зубьев запорного кольца 10 сойдут с зубьев центрального

кольца 2, и под действием силы сжатой пружины полумуфта 5 войдет в зацепление с зубьями кольца 2 и ведущего кольца 1. Ведущие и ведомые элементы муфты блокируются.

Межосевой дифференциал устанавливают на автомобилях повышенной проходимости с несколькими ведущими мостами, которые могут работать в различных условиях сцепления колес с дорогой. В этом случае дифференциал может располагаться или в раздаточной коробке (см. рис. 4.2), или в редукторе проходного моста.

6.4. Полуоси

Крутящий момент M_k от межколесного дифференциала к каждому из ведущих колес может передаваться с помощью вала (полуоси) и шарнира в приводе ведущих управляемых колес (см. рис. 5.4 и рис. 5.5); вала (полуоси) и редуктора привода ведущих колес (см. рис. 6.5, б и в); вала (полуоси), соединяющего непосредственно ведущее колесо с дифференциалом (рис. 6.12).

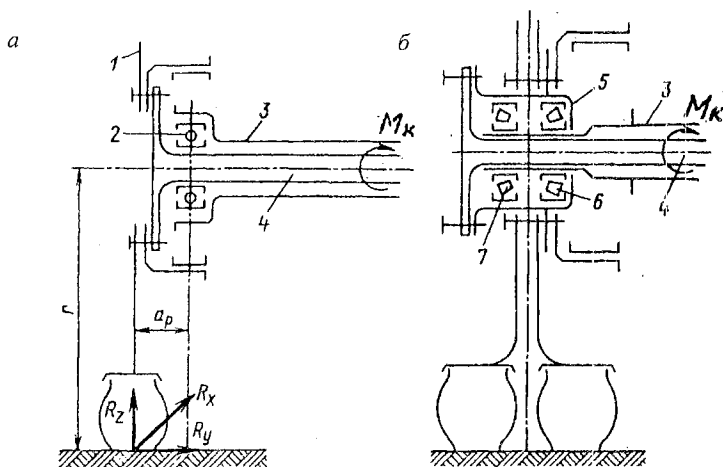


Рис. 6.12. Схемы полуосей:

а – полуразгруженной; б – полностью разгруженной; 1 – колесо; 2, 6 и 7 – подшипники; 3 – кожух полуоси; 4 – полуось; 5 – ступица

Кроме того, к полуоси могут быть приложены изгибающие моменты (рис. 6.12, а) от вертикальной реакции R_z на действие силы тяжести, приходящейся на колесо от касательной реакции дороги R_x , обусловленной тяговой или тормозной силами, и от боковой силы R_y .

возникающей при заносе, движении на повороте или по дороге с поперечным уклоном, а также под действием бокового ветра. Полуоси, применяемые на современных автомобилях, в зависимости от схемы подшипникового узла, определяющей степень их нагруженности изгибающими моментами, бывают двух типов: полуразгруженные и разгруженные.

На легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности применяют обычно полуразгруженные полуоси (см. рис. 6.12, *а*), у которых подшипник 2 установлен между полуосью 4 и ее кожухом 3 на расстоянии a_p от средней плоскости колеса. Благодаря этому реакции R_z и R_x создают на плече a_p изгибающие моменты, действующие на полуось соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а боковая реакция R_y — изгибающий момент, действующий на плече, равном радиусу r колеса. В автобусах и грузовых автомобилях большой грузоподъемности применяют полностью разгруженные полуоси (рис. 6.12, *б*). В этом случае все изгибающие моменты воспринимаются подшипниками 6 и 7, установленными между ступицей 5 колеса и кожухом 3 полуоси, а полуось передает только крутящий момент M_k .

Типичные конструкции полуосей показаны на рис. 6.13. Ступицу или диск колеса можно крепить к полуоси при помощи фланца (рис. 6.13, *а*). Внутренний конец полуоси имеет шлицы, которые вставляют в полуосевую шестерню дифференциала. Если шестерня имеет шлицы не только на внутреннем, но и на наружном конце (рис. 6.13, *б*), то последние используют для соединения с механизмом привода ведущего колеса: шарниром равных угловых скоростей или редуктором привода ведущего колеса.

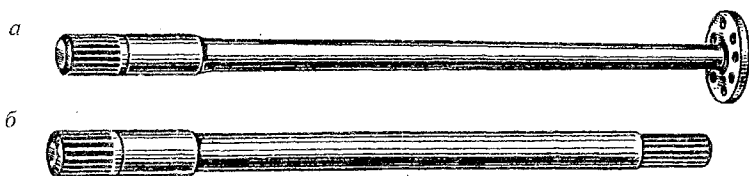


Рис. 6.13. Полуоси:

а — с фланцем и шлицевой нарезкой; *б* — со шлицами на обоих концах

Промежуточный мост используется в большегрузных автомобилях с колесной формулой 6×4 или 6×6 . В этом случае промежуточным мостом является средний мост. Автомобили с колесной

формулой 8×8 , 10×10 и 12×12 имеют соответственно два, три и четыре промежуточных моста.

Промежуточные мосты бывают проходными и непроходными (с индивидуальным приводом). Непроходной промежуточный мост автомобиля МАЗ-64229 (рис. 6.14) состоит из цилиндрических шестерен 10 и 25, межосевого дифференциала 29, ведущей 3 и ведомой 44 конических шестерен и межколесного дифференциала 45.

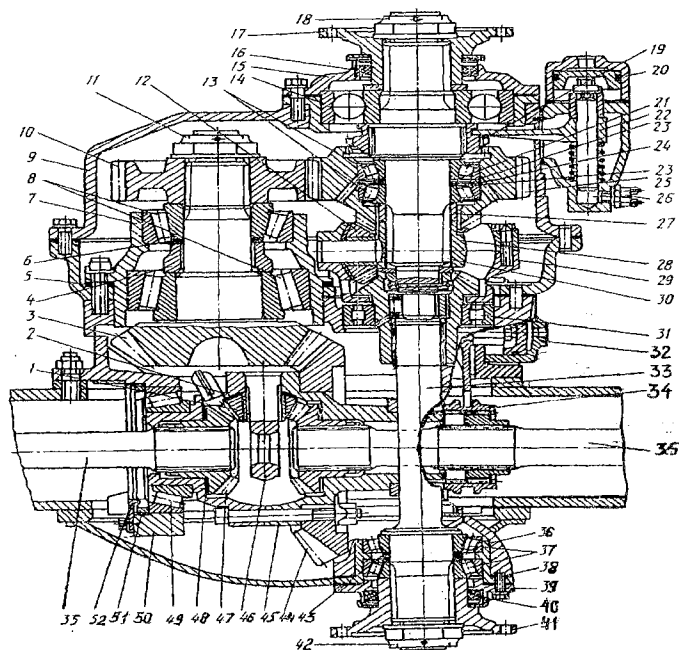


Рис. 6.14. Промежуточный проходной мост автомобиля МАЗ-64229:

1, 12 – сателлиты; 2, 48 – опорные шайбы; 3 – ведущая шестерня; 4, 27 – втулки распорные; 5 – прокладка регулировочная; 6, 21, 43 – шайбы регулировочные; 7, 9 – картеры; 8, 13, 14, 31, 37, 49 – подшипники; 10 – ведомая цилиндрическая шестерня; 11, 18, 42 – гайки; 15, 39 – крышки; 16, 40 – сальники; 17, 41 – фланцы; 19 – муфта блокировки межосевого дифференциала; 20 – механизм блокировки межосевого дифференциала; 22 – вилка включения муфты; 23 – упорная шайба; 24 – стопорная шайба; 25 – ведущая цилиндрическая шестерня; 26 – датчик включения блокировки межосевого дифференциала; 28, 46 – крестовины; 29 – межосевой дифференциал; 30 – вал привода мостов автомобиля; 32 – механизм блокировки межколесного дифференциала; 33 – вал привода заднего моста; 34 – муфта блокировки межколесного дифференциала; 35 – полуоси; 36 – стакан; 38 – болт; 44 – ведомая шестерня; 45 – межколесный дифференциал; 47 – полуосевая шестерня; 50 – крышка; 51 – гайка регулировочная; 52 – стопор

Крутящий момент от карданного вала через фланец 17 и вал 30 привода среднего и заднего мостов передается на крестовину 28 межосевого дифференциала 29, который распределяет крутящий момент на средний и задний мосты автомобиля в отношении 1:1. Межосевой дифференциал 29 имеет механизм принудительной блокировки 20, осуществляемой при необходимости преодоления автомобилем скользких участков дороги.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО	4
2. СЦЕПЛЕНИЕ	13
3. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ	35
3.1. Назначение и основные типы коробок передач	35
3.2. Схема и принцип работы ступенчатых механических коробок передач	36
3.3. Передаточное число передачи	38
3.4. Устройство ступенчатых механических коробок передач ..	38
3.5. Устройство механизмов управления коробкой передач	53
3.6. Гидромеханические коробки передач	58
3.7. Автоматические системы управления переключением передач	66
4. РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА	71
5. КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА	80
5.1. Назначение карданной передачи и типы карданных шарниров	80
5.2. Карданные шарниры неравных угловых скоростей	81
5.3. Карданные шарниры равных угловых скоростей	85
6. МОСТ, ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА, ДИФФЕРЕНЦИАЛ И ПОЛУОСИ	90
6.1. Мост автомобиля	90
6.2. Главная передача автомобиля	93
6.3. Дифференциал	103
6.4. Полуоси	111

Учебное издание

РУКТЕШЕЛЬ Олег Степанович
ДЫКО Геннадий Александрович
МОЛИБОШКО Леонид Александрович
ЯКУТОВИЧ Сергей Геннадьевич

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ. ТРАНСМИССИЯ

Учебно-методическое пособие
для студентов автотранспортных специальностей

Редактор Т.Н. Микулик
Технический редактор О.В. Дубовик
Компьютерная верстка О.В. Дубовик

Подписано в печать 10.10.2008.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 6,74. Уч.-изд. л. 5,27. Тираж 200. Заказ 147.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0131627 от 01.04.2004.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.