

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Масалов Владимир Николаевич
Должность: ректор
Дата подписания: 16.07.2022 22:33:37
Уникальный программный ключ:
f31e6db16690784ab6b50e564da26971fd24641c

С.И. Головин
А.А. Жосан
М.М. Ревякин

Устройство автомобиля

Глава III Трансмиссия



УДК 62-97/-98
ББК 39.33-01

Составители: к.т.н., доцент С.И. Головин, к.т.н., доцент А.А. Жосан, к.т.н., доцент М.М. Ревякин.

Рецензенты:

профессор кафедры автомобилей и автомобильного хозяйства Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Юго-Западный Государственный Университет», доктор технических наук Агеев Евгений Викторович

заведующий кафедрой механизации технологических процессов в АПК Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Орловский государственный аграрный университет имени Н.В. Парахина», кандидат технических наук Булавинцев Роман Алексеевич.

Г61 Устройство автомобиля. Глава III Трансмиссия / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин – Орел: Орловский ГАУ, 2020. – 262 с.

Учебное пособие по изучению конструкции автомобилей предназначено бакалаврам, обучающимся по направлениям подготовки 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов и 23.03.01 – Технология транспортных процессов, а также специалистам, обучающимся по специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства.

© С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин 2020.
© Издательство Орловский ГАУ, 2020.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	8
1 Коробка переключения передач	10
1.1 Назначение и типы коробок переключения передач	10
1.1.1 Условные изображения, принятые для построения кинематических схем	12
1.1.2 Ступенчатая коробка с ручным переключением передач.....	17
1.1.3 Автоматическая трансмиссия	18
1.1.4 Бесступенчатые коробки передач с гибким приводным механизмом (вариаторы)	20
1.1.5 Полуавтоматические многоступенчатые коробки передач	21
1.1.6 Гидрообъемные и электромеханические передачи	22
1.2 Кинематическая схема четырехступенчатой коробки передач, включаемая перемещением шестерен	22
1.3 Ступенчатые коробки передач	27
1.4 Механизмы включения и удержания передач во включенном состоянии	30
1.4.1 Синхронизаторы.....	31
1.4.2 Процесс синхронизации	31
1.5 Конструкция ступенчатых коробок передач.....	39
1.5.1 Диапазон передаточных чисел.....	40
1.5.2 Число передач и плотность ряда передаточных чисел.....	41
1.5.3 Уровень шума, создаваемого при работе	41
1.5.4 Легкость управления.....	42
1.5.5 Двухвальные коробки передач	42
1.5.6 Трехвальные коробки передач.....	47
1.5.7 Многовальные коробки передач.....	50
1.6 Внутренние элементы и механизмы коробки передач	54

1.6.1 Подшипниковые узлы коробок передач, системы смазки ступенчатых коробок передач.....	56
1.7 Основные неисправности и сервисное обслуживание коробок передач.....	57
1.8 Дополнительные и раздаточные коробки передач.....	59
1.9 Взаимосвязь между трансмиссионной проходимостью и управляемостью автомобиля	62
1.10 Раздаточная коробка с заблокированным приводом.....	65
1.11 Раздаточная коробка с дифференциальным приводом и механической блокировкой межосевого дифференциала.....	67
1.12 Конструкция раздаточной коробки с симметричным и несимметричным дифференциалом.....	71
1.12.1 Симметричный межосевой дифференциал трехосного автомобиля с двумя задними ведущими осями	74
1.13 Самоблокирующиеся дифференциалы.....	75
1.13.1 Самоблокирующийся червячный дифференциал.....	76
1.13.2 Самоблокирующийся дифференциал повышенного трения	83
1.13.3 Гидравлические блокирующие устройства дифференциалов.....	86
2 Сухое фрикционное сцепление.....	89
2.1 Принципиальная схема сухого фрикционного сцепления	90
2.2 Конструкция однодискового сцепления легкового автомобиля	91
2.3 Работа сухого фрикционного сцепления.....	93
2.4 Предохранение трансмиссии от динамических нагрузок	94
2.5 Привод выключения сцепления	96
2.5.1 Механический привод сцепления.....	96
2.5.2 Гидравлический привод управления сцеплением	101
2.6 Конструкция двухдискового сцепления грузовых автомобилей и пневмогидравлические усилители привода сцепления	103
2.6.1 Пневмогидравлические усилители.....	105
2.6.2 Принцип работы	106

2.7 Неисправности и сервисное обслуживание сухого фрикционного сцепления.....	108
2.7.1 Неполное выключение сцепления (сцепление «ведет»)	108
2.7.2 Неполное включение сцепления (сцепление «буксует»).....	109
2.7.3 Рывки при работе сцепления.....	110
2.7.4 Повышенный шум при выключении сцепления.....	110
3 Автоматическая трансмиссия	111
3.1 Механизмы передачи крутящего момента и схемотехнические решения, применяемые в автоматической трансмиссии	112
3.1.1 Планетарные механизмы и их применение в автоматических трансмиссиях	112
3.1.1.1 Планетарный механизм со сцепленными сателлитами	123
3.1.1.2 Схема с ведущим большим центральным колесом.....	125
3.1.2 Применение схемотехнических решений Симпсона.....	127
3.2 Автоматическая трансмиссия с электронным управлением МВЗ.....	134
3.2.1 Общее устройство и управление автоматической трехскоростной трансмиссией	135
3.2.1.1 Компоновка автоматической трансмиссии.....	135
3.2.1.2 Управление автоматической трансмиссии.....	137
3.2.1.3 Ручные устройства безопасности переключений.....	138
3.2.1.4 Параметры автоматического переключения передач	141
3.2.2 Элементарное сервисное обслуживание автоматической трансмиссии МВЗ	143
3.2.2.1 Смазка автоматической трансмиссии.....	143
3.2.2.2 Условия проверки уровня масла	143
3.2.2.3 Меры предосторожности при буксировке	145
3.2.3 Гидравлическая передача крутящего момента	146
3.2.3.1 Насос (рабочее колесо).....	147
3.2.3.2 Турбина	147
3.2.3.3 Реакторное колесо.....	148

3.2.3.4 Принцип работы гидравлической передачи	149
3.2.4.1 Планетарные механизмы, применяемые в трехступенчатой автоматической трансмиссии MB3	162
3.2.4.2 Тормоза и фрикционные муфты.....	165
3.2.5 Работа управляющих элементов автоматической трансмиссии.	167
3.2.5.1 Исполнительный цилиндр	167
3.2.5.2 Муфта свободного хода	169
3.2.6 Приборы гидравлических систем автоматических трансмиссий ..	171
3.2.6.1 Насос	172
3.2.6.2 Ротационные насосы.....	172
3.2.6.3 Лопастные насосы.....	175
3.2.6.4 Жиклеры	175
3.2.6.5 Гидравлические клапаны	177
3.2.6.6 Управляющие клапаны	178
3.2.6.7 Предохранительные клапаны	179
3.2.6.8 Многопозиционные управляющие клапаны.....	180
3.2.6.9 Клапаны регуляторы.....	182
3.2.7 Гидравлическая система управления автоматической трансмиссии MB-3	184
3.2.7.1 Масляный насос	185
3.2.7.2 Гидравлический распределитель.....	186
3.2.7.3 Электромагнитные клапаны EL1 и EL2	188
3.2.7.4 Клапан ограничения давления (VLP)	190
3.2.7.5 Клапан выбора диапазона (селектор) VM.....	191
3.2.7.6 Клапан ограничения давления (VRP)	192
3.2.7.7 Вакуумный клапан.....	195
3.2.8 Гидравлическое управление автоматической трансмиссией MB3	196
3.2.9 Диаграмма направления потоков масла в распределителе.....	217
3.3 Автоматические коробки передач с дополнительным (повышающим) планетарным рядом	217

3.3.1 Повышающий планетарный ряд автоматической коробки передач с ленточным тормозом	218
3.3.2 Повышающий планетарный ряд автоматической коробки передач с многодисковым тормозом.....	220
3.3.3 Четырехступенчатая автоматическая трансмиссия легкового автомобиля, собранная по схеме Симпсона-1 с повышающим планетарным рядом.....	221
3.4 Применение схемотехнического решения Симпсона-II в автоматических трансмиссиях.....	226
3.4.1 Четырехскоростная автоматическая трансмиссия легкового автомобиля с тремя планетарными рядами.....	226
3.4.2 Четырехскоростная АКПП, собранная по схеме Симпсона-II без дополнительного планетарного ряда.....	237
3.5 Шестиступенчатая автоматическая трансмиссия, собранная по схеме Лепелетира.....	242
3.6 Ремонт и сервис автоматических трансмиссий	252
Заключение	255
Список использованной литературы.....	256

ВВЕДЕНИЕ

Коробка переключения передач (КПП) – это механизм, который преобразует крутящий момент, передающийся ведущим колесам от коленчатого вала двигателя, по величине и направлению. Именно с помощью коробки передач автомобиль способен двигаться вперед и назад, а его двигатель – отключаться от ведущих колес. Изменение силы тяги и величины крутящего момента на ведущих колесах автомобиля производится путем зацепления шестерен с различным числом зубьев в механизме коробки переключения. Кроме того, при переключении коробки передач в нейтральное положение, обеспечивается “отключение” двигателя автомобиля и сцепления от остальных механизмов трансмиссии. Это может быть полезно, например, при движении автомобиля накатом или при стоянке на перекрестке в ожидании разрешающего сигнала светофора.

Коробки переключения передач бывают:

1. Механические (МКПП) – такие коробки отличаются высоким коэффициентом полезного действия при наименьшем весе. Обеспечивают более динамичный разгон автомобиля и экономичный расход топлива.

2. Автоматические (АКПП) – эти коробки отличаются простотой использования, но вместе с тем довольно “задумчиво” переключают передачи и заметно увеличивают расход топлива.

3. Роботизированные – представляют собой некий симбиоз механической и автоматической коробки переключения передач. По сути, это механическая коробка передач с электронным управлением включения сцепления, однако такой вид коробки передач уступает в четкости переключений коробке-автомату.

4. Бесступенчатые (вариаторы) – от всех вышеперечисленных видов коробок передач отличается отсутствием непосредственно самих передач. То есть передаточное число в нем изменяется плавно, без ступеней. Однако ши-

рокому применению вариаторов в автомобилях препятствует то обстоятельство, что в силу конструктивных особенностей, в большинстве случаев, ремень передачи крутящего момента не выдерживает высоких мощностей современных автомобильных двигателей.

1 КОРОБКА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

1.1 Назначение и типы коробок переключения передач

Эту главу посвятим коробкам переменных передач и раздаточным коробкам – той части трансмиссии автомобиля, которая не только передает крутящий момент от двигателя к ходовой части, но и по желанию водителя или в автоматическом режиме может изменять этот крутящий момент и по величине, и по направлению.

В Учебном пособии довольно часто применяется термин «крутящий момент», надеюсь, что вы имеете представления о том, что это такое. Очень коротко, для пояснения. Гайку затягивают гаечным ключом, прилагая усилие к его рукоятке. Если рукоятка ключа короткая, то для обеспечения требуемой затяжки резьбового соединения потребуется большее по величине усилие, а если рукоятка длинная – прилагаемое усилие будет меньшим.

Для того чтобы автомобиль стронуть с места, крутящего момента, создаваемого двигателем недостаточно. Проведем простой опыт (см. рисунок 1.1).

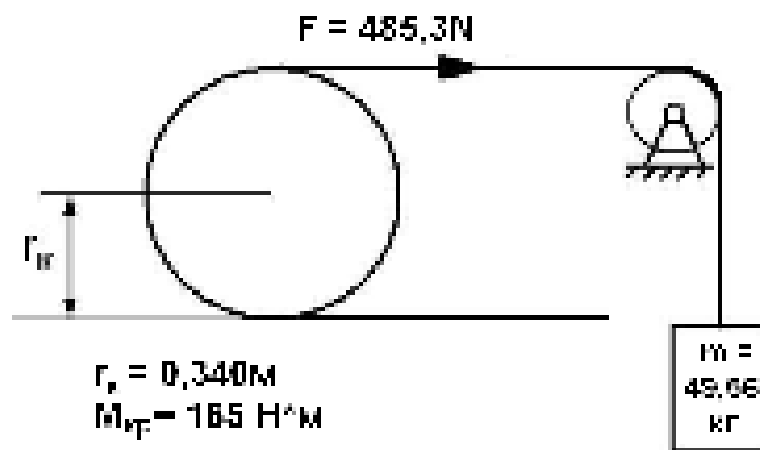


Рисунок 1.1 – Схема расчета массы груза, способного создать на колесе крутящий момент, равный моменту, снимаемому с коленчатого вала двигателя.

Допустим, двигатель создает крутящий момент на коленчатом валу равный 165 Ньютон на метр. На автомобиле установлены колеса 235/70 R14. Это

значит, что ширина шины 235 мм, а высота профиля шины – 70% от ширины, что равно 165 мм. Посадочный размер обода 14 дюймов.

Подсчитаем радиус колеса. Учитывая, что дюйм равен 25,4 миллиметра, получим около 340 мм. На таком плече (радиусе колеса) двигатель способен создать тяговое усилие всего то 485,3 Ньютон, что, согласно приведенной схеме, равносильно усилию, создаваемому грузом массой около 50 килограмм. Ну и как вы думаете, сможет ли груз, подвешенный указанным на схеме образом, сдвинуть с места автомобиль, массой около 1500 килограмм? Но автомобиль надо не просто сдвинуть с места, но и разогнать до весьма приличной скорости в 100 километров в час за 7,5...11,0 секунд. А это уже зависит от мощности двигателя.

Значит, для того, чтобы стронуть с места и разогнать автомобиль нам потребуется довольно большое тяговое усилие на ведущем колесе. Радиус колеса не меняется, следовательно, для получения большого тягового усилия нам потребуется увеличить крутящий момент. Вот эта задача и стоит перед коробкой переменных передач. Первая передача, при включении которой автомобиль трогается с места, обеспечивает самый высокий крутящий момент. Но скорость движения на первой передаче невысокая. Значит, увеличивая крутящий момент, мы потеряли в скорости. Естественно, ведь увеличение крутящего момента невозможно было получить из ничего. Выигрывая в одном – проигрываем в другом, таков закон сохранения количества движений.

Подумайте, а можно ли с помощью коробки переключения передач увеличить мощность? Конечно же, нет. Мощность – аналог работоспособности. Мы увеличили усилие, но потеряли во времени, следовательно, груз-то мы подняли больший по массе, но на это мы потратили больше времени. Значит, работоспособность (мощность) осталась прежней.

Теперь попробуем уяснить как, меняя скорость вращения, мы можем изменить величину крутящего момента.

Для начала необходимо научиться читать и составлять кинематические схемы. Это все вы должны были изучить в курсе технического черчения или

технической механики, но на всякий случай повторим...

1.1.1 Условные изображения, принятые для построения кинематических схем

Что же такое кинематическая схема?

Если вам предложить к рассмотрению чертеж коробки передач, то, наверное, не многие смогут безошибочно определить, как происходит переключение передач, и какие из множества деталей принимают участие в передаче крутящего момента при этом положении рычага переключения передач. Значительно проще понять принцип работы, если с чертежа убрать мелкие детали, которые, конечно же, играют важную роль в работе узла, но серьезно затрудняют чтение чертежа.

Для построения кинематической схемы воспользуемся условным изображением зубчатых колес, валов и их опор, переключающих устройств, упуская сальниковые уплотнения, стопорные детали и тому подобное (см. рисунок 1.2).

Вал – вращающаяся деталь механизма. Через вал может передаваться крутящий момент.

Ось – неподвижная деталь механизма. Следовательно, через ось крутящий момент передать невозможно.

На оси может быть установлено зубчатое колесо. Для обеспечения его вращения ступица зубчатого колеса должна быть снабжена подшипником. В автомобилях применяются подшипники скольжения и качения. Подшипник может быть шариковым, шариковым упорным, роликовым цилиндрическим или роликовым коническим. Применяют подшипники двухрядные сферические, которые могут быть шариковыми и роликовыми. На кинематических схемах тип подшипников не указывается.

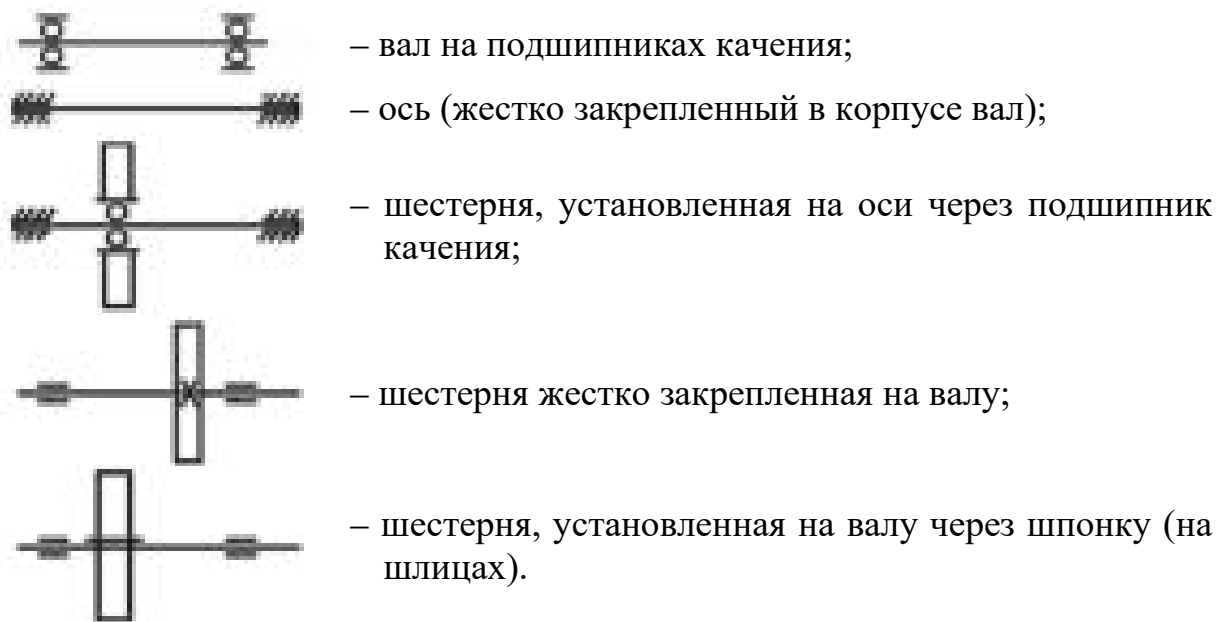


Рисунок 1.2 – Условные изображения, принятые для построения кинематических схем.

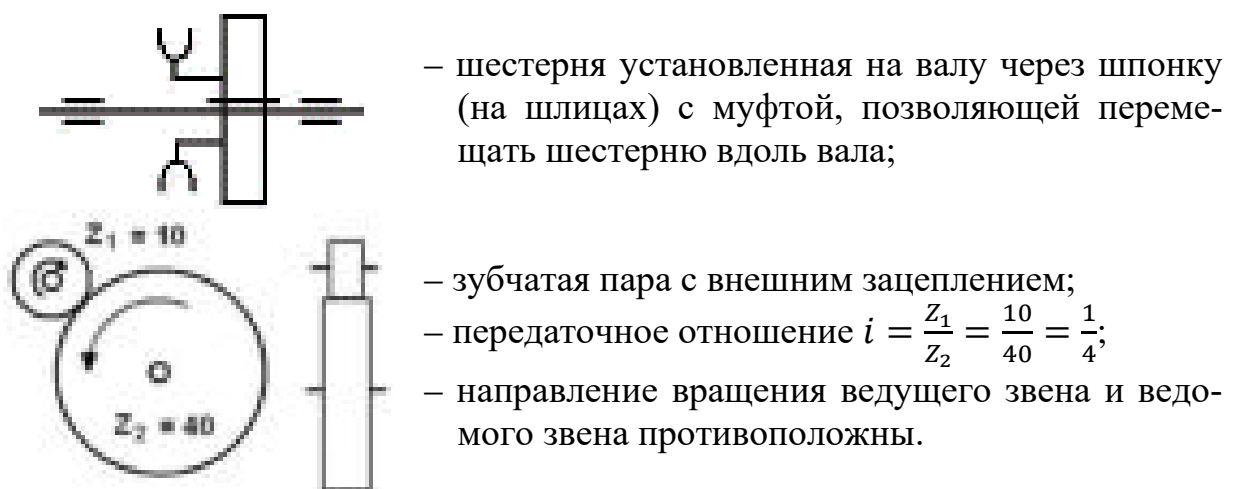


Рисунок 1.3 – Условные изображения, принятые для построения кинематических схем (продолжение).

Шестерня на валу может быть установлена на шпонке или на шлицах, причем, передача крутящего момента может происходить как от вала к шестерне, так и в обратном направлении. В некоторых случаях (см. рисунок 1.3) необходимо обеспечить подвижность такого соединения вдоль вала, при этом от колеса к валу должна сохраняться способность к передаче крутящего момента.

Для перемещения зубчатого колеса вдоль оси или вала применяется муфта – специально выполненное устройство с проточкой для установки

управляющей вилки. С помощью вилки происходит продольное перемещение зубчатого колеса по валу.

Переключение передачи может производиться не только перемещением самого зубчатого колеса, но и перемещением зубчатой муфты, которая соединена с валом через шпонку или шлицы, а зубчатое колесо на валу может свободно вращаться. В этом случае на колесе и на подвижной муфте выполнены зубчатые венцы, через которые при соединении колеса с муфтой будет передаваться крутящий момент.

Сопрягающиеся зубчатые колеса могут иметь различное количество зубьев, однако форма зубьев у сопрягающихся колес должна быть одинакова. Форма зуба определяется параметром зубчатой передачи, которое носит название «модуль зуба».

Передаточное отношение зубчатой пары определяется количеством зубьев, которые имеет шестерня (малое зубчатое колесо) и большое зубчатое колесо. Передаточное отношение может обозначаться латинской буквой (i) или буквосочетанием ($U_I; U_{II}; U_{III} \dots U_i$). Римская цифра возле латинской буквы U означает передачу в коробке переменных передач.

Если крутящий момент передается от шестерни (малого зубчатого колеса) к большому зубчатому колесу – происходит снижение скорости вращения. В приведенном выше примере в случае передачи крутящего момента от шестерни к колесу произойдет снижение скорости вращения ведомого звена в четыре раза, при этом произойдет увеличение крутящего момента также в четыре раза.

Вы заметили, что при прямом соединении зубьев ведущего и ведомого звена происходит реверсирование, то есть изменение направления движения на противоположное. Если же возникает необходимость придать ведомому звену совпадающее по направлению с ведущим звеном вращение (см. рисунок 1.4), в зубчатое зацепление вводят промежуточное звено. Такая схема наиболее часто применяется в коробках передач для обеспечения движения автомобиля назад.

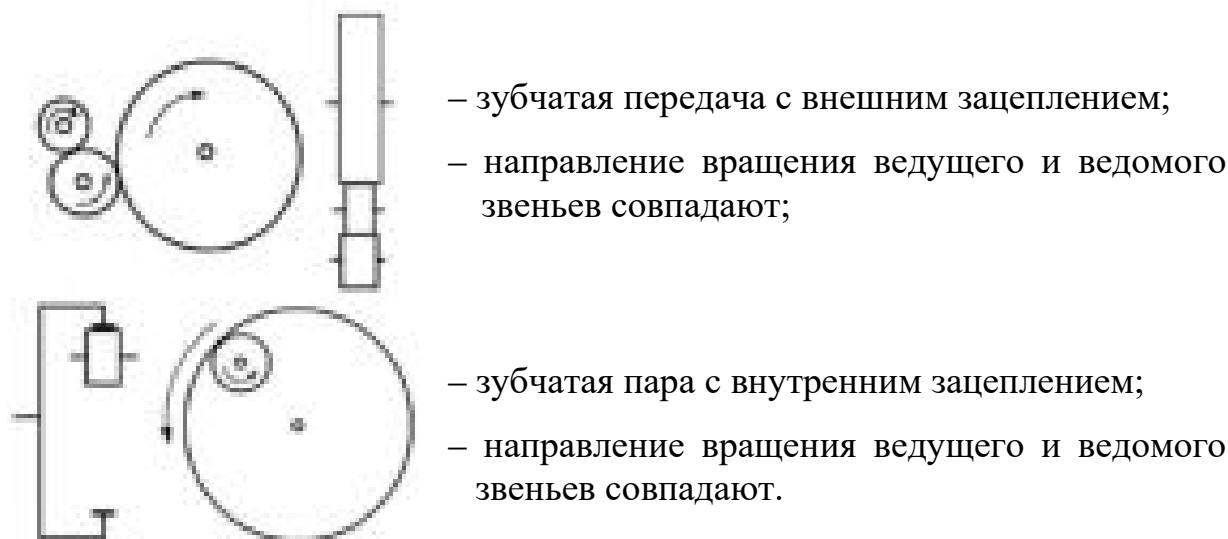


Рисунок 1.4 – Условные изображения, принятые для построения кинематических схем (продолжение).

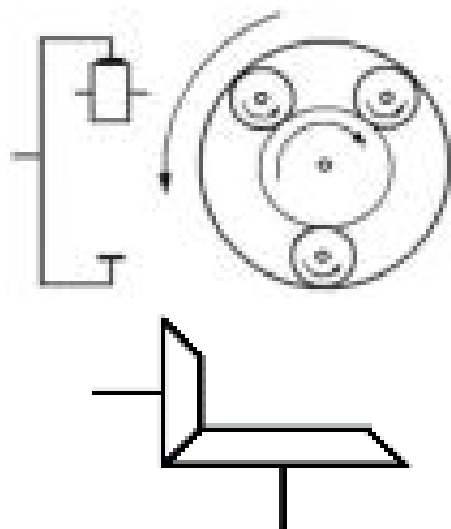
Одинаковое по направлению вращение получается, если в зацеплении находятся два зубчатых колеса, причем одно с наружным зубчатым венцом, а второе – с внутренним зубчатым венцом. Однако такое зацепление в коробках передач применяется редко. Исключение – планетарная передача, которая состоит из целого набора зубчатых колес с наружным и внутренним зацеплением.

Планетарные передачи нашли широкое применение в автоматической трансмиссии, в раздаточных коробках передач в качестве межосевого дифференциала, если возникает необходимость неравномерного распределения крутящего момента между ведущими осями внедорожника.

О планетарных передачах мы подробно будем говорить при изучении автоматических коробок передач. Пока же остановимся только на обзорной информации.

На верхнем рисунке 1.5 изображена однорядная планетарная передача, имеющая одно малое центральное колесо, которое обычно называют «солнечным»; три сателлита, или как их называют «планетарных» зубчатых колеса (шестерен); большого центрального колеса, которое принято называть «эпициклическим».

И последний вид зубчатых колес, о которых мы хотим рассказать в этом параграфе, – конические зубчатые передачи.



– планетарная передача (одно из трех звеньев ведущее, второе – ведомое, третье должно быть остановлено);

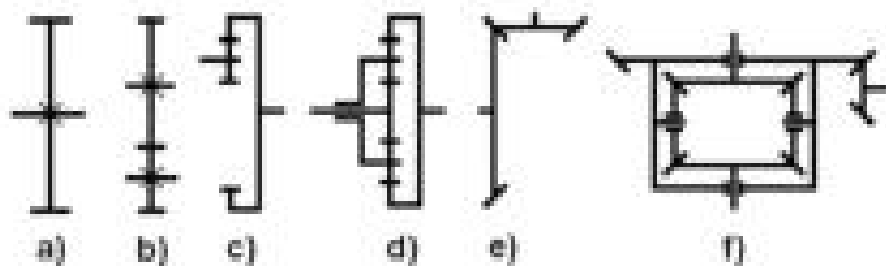
– зубчатая коническая передача (такой тип передачи применяется в качестве главной при продольном расположении двигателя, а также в дифференциалах).

Рисунок 1.5 – Условные изображения, принятые для построения кинематических схем (продолжение).

В коробках передач такой вид зубчатых передач не применяется. Исключение – применение конических зубчатых колес в коробках передач, объединенных в одном корпусе с главной передачей. И то, только если возникает необходимость развернуть крутящий момент под углом в 90° .

Теперь мы должны договориться об условном изображении зубчатых колес, чтобы не рисовать на кинематических схемах само зубчатое колесо.

На рисунке 1.6 показано условное изображение зубчатых передач, применяемое в кинематических схемах.



а – зубчатое колесо, жестко соединенное с валом; б – цилиндрическая зубчатая передача с наружным зацеплением; в – цилиндрическая зубчатая передача с внутренним зацеплением; г – планетарный ряд (планетарный редуктор); д – коническая зубчатая передача; е – главная передача с симметричным дифференциалом.

Рисунок 1.6 – Условные изображения, принятые для построения кинематических схем (окончание).

Теперь предлагаем провести сравнительный анализ ступенчатой коробки передач с ручным и автоматическим переключением передач.

1.1.2 Ступенчатая коробка с ручным переключением передач

На транспортном средстве, снабженном двигателем, трансмиссия выполняет следующие функции:

- Осуществляет связь между двигателем и ведущими колесами;
- Позволяет эту связь быстро разъединить или плавно соединить, то есть передавать крутящий момент от двигателя к ведущим колесам без ударных нагрузок. Эту роль в трансмиссии играет муфта сцепления.
- Позволяет изменять передаточные отношения трансмиссии для обеспечения приемлемых тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля и подобрать крутящий момент, передаваемый от двигателя к ведущим колесам в зависимости от дорожных условий и пожеланий водителя.

Часть этих функций возложена на коробку передач.

В ручной ступенчатой коробке передач, выбор передаточных чисел производится водителем введением в зацепление одной из нескольких комбинаций шестерен с различными передаточными отношениями. При ступенчатом изменении от одного передаточного отношения к другому требуется серия дополнительных действий: выключение сцепления, выведение ранее включенной шестерни (блокирующей муфты) из зацепления, введение в зацепление шестерни (блокирующей муфты) следующей передачи и плавное включение сцепления. Последовательность этих действий, особенно в случае управления автомобилем в условиях сложного городского движения, вызывает утомление водителя и отвлекает его от наблюдения за дорожной обстановкой.

На рисунке 1.7 схематически изображена коробка передач с ручным их переключением, устанавливаемая на переднеприводной автомобиль с продольным расположением двигателя.

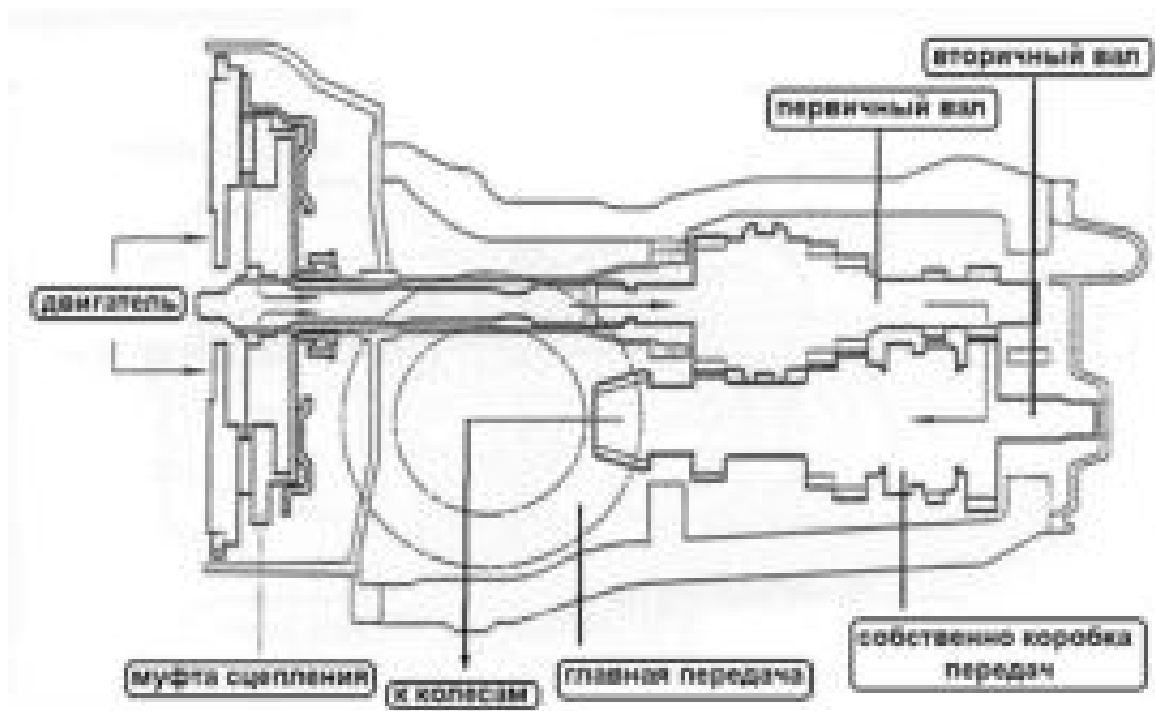


Рисунок 1.7 – Схематическое изображение двухвальной коробки передач с ручным их переключением.

Крутящий момент от маховика двигателя через муфту сцепления передается на первичный вал коробки передач, вторичный вал у приведенной для примера двухвальной коробки передач, расположен под первичным. В состав коробки передач входят зубчатые колеса и блокирующие муфты с синхронизаторами, на конце вторичного вала установлена ведущая коническая шестерня главной передачи, находящейся в постоянном зацеплении с зубчатым колесом, передающим вращение через дифференциал к колесам.

1.1.3 Автоматическая трансмиссия

Автоматическое переключение передач означает, что её применение позволяет водителю получить свободу от обязанностей производить повторяющиеся и утомительные действия, связанные с выбором и изменением передаточного отношения.

Гидротрансформатор автоматической трансмиссии заменяет фрикцион-

ную муфту сцепления. Это значительно облегчает труд водителя и предупреждает появление усталости и стресса, вызванного вождением в сложных городских транспортных потоках. Кроме того, автоматическая трансмиссия позволяет быстро и безошибочно выбрать необходимую передачу крутящего момента от двигателя к ведущим колесам во всех ситуациях.

Переключения производятся автоматически при оптимальном выборе времени и отсутствия разрыва передачи крутящего момента. Таким образом, автоматическая трансмиссия позволяет двигателю действовать в диапазоне его наилучшей производительности, экологичности и экономичности.

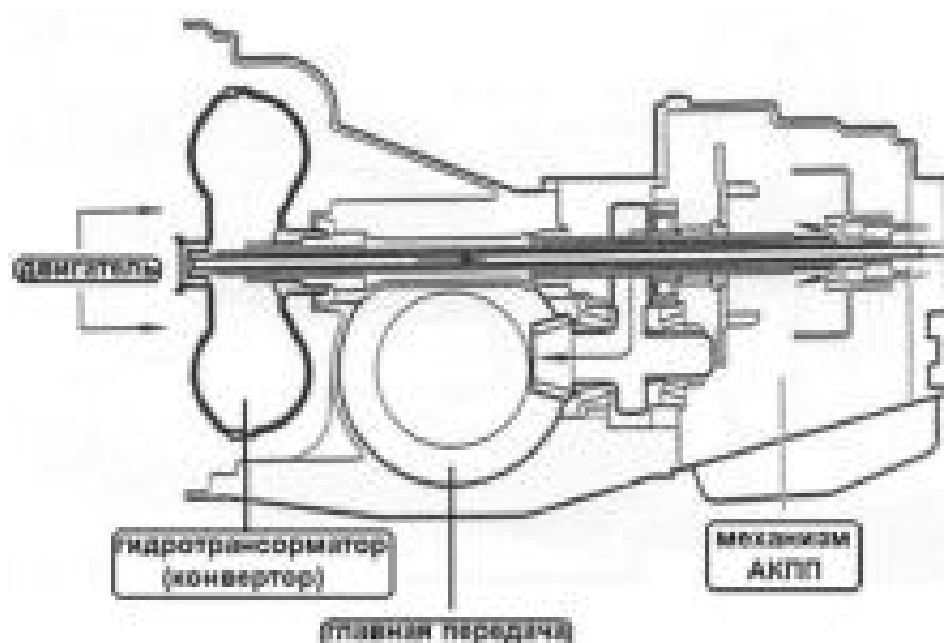


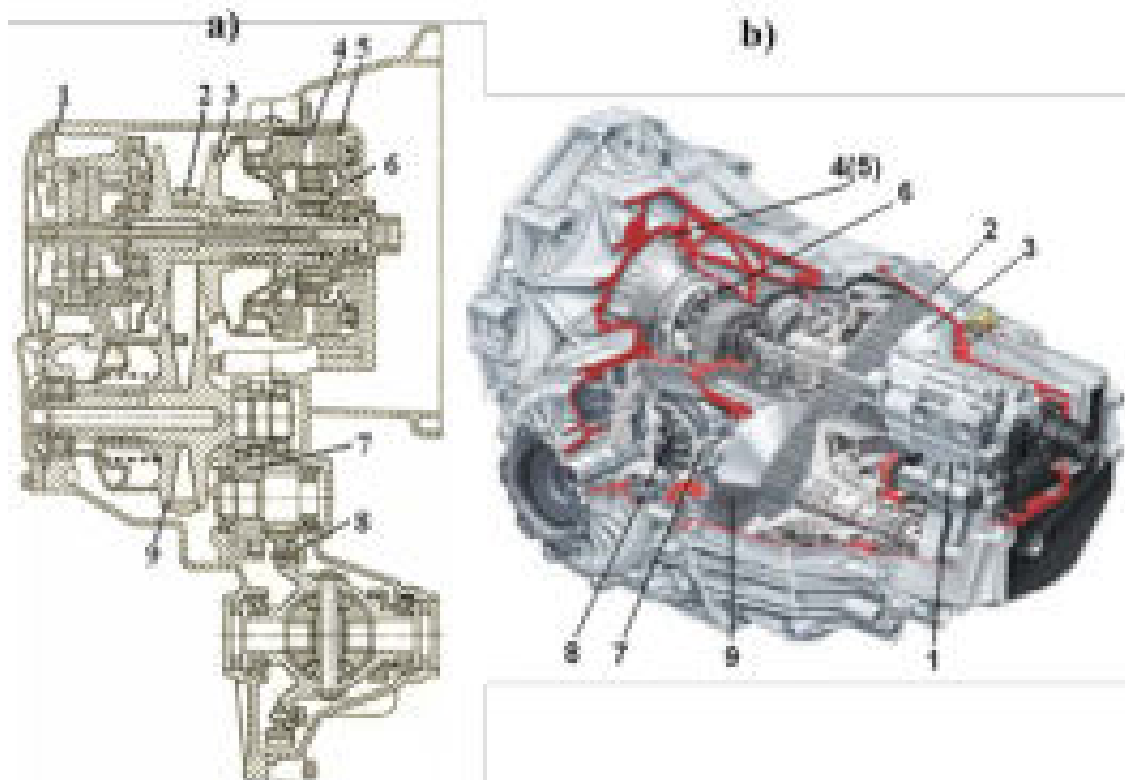
Рисунок 1.8 – Схематическое изображение автоматической трансмиссии.

На рисунок 1.8 схематически изображена автоматическая трансмиссия, у которой вместо фрикционной муфты устанавливается гидротрансформатор, осуществляющий гибкую гидравлическую связь с механизмами автоматической трансмиссии. В состав автоматической трансмиссии входят планетарные передачи (ряды), и автоматически включаемые тормоза, и муфты. Финальная передача автоматической трансмиссии соединена с конической ведущей шестерней главной передачи, а её ведомое колесо, присоединенное к дифференциалу, передает крутящий момент на колеса.

1.1.4 Бесступенчатые коробки передач с гибким приводным механизмом (вариаторы)

Из всех типов бесступенчатых передач наиболее широкое внедрение получили гидродинамические (гидротрансформаторы), которые применяются в сочетании с автоматически управляемой ступенчатой коробкой – гидромеханические передачи. Все зарубежные фирмы, выпускающие легковые автомобили, предлагают устанавливать на своих автомобилях гидромеханические передачи по заказам потребителя за дополнительную плату. Продолжающееся совершенствование гидромеханических передач в направлении повышения КПД и соответственно топливной экономичности автомобиля приведет к более широкому применению этих передач на автомобилях различного назначения.

Бесступенчатые передачи фрикционного типа (см. рисунок 1.9) (вариаторы с гибкой связью) вначале появились на автомобилях малого класса («FIAT UNO», «HONDA CIVIC» и др.), затем, с изобретением клиновых сегментных ремней, соединенных тонкими несущими металлическими лентами, вариаторы стали устанавливаться и на автомобили среднего класса. Интенсификация разработки бесступенчатых передач этого типа рядом ведущих европейских автомобильных фирм («VAG», «Ford» и др.) и некоторыми японскими автомобилестроительными концернами («Honda» «Mazda» и др.) позволяет ожидать, что применение таких передач уже в ближайшие годы расширится.



1 – насосный узел и гидравлический распределитель; 2 – клиновой ремень (сегментная цепь); 3 – ведущий регулируемый конический шкив; 4 – фрикционная блокирующая муфта переднего хода; 5 – тормоз каретки водила заднего хода; 6 – планетарная передача переключения переднего и заднего хода; 7 – финальная цилиндрическая передача; 8 – главная передача со стыкованным с ней дифференциалом; 9 – ведомый регулируемый конический штифт.

Рисунок 1.9 – Бесступенчатая коробка передач (вариатор) автомобиля с поперечным а и продольным б расположением двигателя.

1.1.5 Полуавтоматические многоступенчатые коробки передач

На большегрузных автомобилях-тягачах, работающих в составе автопоезда, устанавливаются многоступенчатые коробки передач с числом ступеней 12-24. Ручное переключение передач в такой коробке вызывает затруднение. В большинстве конструкций многоступенчатых коробок передач их переключение водитель выполняет с помощью рычага, снабженного кнопкой или флажком для выбора повышающего или понижающего режима. В конце 80-х

годов появлялись конструкции многоступенчатых коробок передач, где процесс переключения передач частично автоматизирован на основе применения микропроцессорной техники. На панели приборов высвечивается порядковый номер включенной передачи, а их переключение производится джойстиком. На городских маршрутных автобусах широкое применение получили как ступенчатые полуавтоматические, так и бесступенчатые автоматические коробки передач с микропроцессорным управлением.

1.1.6 Гидрообъемные и электромеханические передачи

На строительной и карьерной технике широкое применение получили гидрообъемные и электромеханические передачи. В гидрообъемной передаче двигатель соединен с гидравлическим насосом высокой производительности. Гидромоторы устанавливаются на колеса, а также на агрегаты исполнительных механизмов. Достоинства гидрообъемной передачи: сравнительно высокий КПД, реверсивность, большой диапазон передач. Гидрообъемные передачи позволяют, не применяя сложных механических передающих устройств, осуществлять как вращательное, так и поступательное движение рабочих органов. Электромеханические передачи применяются в основном на автомобилях большой грузоподъемности. В частности, они установлены на всех автомобилях БелАЗ грузоподъемностью 75 т и выше.

1.2 Кинематическая схема четырехступенчатой коробки передач, включаемая перемещением шестерен

На рисунок 1.10 представлена кинематическая схема четырехступенчатой трехвальной коробки передач с переключением способом введения в зацепление зубчатых колес. Давайте немного подробнее рассмотрим, как же производится переключение передач с целью увеличения крутящего момента,

передаваемого от двигателя через ведущий вал 1 коробки передач на её ведомый вал 16.

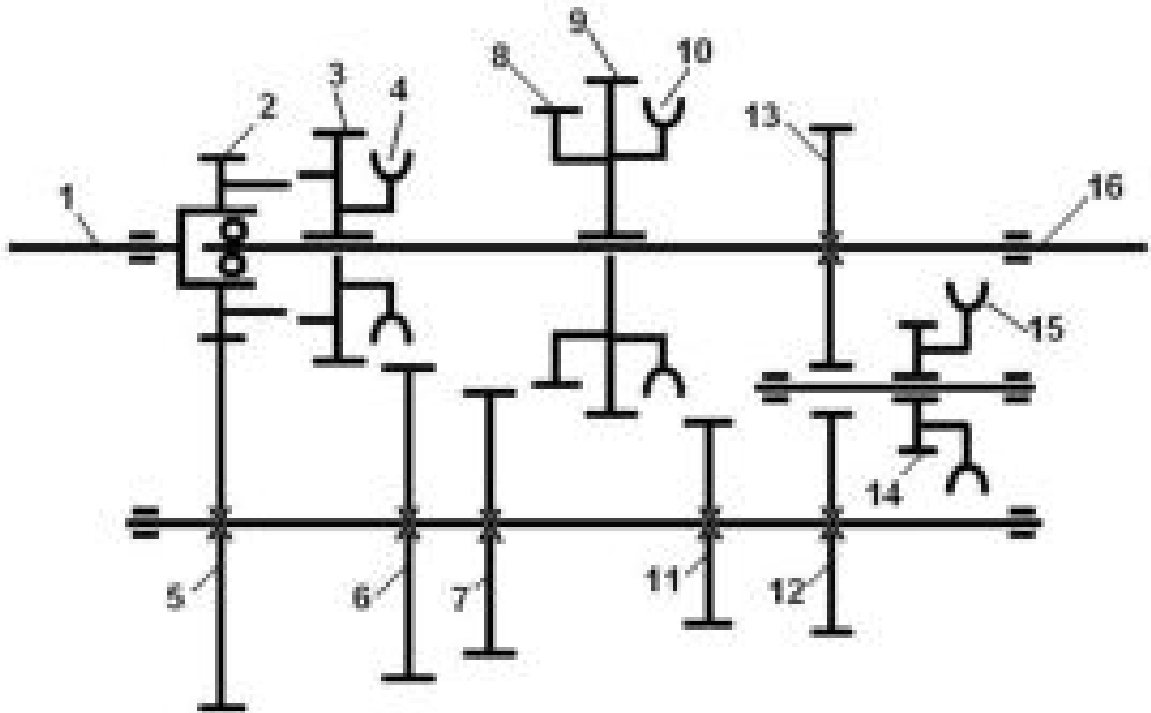


Рисунок 1.10 – Кинематическая схема четырехступенчатой трехвальной коробки передач.

На схеме показана коробка переключения передач в нейтральном положении. Это значит, что у стоящего на месте автомобиля при заведенном двигателе ведущий вал 1, связанный с коленчатым валом двигателя через фрикционную муфту сцепления, вращается, а ведомый вал 16, связанный через карданную передачу с редуктором ведущего моста, не вращается.

Рассмотрим передачу крутящего момента при включении первой передачи (см. рисунок 1.11).

Крутящий момент через ведущий вал 1 и его зубчатый венец 2, сделанный как одно целое с валом 1 передается на ведущее зубчатое колесо 5 блока шестерен промежуточного вала.

Вспомнив, что значит символ (X), изображенный в точке соединения шестерни с валом, мы поймем, что шестерня 5 вращает не только промежуточный вал, но и все промежуточные шестерни 6, 7, 11 и 12, установленные на ней. Представим, что водитель рычагом переключения передач, соединенным

через тяги с муфтой 10, переместит шестерню 9 вправо, введя в зацепление зубья шестерен (зубчатых колес) 11 и 9. Вспомните, как обозначаются подвижные шестерни, связанные с валом через шпонку или шлицы. Значит, зубчатое колесо 9 вошло в зацепление с шестерней 11 и принимает через неё крутящий момент от промежуточного вала.

В свою очередь, зубчатое колесо 9, соединенное с выходным валом через шлицы, передает ему крутящий момент. Обратите внимание, что выходной вал коробки передач, который называют «вторичным валом», не имеет жесткого соединения с первичным валом. Вторичный вал имеет две опоры. Выходной конец вторичного вала опирается через подшипник качения на корпус коробки, а второй конец вала через подшипник, установленный в выточке первичного вала, опирается на него.

Промежуточный вал, выполненный как одно целое с набором шестерен, опирается на корпус коробки через два подшипника, установленных по обоим концам вала. Тип подшипников на кинематической схеме обычно не указывается.

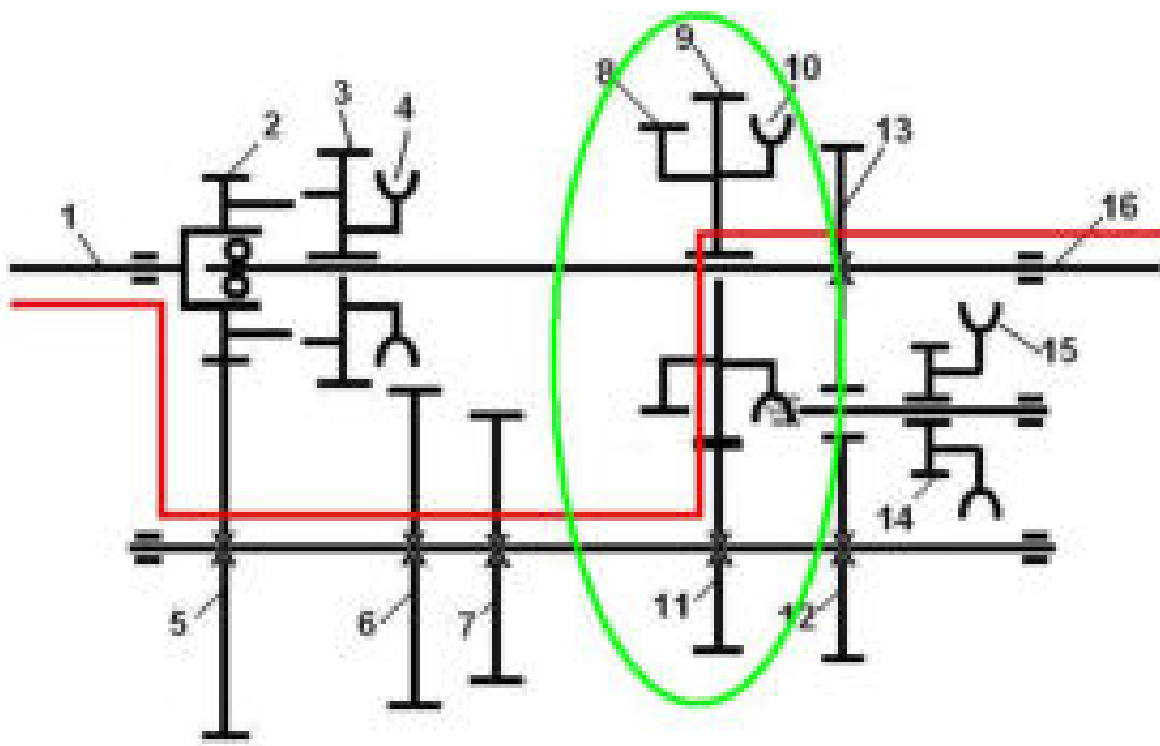


Рисунок 1.11 – Передача крутящего момента при включении первой передачи.

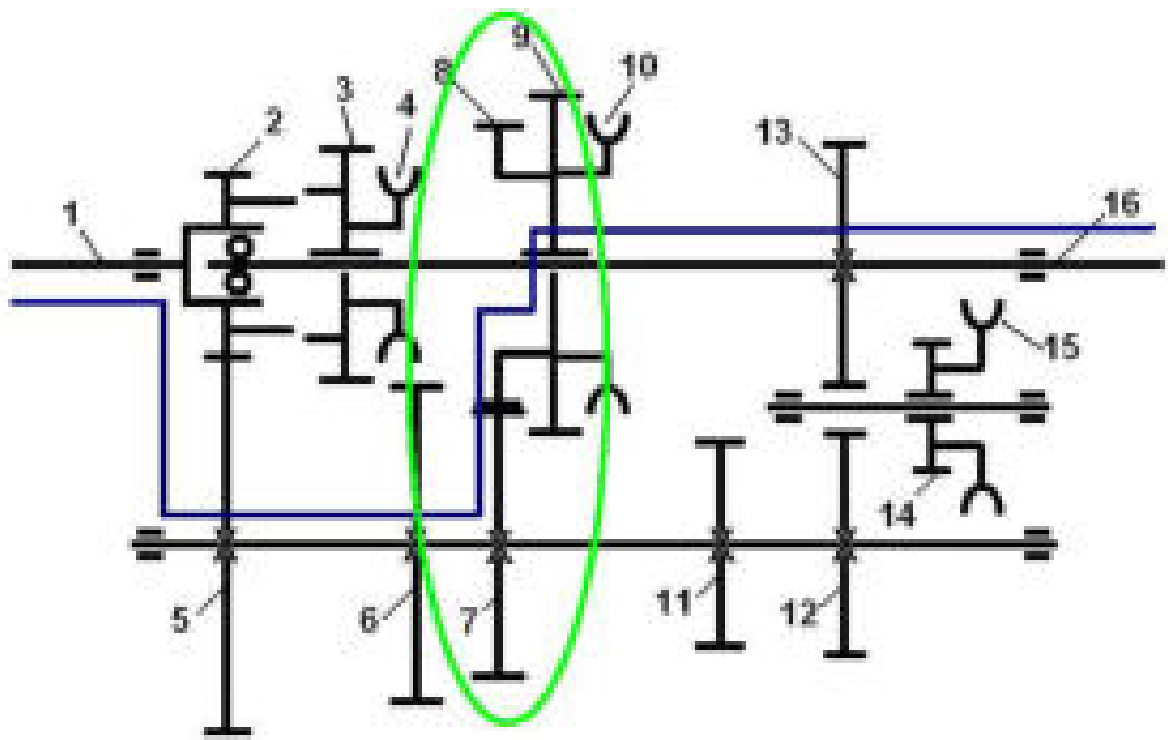


Рисунок 1.12 – Передача крутящего момента при включении второй передачи.

Теперь рассмотрим передачу крутящего момента при включении второй передачи. Включение производится перемещением зубчатого колеса 9 (см. рисунок 1.12) влево до введения в зацепление с промежуточной шестерней 7. В этом случае крутящий момент, подаваемый через входной (первичный) вал 1 коробки передач и его зубчатый венец 2, передается на зубчатое колесо 5, выполненное заодно с промежуточным валом. Далее через зубчатое колесо 7 крутящий момент передается на шестерню 8, выполненную заодно с зубчатым колесом 9. Судя по схеме, зубчатое колесо 7, соответствующее второй передаче, имеет больший диаметр, чем зубчатое колесо 11, через которое осуществляется передача крутящего момента на первой передаче. Здесь же видно, что диаметр шестерни 8 меньше диаметра соседнего зубчатого колеса 9. Это значит, что при одной и той же скорости вращения входного звена (ведущего вала 1) на второй передаче ведомый вал 16 будет вращаться быстрее, чем это происходит на первой передаче. Однако крутящий момент, снимаемый с ведомого вала 16 на второй передаче, меньше крутящего момента, снимаемого с того же вала при включении первой передачи.

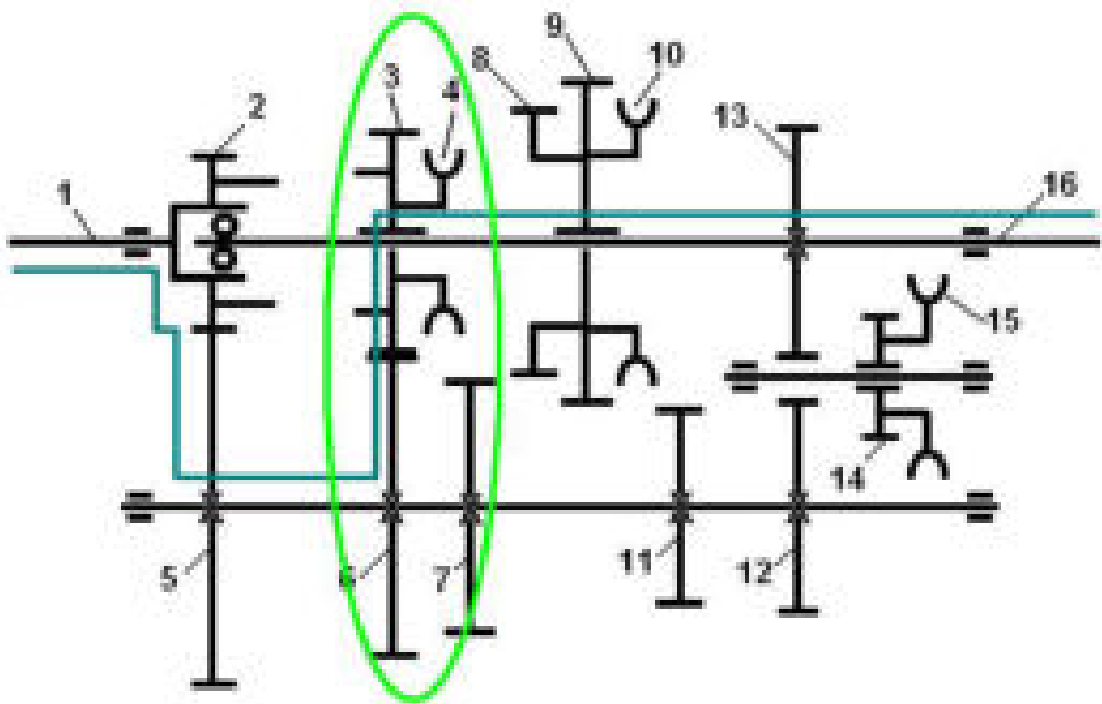


Рисунок 1.13 – Передача крутящего момента при включении третьей передачи.

Рассмотрим, как происходит передача крутящего момента на третьей передаче. С помощью муфты 4 (см. рисунок 1.13) переведем шестерню 3 вправо до введения в зацепление с промежуточным зубчатым колесом 6. Надеюсь, что вы сами сможете описать передачу крутящего момента на третьей передаче.

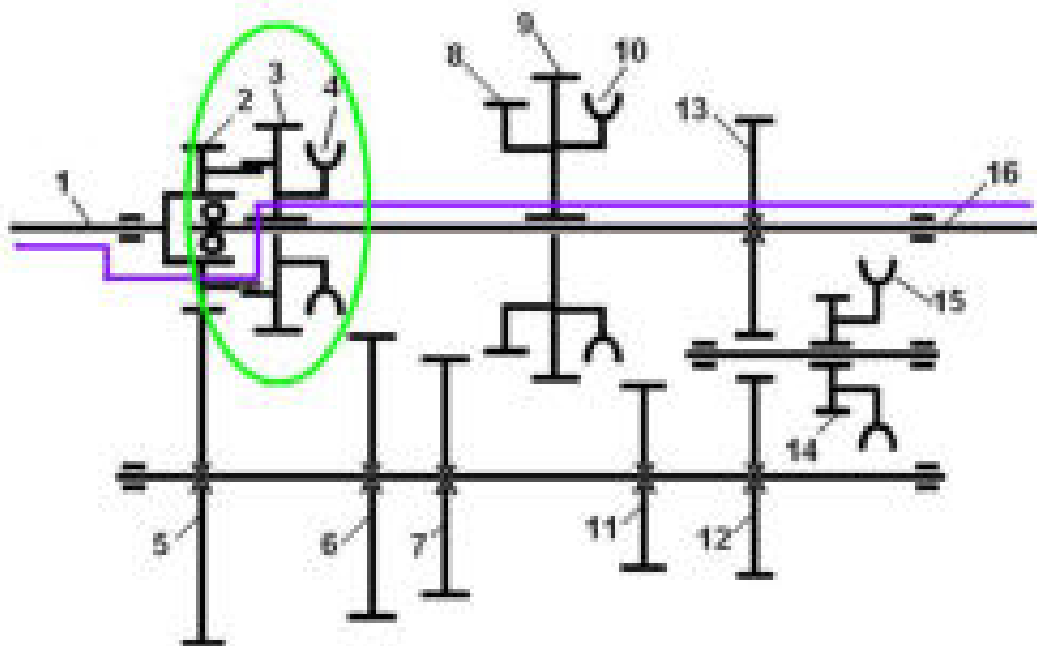


Рисунок 1.14 – Передача крутящего момента при включении четвертой передачи.

В четырехступенчатой коробке переключений передач самая высокая передача – четвертая (см. рисунок 1.14). Эта передача называется «прямой». Ведомый и ведущий вал на прямой передаче вращаются с одной скоростью, следовательно, крутящий момент, передаваемый коробкой на прямой передаче, не меняет своей величины и направления.

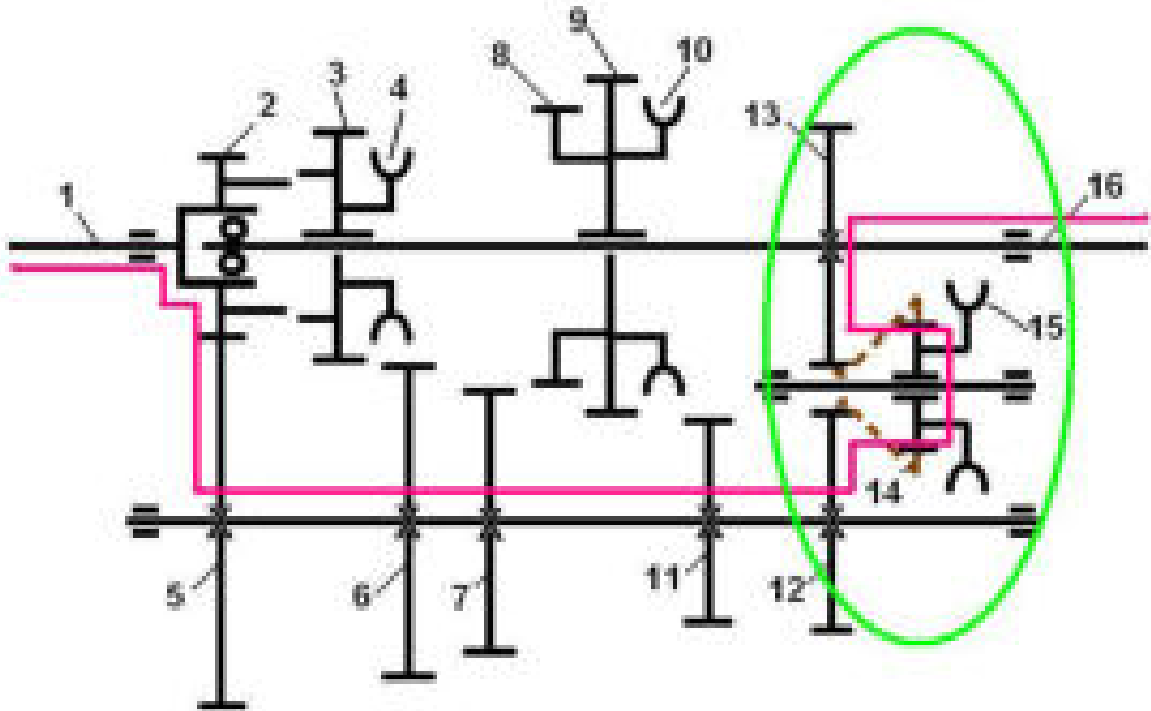


Рисунок 1.15 – Передача крутящего момента при включении заднего хода.

Задняя передача (см. рисунок 1.15) включается перемещением влево подвижной шестерни заднего хода 14 за муфту 15 введением в зацепление, которая занимает промежуточное положение между шестернями 12 и 13. Вспомните рассмотренный выше пример, изображенный на рисунке 1.04, когда передача крутящего момента производится через дополнительную промежуточную шестерню.

1.3 Ступенчатые коробки передач

Рассмотренный выше тип коробки передач не в полной мере отражает конструкцию автомобильной КПП, так как включение любой передачи будет

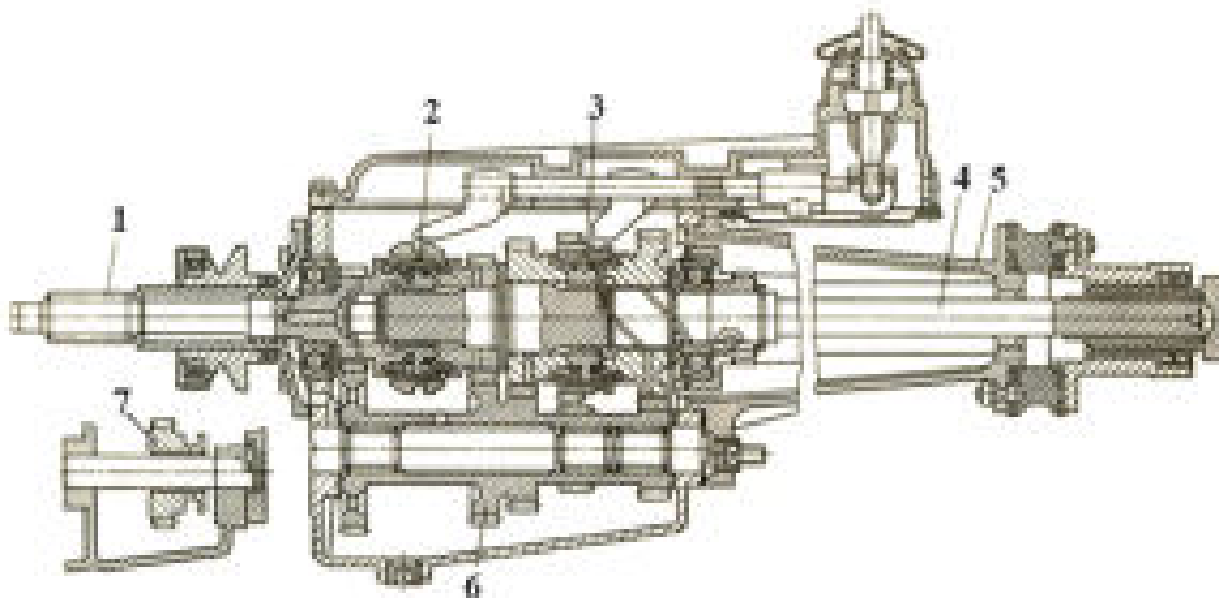
сопровождаться соударением зубьев шестерен. Так как вторичный вал 16 (см. рисунок 1.10) через редуктор ведущего моста связан с колесами, то при движении автомобиля шестерни 3, 8 и 9, соединенные с валом 16 через шлицы, будут вращаться. Шестерни 6, 7, 11 и 12, жестко связанные с промежуточным валом, через шестерню 5 получают вращение от первичного вала 1, сделанного заодно целое с шестерней 2. Если выключить муфту сцепления, то есть прекратить передачу крутящего момента, отсоединив коленчатый вал двигателя от первичного вала коробки передач, вал 1 вместе с её зубчатым венцом 2 остановятся. Вместе с ними остановится и промежуточный вал вместе со всеми, соединенными с ним шестернями. Но шестерни 3, 8 и 9, а так же шестерня заднего хода 13 соединенные с вторичным валом, при движении автомобиля будут вращаться, поэтому ввести их в зацепление с неподвижными шестернями будет затруднительно.

В автомобильной коробке переключения передач все шестерни, кроме шестерни заднего хода, находятся в постоянном зацеплении с шестернями промежуточного вала. Рычагом переключения передач перемещаются не сами шестерни, а зубчатые блокирующие муфты, соединяющие шестерни с вторичным валом. Эти муфты, снабжены синхронизаторами – устройствами, позволяющими перед включением зубчатой блокирующей муфты разогнать соответствующую шестерню до скорости вращения зубчатой муфты, а затем произвести безударное соединение зубьев шестерни и муфты.

КПП с ручным приводом в технической литературе обозначается как «М/Т», что дословно означает не механическая трансмиссия, как это часто обычно трактуется, а как мануальная (ручная) трансмиссия.

Мы изучили кинематическую схему трехвальной четырехступенчатой коробки передач. Настало время познакомить вас с чертежом трехвальной четырехступенчатой коробки передач. Для примера рассмотрим коробку передач автомобиля «Волга ГАЗ-24». Почему именно её. Ответ простой. Наверняка в вашем образовательном учреждении таковая имеется либо в виде разрезного макета, либо используемая в качестве тренажера для разборочно-сборочных

работ в вашей мастерской.



1 – первичный вал; 2 – муфта переключения третьей-четвертой передач; 3 – муфта включения первой-второй передач; 4 – вторичный вал; 5 – удлинитель коробки передач; 6 – блок промежуточных шестерен; 7 – промежуточная подвижная шестерня заднего хода.

Рисунок 1.16 – Трехвальная четырехступенчатая коробка передач автомобиля ГАЗ-24.

Корпус коробки передач (см. рисунок 1.16) пристыкован к картеру сцепления, а первичный вал 1 коробки передач соединен с ведомым диском муфты сцепления. Через зубчатый венец первичного вала крутящий момент передается на блок шестерен 6, установленный на жестко закрепленной в корпусе коробки оси. Для обеспечения свободного вращения и снижения трения блок шестерен вращается вокруг неподвижной оси на игольчатых подшипниках.

Все зубчатые колеса, размещенные на вторичном валу, тоже имеют возможность свободно вращаться на нем, так как посажены на вал через подшипники скольжения. Для поступления смазки к подшипникам скольжения в ступицах шестерен выполнены отверстия, а на ответной части вала – спиральная канавка, которая растаскивает поступающее масло вдоль всей поверхности подшипника скольжения.

Включение передач производится перемещением зубчатых муфт, снабженных синхронизирующими устройствами, которые предназначены для безударного включения передач.

1.4 Механизмы включения и удержания передач во включенном состоянии

В настоящее время включение передач при помощи подвижных зубчатых колес (кареток) применяется только на грузовых автомобилях и только для включения первой передачи и передачи заднего хода, так как их включение производится в условиях, когда автомобиль неподвижен. Ограниченное применение подвижных зубчатых колес для включения передач объясняется двумя причинами:

- при включении ударная нагрузка от сил инерции ведомого диска сцепления и вращающихся с ним деталей коробки передач приходится на один или два зуба включаемых колес, что приводит к быстрому износу торцов зубьев, появлению на торцах зубьев сколов, трещин, а иногда к поломкам зубьев;
- для включения передачи требуется переместить каретку на всю длину зуба, что приводит к увеличению длины коробки передач, следовательно, и ее массы.

Применение в коробках передач зубчатых колес постоянного зацепления привело к необходимости использования для включения передач кулачковых или зубчатых муфт. В этом случае ударные нагрузки при включении распределяются между всеми зубьями или кулачками сцепляемых механизмов, что, однако, не снижает шума при включении и не облегчает процесса включения.

1.4.1 Синхронизаторы

Полностью исключают ударную нагрузку и шум в процессе включения передач синхронизаторы. В современных ступенчатых коробках передач применяют синхронизаторы, выравнивающие угловые скорости соединяемых элементов перед включением передач. Коробки передач могут быть полностью синхронизированы, когда все передачи включаются при помощи синхронизаторов, но для включения низших передач наряду с синхронизаторами на высших передачах могут применяться кулачковые или зубчатые муфты, а также подвижные зубчатые колеса (каретки).

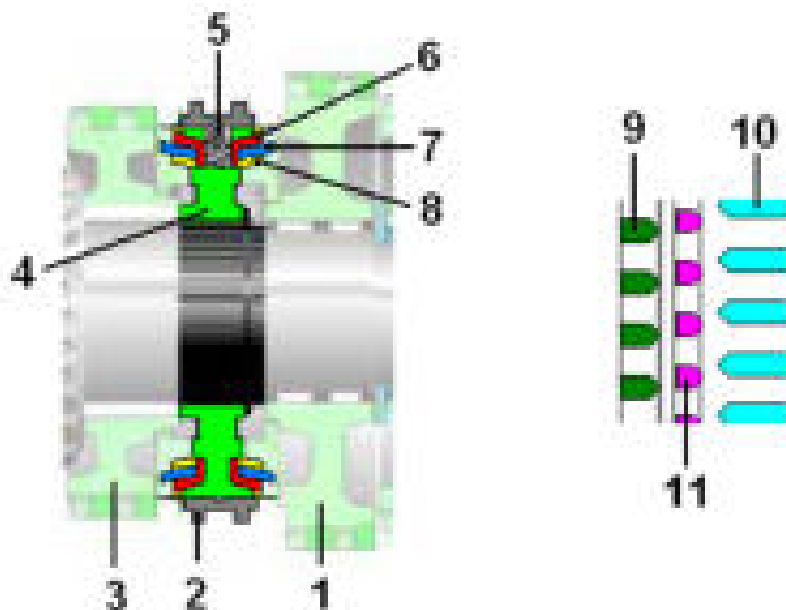
В современных автомобилях используют только инерционные синхронизаторы, которые блокируют возможность включения зубчатой муфты до тех пор, пока кинетическая энергия деталей, вращающихся вместе с ведомым диском сцепления (при выключенном сцеплении и нейтральном положении коробки передач), не будет поглощена работой трения в синхронизаторе. Этот период времени необходим для полного выравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов.

Синхронизаторы могут быть одностороннего (для включения одной передачи) и двустороннего действия для включения двух передач.

1.4.2 Процесс синхронизации

Выравнивание частот вращения муфты синхронизатора и шестерни включаемой передачи производится за счет сил трения, создаваемых трехконусным синхронизатором. Блокирующий венец синхронизатора допускает завершение процесса включения передачи только после выравнивания скоростей вращения муфты синхронизатора и шестерни включаемой передачи.

Нейтральное положение (см. рисунок 1.17)

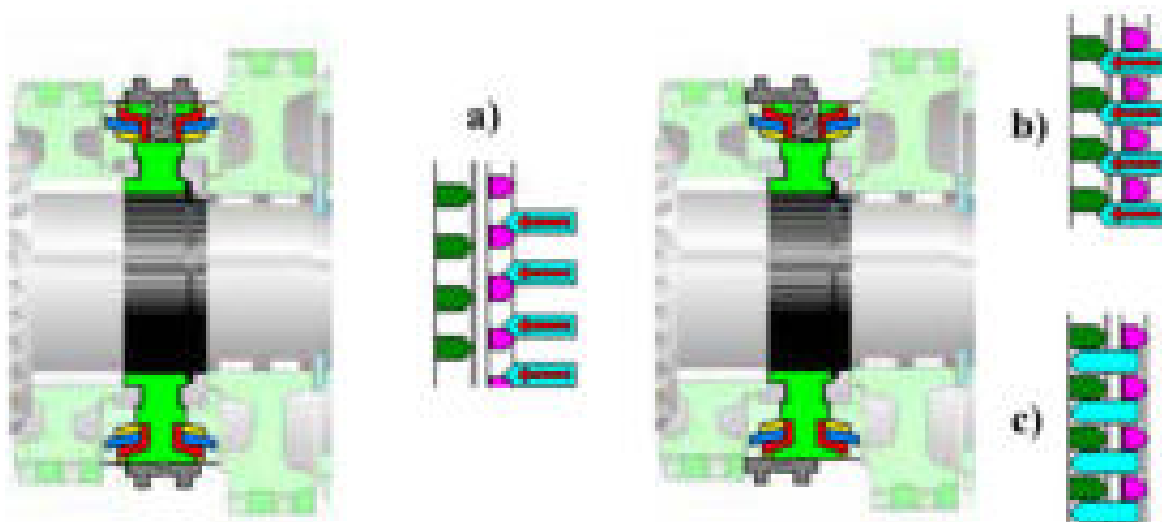


1 – шестерня-каретка первой передачи; 2 – скользящая муфта включения передач; 3 – шестерня-каретка второй передачи; 4 – ступица муфты синхронизатора; 5 – сухарь фиксатора скользящей муфты; 6 – наружное кольцо с блокирующими зубцами; 7 – промежуточное кольцо; 8 – внутреннее кольцо; 9 – зубчатый венец на шестерне; 10 – зубцы блокирующего кольца; 11 – зубчатый венец скользящей муфты.

Рисунок 1.17 – Схематическое изображение синхронизатора включения первой-второй передач.

При нейтральном состоянии скользящая муфта 2 синхронизатора и его кольца 6, 7 и 8 находятся в исходном положении. При этом ни одна из шестерен 1 и 3 передач не связана с вторичным валом, так как могут свободно вращаться на игольчатых подшипниках. Ступица 4 муфты синхронизатора неподвижно соединена с вторичным валом шлицами. Скользящая муфта 2 надета на шлицы ступицы 4 скользящей посадкой, то есть скользящая муфта может перемещаться вдоль наружных шлицов муфты 4 в продольном направлении. В нейтральном положении скользящую муфту удерживает шариковый сухарь-фиксатор 5, установленный в пазах ступицы 4.

Начало включения (см. рисунок 1.18а).



а) – начало включения; б) – синхронизация вращения; в) – конечное положение после включения

Рисунок 1.18 – Процесс синхронизации и включения передачи.

Посредством вилки включения передачи скользящая муфта 2 синхронизатора перемещается по наружным шлицам ступицы 4 в сторону включаемой шестерни-каретки. При этом сухари фиксатора 5 смещаются муфтой в осевом направлении и прижимаются к пакету колец синхронизатора.

Начало синхронизации (см. рисунок 1.18б).

В результате прижатия колец сухарем фиксатора их рабочие поверхности и конус шестерни вступают в контакт, и начинается процесс выравнивания частот вращения вторичного вала и включаемой шестерни-каретки. Под воздействием сил трения наружное кольцо синхронизатора поворачивается на ширину зуба. При этом блокирующий венец этого кольца препятствует дальнейшему перемещению муфты синхронизатора в сторону включаемой шестерни. При вращении вторичного вала и шестерни-каретки включаемой передачи с одинаковой частотой трение между коническими поверхностями колец и шестерни-каретки исчезает. Благодаря скошенным поверхностям зубьев муфта синхронизатора поворачивает наружное кольцо в положение, при котором его зубцы занимают свои места между зубцами венца скользящей муфты. При этом блокировка снимается, и скользящая муфта синхронизатора может

передвинуться под давлением сухарей дальше.

Включение передачи (см. рисунок 1.18с).

Скошенные поверхности зубцов венца скользящей муфты проворачивают шестерню-кадетку в необходимое положение, и зубцы внутреннего венца скользящей муфты входят в полное зацепление с наружным зубчатым венцом синхронизации шестерни-кадетки.

Таким образом, обеспечивается геометрическое соединение вторичного вала с шестерней включаемой передачи. Теперь крутящий момент передается не за счет трения между коническими поверхностями колец синхронизатора, а через зубчатые венцы шестерни-кадетки и скользящей муфты. Шарик-фиксатор сухаря, сжимая пружину, выходит из проточки на внутренней поверхности скользящей муфты и пакет колец освобождается от прижимающего действия сухаря. Теперь во включенном положении скользящая муфта удерживается за счет фиксаторов, расположенных на штоках вилок включения передач и за счет специальной конической формы зубьев венца шестерни-кадетки.

Инерционный синхронизатор включает следующие элементы:

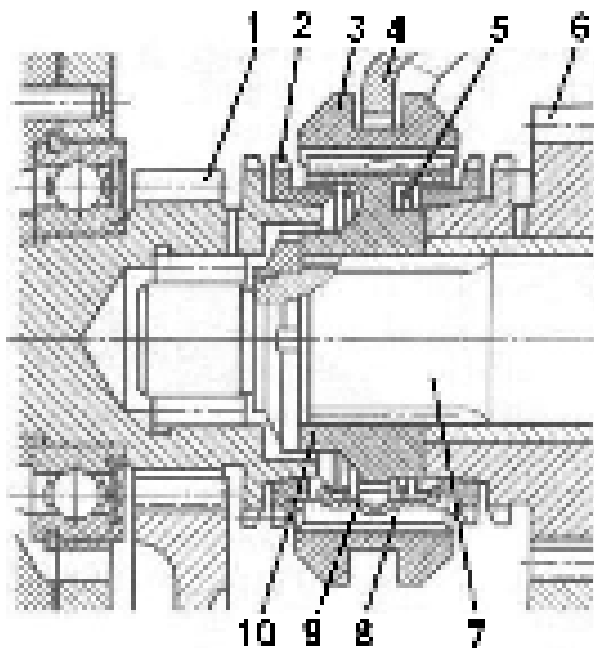
- **выравнивающий** – фрикционный элемент, поглощающий энергию касательных сил инерции вращающихся масс. На рисунке 1.19 позициями 2, 5 и 9 показаны элементы, которые участвуют в выравнивании угловых скоростей синхронизируемых звеньев. При перемещении скользящей муфты 3 вдоль зубьев наружного венца 8 ступицы синхронизатора 10 сухари фиксатора 9 смещаются вместе со скользящей муфтой, сжимая пружину 5, расположенную между фрикционным кольцом 2 и ступицей 10 синхронизатора. Выравнивание угловых скоростей происходит за счет трения, возникающего в результате прижатия конической части фрикционного кольца 2 к ответной конической части зубчатого венца первичного вала 1, или зубчатого венца шестерни третьей передачи 6. На рисунке 1.20 показана конструкция современного трехэлементного синхронизатора, применяемого для включения первой и второй передач. Элементов, участвующих в выравнивании угловых скоростей сопрягаемых звеньев в такой конструкции больше. Так для включения первой

передачи, на коническую часть зубчатого венца шестерни 10 воздействуют внутреннее 9, промежуточное 8 и блокирующее кольцо 7. Причем, в выравнивании скоростей участвуют все поверхности указанных четырех элементов синхронизатора. Выравнивание скоростей происходит за счет трения между конической поверхностью шестерни-каретки первой передачи и конической поверхностью карбонового кольца 9, которое выступами (усиками) на торце вставлено в проточки корпуса 6 синхронизатора. Промежуточное кольцо 8 вращается вместе с шестерней-кареткой 10, так как своими усиками вставлено в углубления, находящиеся над конической поверхностью синхронизации. Блокирующее кольцо 7, имеющее внутреннюю коническую поверхность трения, надето на промежуточное кольцо 8. При перемещении скользящей муфты 5 в сторону шестерни-каретки первой передачи упорные сухари 11, перемещаемые скользящей муфтой 5, давят на торцевую поверхность блокирующего кольца 7, которое прижимает промежуточное кольцо 8, вместе с внутренним карбоновым кольцом 9 к торцевой поверхности шестерни-каретки 10. Рассмотренный синхронизатор применяют для включения первой и второй передач (см. рисунок 1.21). Для включения 3, 4, 5 и 6 передач, а так же передачи заднего хода применяют синхронизаторы более простой конструкции.

На рисунке 1.22 вы можете увидеть синхронизатор, у которого выравнивание угловых скоростей сопрягаемых деталей происходит за счет трения наружной поверхности блокирующего кольца 5 и 2, сделанного из латуни покрытой слоем молибденом, и внутренней конической поверхностью скользящей муфты 3. Скорость вращения шестерней-кареток 1 и 6 при движении автомобиля на третьей и выше передачах довольно высока, хотя крутящий момент, передаваемый шестернями-каретками на этих передачах ниже, чем на первой и второй передачах. Это позволяет использовать более простую конструкцию синхронизатора, не содержащего деталей их дорогостоящих высокотехнологичных материалов.

Перемещение скользящего кольца 3 вилкой 7 вдоль зубьев корпуса син-

хронизатора 4, например, в сторону шестерни каретки 6, приводит к соприкосновению конических поверхностей скользящей муфты 3 и блокирующего кольца 5. На внутренней поверхности блокирующего кольца выполнены три выступа, входящих в соответствующие пазы шестерни-каретки.

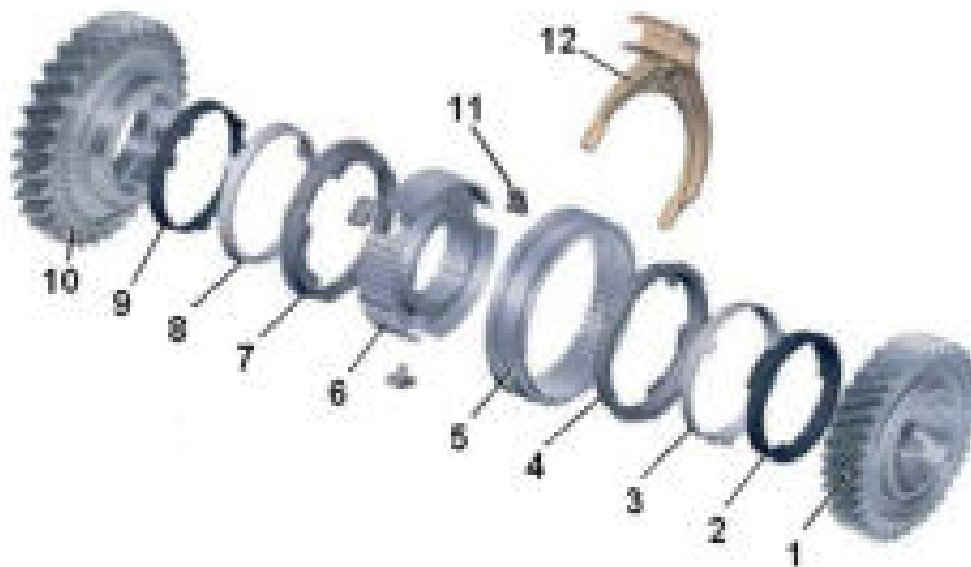


1 – первичный вал-шестерня с зубчатым венцом синхронизации, передающим во включенном состоянии крутящий момент на скользящее кольцо; 2 – фрикционное кольцо синхронизатора; 3 – скользящая муфта переключения передач; 4 – вилка переключения передач; 5 – пружина синхронизатора; 6 – зубчатое колесо-каретка третьей передачи с зубчатым венцом синхронизации, через который во включенном состоянии передается крутящий момент на скользящую муфту; 7 – вторичный вал; 8 – внутренний зубчатый венец скользящей муфты; 9 – сухарь фиксатора скользящей муфты; 10 – ступица синхронизатора с наружным зубчатым венцом.

Рисунок 1.19 – Муфта безударного включения передач, снабженная синхронизаторами.

- **блокирующий** – устройство, препятствующее входу в контакт зубьев скользящей муфты с зубчатым венцом шестерни-каретки, до полного выравнивания их угловых скоростей. Блокирующая муфта 7 (см. рисунок 1.20) с наружным зубчатым венцом совместно с упорными сухарями 11 и промежуточным кольцом 8 не позволяют скользящей муфте 5 перекрыть зубья венца

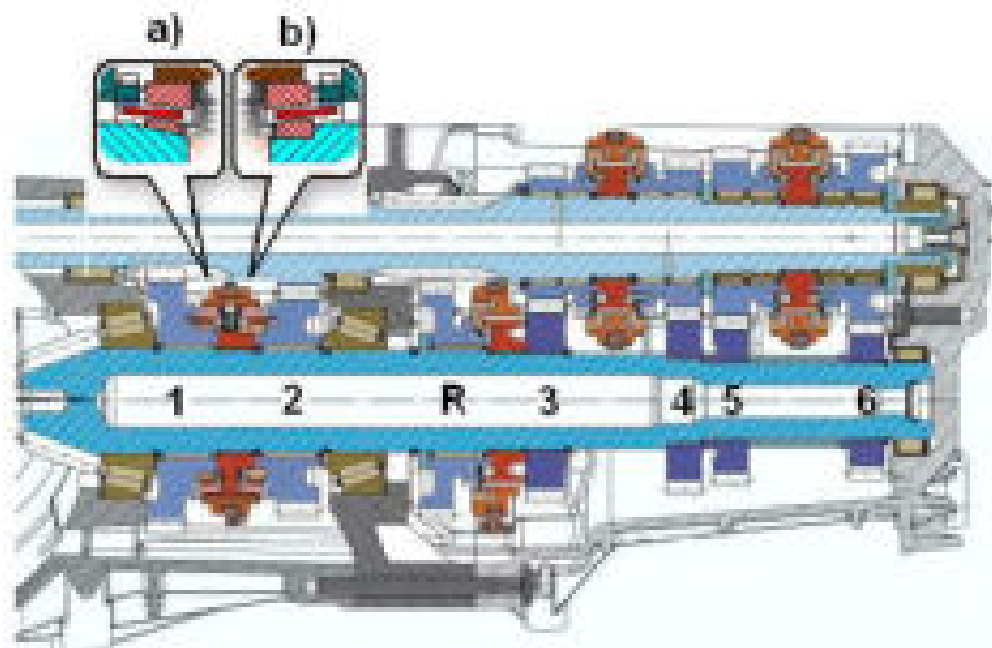
шестерни каретки, пока скорость вращения всех элементов не выровняется. В упрощенной конструкции синхронизатора (см. рисунок 1.22) введению в зацепление до выравнивания угловых скоростей препятствует блокирующее кольцо 5.



1 – шестерня-каретка второй передачи с зубчатым венцом и синхронизации; 2 – внутреннее карбоновое кольцо, надеваемое на выточку шестерни-каретки второй передачи; 3 – промежуточное кольцо второй передачи; 4 – блокирующее кольцо второй передачи; 5 – скользящая муфта 1-2 передачи; 6 – корпус синхронизатора; 7 – блокирующее кольцо первой передачи; 8 – промежуточное кольцо первой передачи; 9 – внутреннее карбоновое кольцо первой передачи, с конической поверхностью трения; 10 – шестерня-каретка первой передачи с зубчатым венцом и конической поверхностью синхронизации; 11 – упорный сухарь, снабженный шариковым фиксатором; 12 – вилка включения первой-второй передач.

Рисунок 1.20 – Усиленный синхронизатор первой-второй передач.

- **включающий** – внутренний зубчатый венец скользящей муфты 5 (см. рисунок 1.20) совместно с наружными зубчатыми венцами ступицы синхронизатора 6, блокирующей муфты 7 и зубчатого венца шестерни-каретки 10 при перекрытии скользящей муфтой 5 всех зубьев вышеперечисленных звеньев, обеспечивают передачу крутящего момента от ведущего звена к ведомому.



a) – с тремя промежуточными элементами на первой передаче; b) – с двумя промежуточными элементами на второй передаче.

Рисунок 1.21 – Коробка передач с усиленными синхронизаторами.



1 – шестерня-каретка четвертой передачи с зубчатым венцом синхронизации; 2 – блокирующее кольцо из латуни с наружным слоем молибдена включения четвертой передачи; 3 – скользящая муфта с двумя коническими поверхностями на её внутренней стороне; 4 – корпус синхронизатора; 5 – блокирующее кольцо из латуни со слоем молибдена третьей передачи; 6 – шестерня-каретка третьей передачи с зубчатым венцом синхронизации; 7 – вилка включения третьей-четвертой передач.

Рисунок 1.22 – Коробка передач с усиленными синхронизаторами.

Предварительная синхронизация скоростей вращения соединяемых звеньев исключает ударную нагрузку и шум в процессе включения передач. Практически все ступенчатые коробки передач снабжены синхронизаторами, выравнивающие угловые скорости соединяемых элементов перед включением передач переднего хода. На муфте включения задней передачи синхронизатор может не устанавливаться, так как включение заднего хода производится только после остановки автомобиля.

1.5 Конструкция ступенчатых коробок передач

К ступенчатой коробке передач с ручным переключением предъявляются следующие требования:

- обеспечение приемлемых тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля при заданной внешней характеристике двигателя;
- бесшумность при работе и переключении передач;
- легкость управления;
- высокий КПД;

Как было упомянуто выше, большинство легковых и грузовых автомобилей встречающееся на дорогах России снабжено ступенчатыми коробками передач. На переднеприводных автомобилях с поперечным расположением двигателя, как правило, применяются двухвальные коробки передач с числом передач 4...5, а на заднеприводных автомобилях – в основном трехвальные коробки передач. Полноприводные автомобили могут снабжаться как двух, так и трехвальными коробками. Большинство передач снабжено синхронизаторами, обеспечивающими безударное введение в зацепление зубчатых муфт. Высшая передача в двухвальных коробках, как правило, повышающая, а в трехвальных – прямая.

Трехвальные коробки передач используют не только на легковых автомобилях, выполненных по классической схеме, но и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности, а также небольших автобусах.

Большинство современных легковых автомобилей укомплектовано коробками с числом передач (ступеней) не менее пяти. В грузовых автомобилях малой грузоподъемности применяются четырех и пятиступенчатые коробки (например, автомобили «Газель»). В грузовых автомобилях средней грузоподъемности ранее применялись четырехступенчатые коробки, но в последние десятилетия перешли на применение – пяти, и шести ступенчатых коробок, имеющие синхронизацию на всех, за исключением задней, передачах.

Многовальные коробки передач устанавливаются на автомобилях большой грузоподъемности для увеличения числа передач и с целью улучшения тяговых и экономических свойств. В основе конструкций многовальных коробок передач лежит четырех, пяти, или шести ступенчатая трехвальная коробка передач, в общем картере с которой размещен повышающий редуктор (делитель) или понижающий редуктор (демультипликатор), а иногда в одном картере с коробкой передач размещаются и делитель, и демультипликатор. При применении многовальных коробок число передач может быть от 8 до 24. Многоступенчатые коробки передач чаще всего устанавливают на автомобилях-тягачах, работающих с прицепным составом.

Для анализа и оценки конструкций коробок передач служит ряд оценочных параметров, которые определяются требованиями, предъявляемыми к коробкам передач различного типа.

1.5.1 Диапазон передаточных чисел

Одним из важных оценочных параметров коробки передач является отношение передаточного числа низшей и высшей передач. Это отношение называется диапазоном передаточных чисел или диапазоном коробки передач.

В легковых автомобилях и автобусах малой вместимости (минивэнах) созданных на их базе $D=3...4$; в грузовых автомобилях в зависимости от грузоподъемности и назначения $D = 5...8$. Такой же диапазон имеют автобусы средней и большой вместимости с механической коробкой передач; автомобили-

тягачи и автомобили высокой проходимости имеют диапазон $D=9...13$. В этих же пределах расположен диапазон передаточных чисел коробки передач для автомобилей технологического назначения, у которых должна быть предусмотрена скорость порядка 2...3 км/ч. Устойчивое движение с такой скоростью может быть обеспечено только при большом значении передаточного числа низшей передачи. Низкая скорость движения может быть получена и другим путем, установкой раздаточной коробки с понижающей передачей.

1.5.2 Число передач и плотность ряда передаточных чисел

Плотность ряда характеризуется отношением передаточных чисел двух соседних передач. Чем больше число передач в коробке, тем выше плотность ряда, тем в большей степени выполняется требование обеспечения высоких тяговых и экономических свойств автомобиля. В современных конструкциях коробок передач показатель плотности ряда передач стремятся выполнять в пределах 1,1...1,5, причем на высших, синхронизированных передачах показатель плотности должен приближаться к нижнему значению.

Помимо повышения тяговых и экономических свойств, большая плотность ряда позволяет синхронизаторам работать в более благоприятных условиях, так как для выравнивания угловых скоростей соединяемых элементов, скорости которых мало различаются, требуется меньшая работа трения. Благодаря этому синхронизаторы могут быть простой конструкции, меньших размеров без применения дорогостоящих материалов при достаточной надежности. Сравните синхронизаторы, показанные на рисунках 1.18 и 1.19.

1.5.3 Уровень шума, создаваемого при работе

Этот параметр зависит от качества, точности изготовления и типа зубчатых пар, жесткости валов и картера коробки передач. Коробки передач, при-

меняемый на автомобилях ГАЗ-21 (3110) имеют довольно большой удлинитель 5 (см. рисунок 1.16), который при движении создает высокий уровень шума. Зубчатые пары в коробке передач должны быть точно подогнаны. Меньший уровень шума обеспечивают косозубые и шевронные зубчатые колеса, которые, кроме того, обладают большей прочностью.

При недостаточной жесткости валов (осей) нарушается зацепление между зубьев, что сопровождается повышением уровня шума. Картер коробки передач не должен резонировать, то есть иметь собственные колебания, совпадающие с колебаниями валов и осей коробки передач, так как резонансные составляющие значительно увеличивают уровень шума. Придать картеру достаточную жесткость можно путем создания рациональной формы или орebrения поверхности её корпуса, которое не только увеличивает жесткость её конструкции, но и улучшает теплоотвод.

Параметром оценки уровня шума коробки передач может служить её КПД, так как шум всегда сопровождается потерей энергии.

1.5.4 Легкость управления

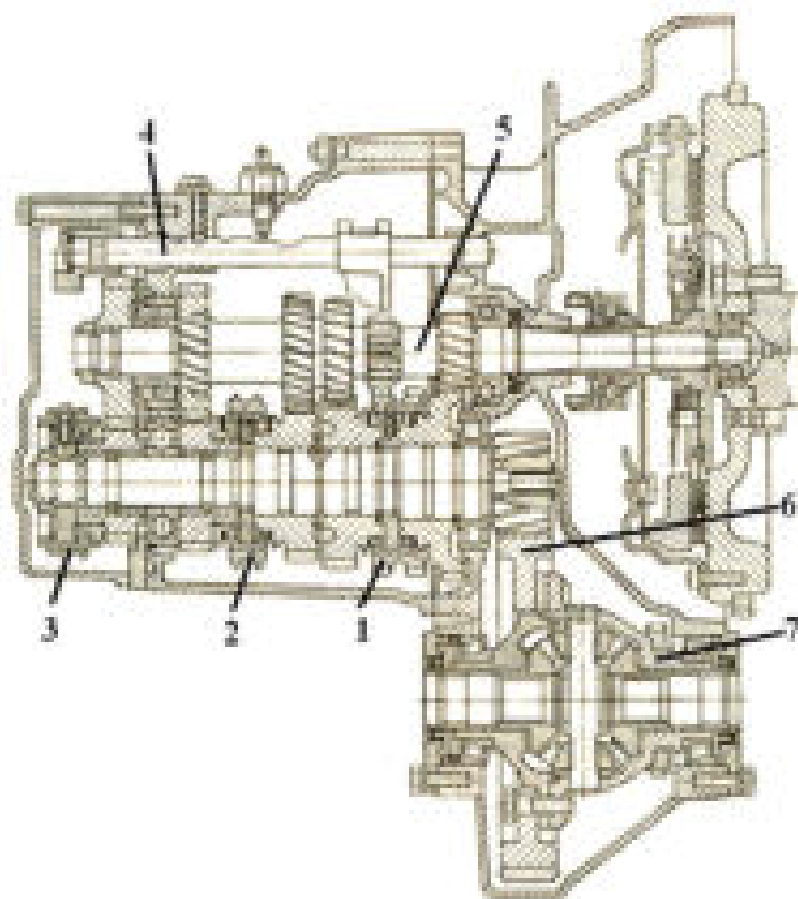
Оценочными показателями являются как усилие, прилагаемое водителем к рычагу управления, так и сложность манипуляций, которая зависит от сложности самой конструкции коробки передач и её привода (синхронизаторы, электрические и пневматические приводы, автоматизация управления ступенчатой коробкой передач).

Ознакомившись с основными требованиями, предъявляемыми к конструкции коробок передач со ступенчатым их переключением, приступим к изучению конструкций существующих коробок передач.

1.5.5 Двухвальные коробки передач

Такие коробки применяют для переднеприводных и заднеприводных (с

задним расположением двигателя) автомобилей. Конструктивно их совмещают в одном блоке с двигателем, сцеплением, главной передачей и дифференциалом. Для примера можно рассмотреть конструкцию пятиступенчатой, полностью синхронизированной двухвальной коробки передач (см. рисунок 1.23) переднеприводного легкового автомобиля семейства ВАЗ, устанавливаемой при поперечном расположении двигателя.



1 – синхронизатор включения первой-второй передач; 2 – синхронизатор включения третьей-четвертой передач; 3 – механизм включения пятой передачи; 4 – шток с вилкой включения передачи заднего хода; 5 – первичный (ведущий) вал; 6 – финальная (главная) передача; 7 – дифференциал.

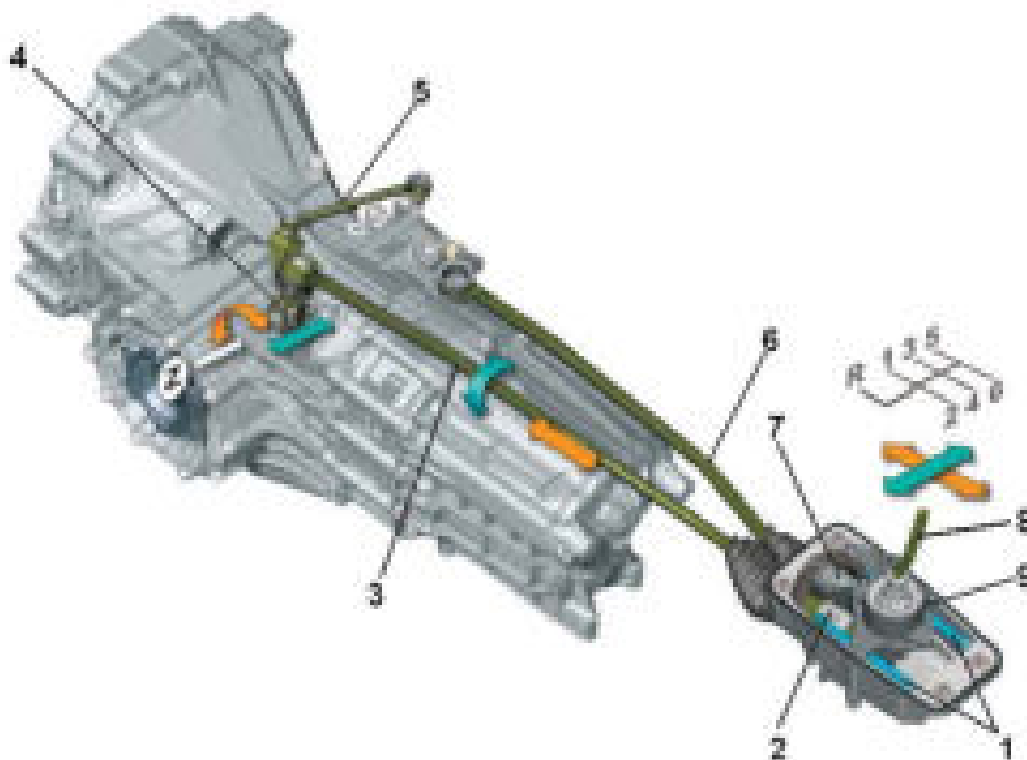
Рисунок 1.23 – Пятиступенчатая двухвальная коробка передач переднеприводного автомобиля с поперечным расположением двигателя.

При таком расположении двигателя обычно применяется цилиндрическая главная передача, или между главной передачей и ведомым валом ко-

робки передач установлена дополнительная косозубая цилиндрическая передача, называемая финальной. В коробке автомобиля ВАЗ ведущая шестерня главной передачи, расположенная на конце ведомого вала коробки передач. Венец цилиндрического зубчатого колеса 6 главной передачи корпус межколесного дифференциала 7.

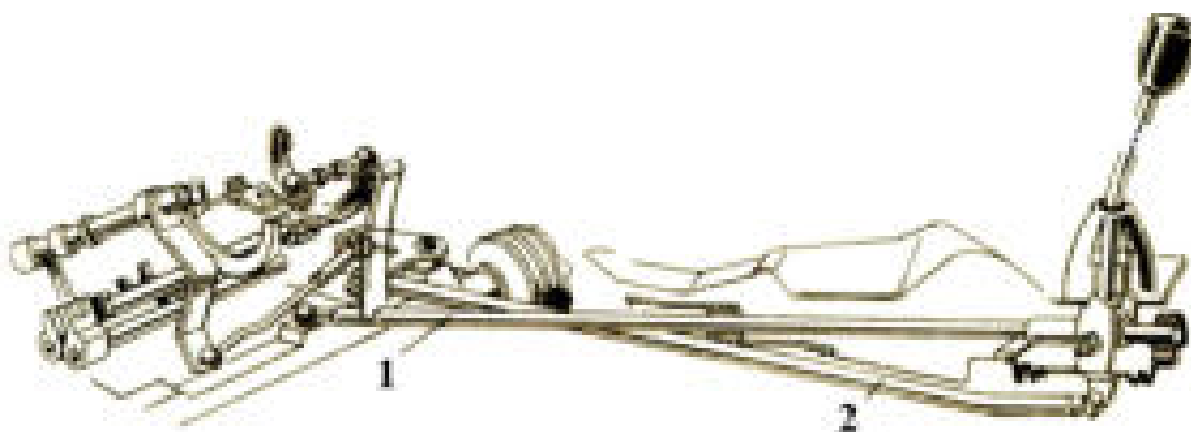
На ведущем валу 5 расположены четыре косозубые цилиндрические шестерни, выполненные заодно с ним, находящиеся в постоянном зацеплении с зубчатыми венцами четырех передач. На конце ведущего вала консольно установлена косозубая ведущая шестерня пятой (повышающей) передачи. Первая и вторая передачи включаются синхронизатором 1, а третья и четвертая – синхронизатором 2. Оба синхронизатора двустороннего действия и конструктивно схожи с синхронизатором, изображенным на рисунке 1.20, только карбона, конечно же, не применяется. Пятая передача включается односторонним синхронизатором 3, расположенным консольно на ведомом валу КПП. Задняя передача включается путем введения в зацепление прямозубой промежуточной шестерни между ведущей цилиндрической прямозубой шестерней, расположенной на ведущем валу, и прямозубым венцом синхронизатора первой-второй передачи. Перемещение промежуточной шестерни производится вилкой, установленной на штоке 4.

Привод включения передач поперечно расположенной коробки имеет некоторые особенности. Выбор передач продольно расположенной коробки происходит в результате поперечного перемещения рычага с помощью поворачивающей штанги 3 (см. рисунок 1.24), а включение зубчатого зацепления – в результате продольного его перемещения с помощью толкающей штанги 6. Штанги включения у продольно расположенной коробки передач проходят вдоль кузова почти параллельно. В поперечно расположенной коробке (см. рисунок 1.25) штанги, с помощью которых производят выбор и включение передач, перекрещиваются.



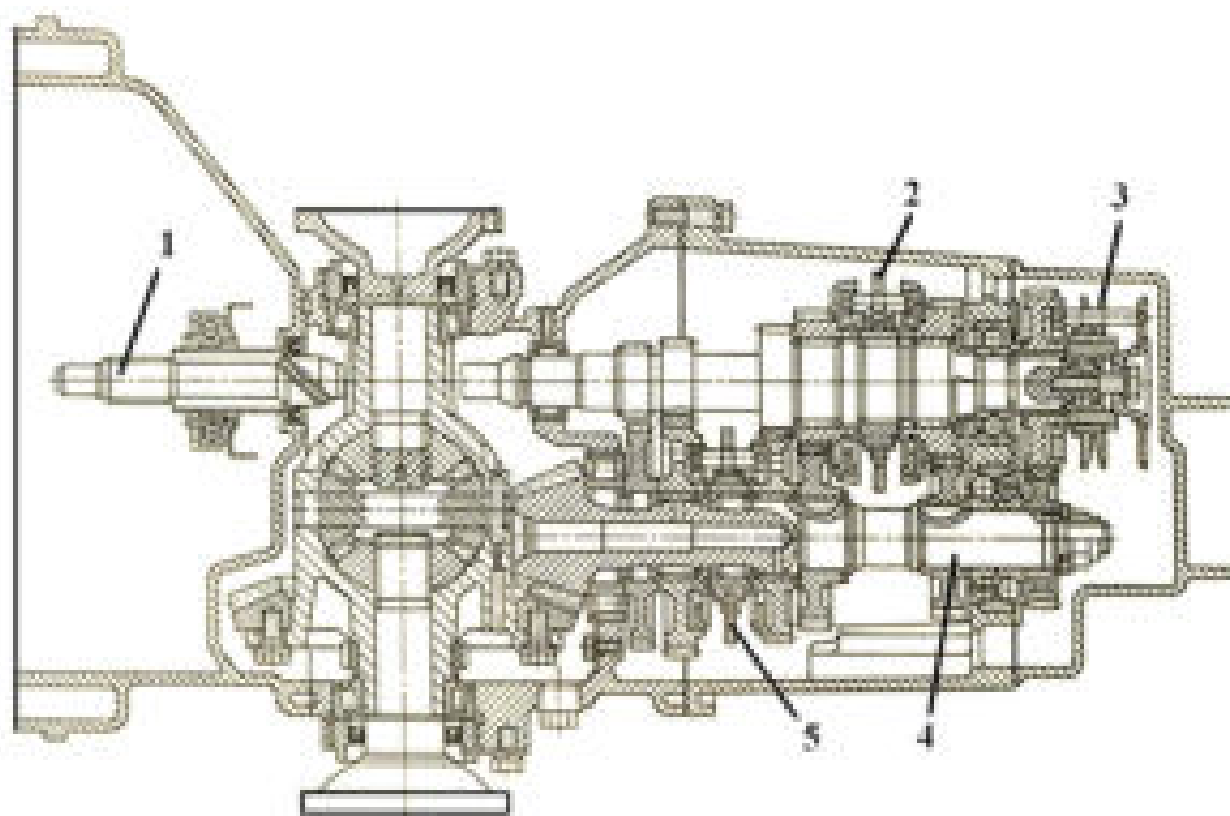
1 – ползья; 2 – регулировочный узел включения передач; 3 – поворачивающая штанга; 4 – рычаг вала управления движением вилок включения передач; 5 – соединительная штанга; 6 – толкающая штанга; 7 – крепление подшипника рычага переключения передач; 8 – рычаг переключения передач; 9 – подшипниковый узел рычага переключения передач.

Рисунок 1.24 – Наружный механизм переключения передач автомобиля с продольным расположением двигателя.



1 – поворачивающая штанга; 2 – толкающая штанга.

Рисунок 1.25 – Наружный механизм переключения передач автомобиля с поперечным расположением двигателя.



1 – первичный (ведущий) вал; 2 – синхронизатор включения первой-второй передач; 3 – синхронизатор включения пятой передачи; 4 – вторичный вал; 5 – синхронизатор включения третьей-четвертой передач.

Рисунок 1.26 – Двухвальная коробка передач автомобиля с продольным расположением двигателя.

Конструкция двухвальной пятиступенчатой коробки передач при переднем продольном расположении двигателя приведена на рисунке 1.26. В этом случае два синхронизатора 2 и 5 размещены два на ведущем валу и один – на ведомом. Размещение синхронизатора на двух валах позволяет несколько сократить длину коробки. При продольном расположении двигателя и пристыкованной к нему КПП применяется коническая или гипоидная главная передача. Управление коробкой передач при переднем расположении двигателя, например у Москвича 2141 - непосредственное. При заднем расположении двигателя и коробки (продольно) управление коробкой дистанционное (например, ЗАЗ-968).

В финальной передаче двухвальных коробок передач крутящий момент

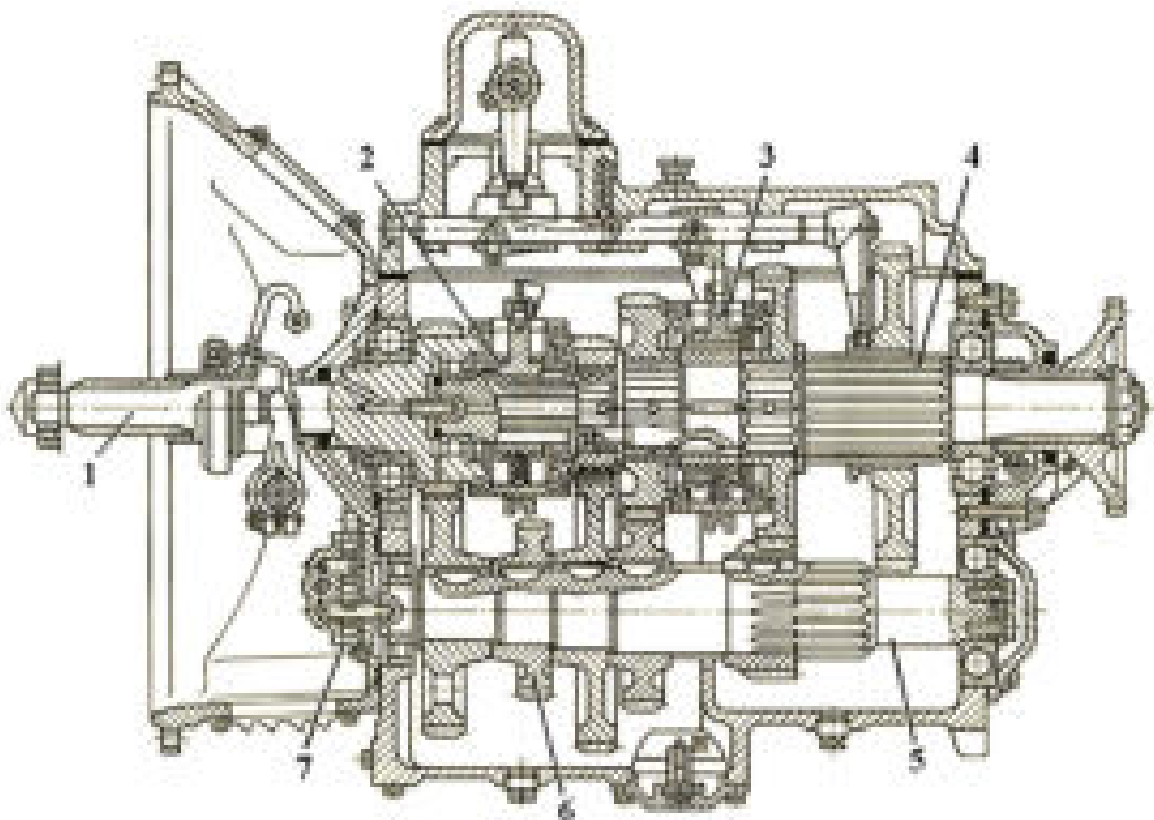
передается двумя зубчатыми колесами или с помощью двухступенчатого редуктора. В первом случае передаточное число зубчатой пары не должно превышать некоторого предела, близкого к четырем, так как дальнейшее увеличение передаточного числа приводит к увеличению размеров коробки и повышению уровня шума. Во втором случае двухступенчатая финальная передача может иметь большее передаточное число.

Передаточное число высшей передачи в двухвальных коробках, как правило, не делают равным единице, число зубьев сопрягаемых зубчатых колес отличается на 1...2, что позволяет обеспечить хорошую прирабатываемость, так как зубья ведомой шестерни при каждом обороте входят в зацепление не с ранее кон тактирующим зубом, а со следующим за ним зубом. В большинстве конструкций высшая передача – повышающая, а прямая передача отсутствует.

Основные достоинства двухвальных коробок передач – простота конструкции, малая масса, сравнительно высокий КПД.

1.5.6 Трехвальные коробки передач

Рассмотренная ранее четырехступенчатая коробка передач автомобиля ГАЗ-24 является трехвальной. Кроме легковых автомобилей трехвальные коробки применяют и на грузовиках. Число ступеней в таких коробках обычно не более шести, а управление коробкой может осуществляться при помощи одной штанги, которая имеет возможность совершать вращательные (для выбора передачи) и поступательные (для включения передачи) движения. Отличительной особенностью трехвальной коробки передач является наличие прямой передачи, на которой автомобиль движется большую часть общего пробега.



1 – первичный (ведущий) вал; 2 – синхронизатор четвертой (прямой) и пятой (повышающей) передачи; 3 – синхронизатор второй-третьей передачи; 4 – шлицевая часть ведущего вала, используемая для включения первой и задней передач; 5 – промежуточный вал; 6 – шестерня отбора мощности; 7 – масляный насос системы смазки коробки передач.

Рисунок 1.27 – Трехвальная коробка передач грузового автомобиля МАЗ-5335.

На рисунке 1.27 представлена трехвальная пятиступенчатая коробка передач грузового автомобиля МАЗ-5335. Здесь первая передача включается перемещением прямозубой шестерни вдоль шлицов 4 ведомого вала, а передача заднего хода производится перемещением той же самой прямозубой шестерни 4 в зацепление с шестерней промежуточного блока, получающего вращение от косозубой шестерни второй передачи. На рисунке блок промежуточных шестерен не показан. Зубчатые колеса остальных передач – косозубые, находятся в постоянном зацеплении и включаются при помощи двух синхронизаторов. В этой коробке прямая передача – четвертая. Высшая, пятая передача – повы-

шающая (передаточное число меньше единицы). Высшая передача должна использоваться для движения по хорошим дорогам и при движении автомобиля с не полностью загруженным кузовом. Это позволяет обеспечить работу двигателя с меньшей частотой вращения, тем самым, увеличив его ресурс. Диапазон коробки $D = 8$. В пятиступенчатой коробке передач такой диапазон не обеспечивает достаточной плотности ряда, поэтому необходимо увеличивать размеры синхронизаторов, выполняющих повышенную работу трения из-за большой разницы угловых скоростей синхронизируемых зубчатых колес.

Ведущий вал коробки, обычно, выполнен как одно целое с шестерней. Промежуточный вал установлен на цилиндрическом роликовом и шариковом подшипниках, шариковый подшипник может воспринимать осевые силы, возникающие на первой передаче и передаче заднего хода. Зубчатое колесо первой передачи нарезано непосредственно на промежуточном валу, остальные – установлены при помощи сегментных шпонок. На этом же валу закреплена шестерня отбора мощности 6. Отбор мощности необходим для присоединения привода дополнительных агрегатов, например, гидравлического насоса самосвального оборудования или гидравлического привода автомобильного крана.

Ведомый вал имеет переменное сечение (наибольшее сечение у шлицевой части, на которой установлена каретка первой передачи и заднего хода), что, наряду с достаточной длиной ступицы зубчатого колеса, предохраняет вал от перекосов и нарушения зацепления. Внутри ведомого вала выполнен осевой канал, куда подается масло для смазывания втулок свободно сидящих колес пятой, третьей и второй передач. Масло в осевой канал нагнетается шестеренным насосом 7, имеющим привод от промежуточного вала, через каналы в передней стенке коробки и в крышке ведущего вала, отверстия в ведущем валу и переходную втулку.

Управление коробкой передач осуществляется дистанционно. Рычаг управления, расположенный в кабине, соединяется с коробкой передач системой, в которую входят тяги, валики и карданные шарниры, необходимые для

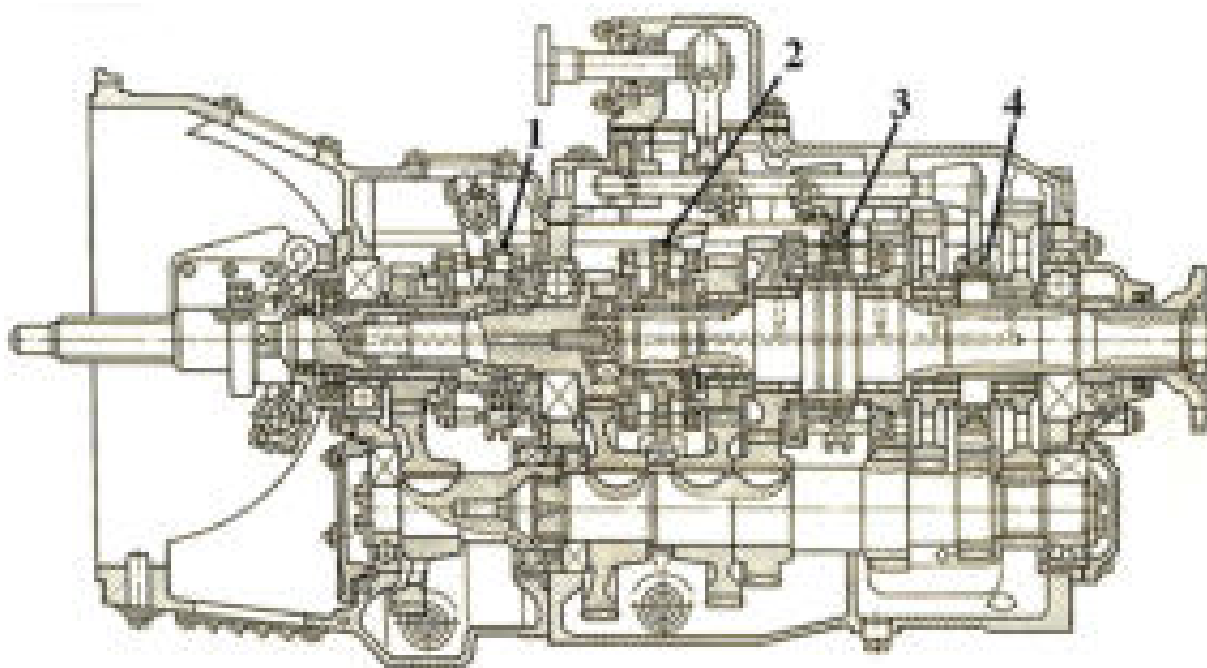
обеспечения откидывания кабины, так как кабина расположена над двигателем. Конструкция шарниров предусматривает, что при откидывании кабины нейтральное положение коробки передач не нарушается.

1.5.7 Многовальные коробки передач

Многовальные коробки передач применяются при большом числе передач и представляют собой четырех или шести ступенчатую трехвальную коробку передач со встроенным или совмещенным редуктором. Редуктор может быть повышающим или понижающим. Повышающий редуктор (мультипликатор или делитель) устанавливают перед коробкой передач, его главная задача - уменьшить разрыв между передаточными числами соседних передач (уплотнить ряд), незначительно увеличивая диапазон передач. В большинстве случаев делитель имеет две передачи – прямую и повышающую, что позволяет увеличить число передач в 2 раза. Понижающий редуктор, демумльтипликатор, размещают за коробкой передач. Устанавливать демумльтипликатор перед коробкой передач нецелесообразно, так как при этом зубчатые колеса коробки и валы передач следует рассчитывать на повышенный крутящий момент, что приводит к увеличению их массы и размеров.

Демумльтипликатор выполняют двух- или трехступенчатым, что позволяет увеличить число передач соответственно в 2 или 3 раза. Демумльтипликатор обычно выполняется с большим передаточным числом, благодаря чему расширяется диапазон передач. Примером многовальной коробки передач может служить десяти ступенчатая коробка передач автомобиля КамАЗ-5320 (см. рисунок 1.28). Делитель 1, имеющий две передачи (повышающую и прямую), выполнен в отдельном картере и прикреплен к пятиступенчатой коробке передач. Размещение делителя в отдельном картере позволяет использовать коробку передач и без делителя, где это целесообразно, например на автомобилях-самосвалах. При установке делителя несколько деталей пятиступенчатой коробки передач заменяются, в частности ведущий вал и подшипниковый узел

промежуточного вала. Самая высокая передача при включении повышающего ряда делителя имеет передаточное число 0,815. Передаточное число низшей (первой) передачи при включении прямой передачи делителя составляет 7,82. Таким образом, диапазон коробки передач $D = 9,6$. Остальные передачи можно варьировать включением соответствующего синхронизатора, например, четвертого синхронизатора - назад (на рисунке вправо) и синхронизатора делителя - вперед или назад (на рисунке - влево или вправо). В этом случае мы получим две первые передачи – повышенную и прямую. Таким же образом происходит переключение остальных передач с помощью синхронизаторов 2 и 3 и делителя 1.



1 – делитель, позволяющий включать повышенные и прямые передачи; 2 – синхронизатор шестой (прямой) и пятой передач; 3 – синхронизатор четвертой и третьей передач; 4 – синхронизатор второй и первой передач.

Рисунок 1.28 – Многоступенчатая коробка передач автомобиля КамАЗ.

Для дальнейшего увеличения диапазона передач потребуется установка демультипликатора. В качестве примера на представленном рисунке 1.29 показана кинематическая схема четырнадцатиступенчатой коробки передач автомобиля большой грузоподъемности. Коробка имеет выполненный в общем

него хода показана с изменением её реального положения. При включении повышающего ряда делителя включение первой передачи за ненадобностью блокируется, то есть в коробке не предусмотрено включение первой повышенной, как и первой пониженной передачи.

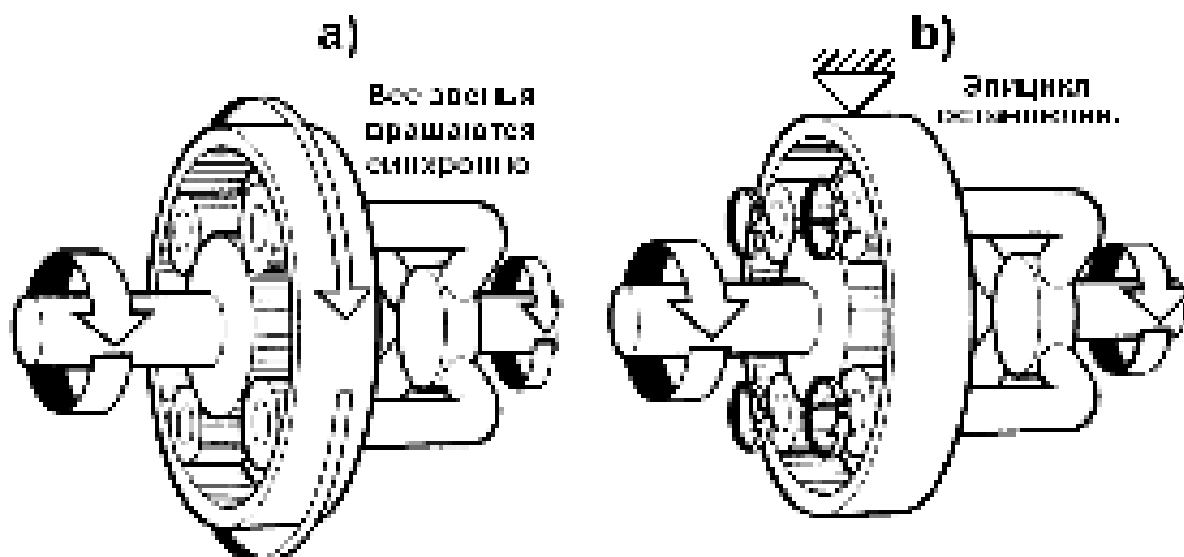
Понижающий ряд получается при перемещении синхронизатора 1 делителя назад (вправо по схеме). Прямая передача, включается при перемещении синхронизатора 2 вперед и синхронизатора 5 демультипликатора назад. Остальные три передачи переднего хода и передача заднего хода получают соответствующим перемещением синхронизаторов 2 и 3. Демультипликатор позволяет получить две передачи: прямую и пониженную с передаточным числом 3,5.

Таким образом, конструкция коробки передач принципиально дает возможность обеспечить 16 передач. Однако в данной конструкции при включении прямой передачи в демультипликаторе первая передача в коробке автоматически блокируется независимо от того, какая передача включена в делителе. Это связано с тем, что прямая передача в демультипликаторе включается при движении по хорошим дорогам или с малой нагрузкой, когда нет надобности использовать для разгона первую передачу. Поэтому при включении прямой передачи в демультипликаторе коробка передач обеспечивает не восемь, а шесть; а при включении понижающей передачи в демультипликаторе – восемь передач. Таким образом, коробка передач с делителем и демультипликатором обеспечивает не шестнадцать, а только четырнадцать передач.

Планетарный демультипликатор включается при помощи синхронизатора 5, который имеет два положения:

- включения прямой передачи – синхронизатор перемещается назад (на схеме – вправо), блокируются эпициклическое зубчатое колесо с водилом (см. рисунок 1.30а), при этом элементы планетарного ряда вращаются как одно целое;
- включения понижающей передачи – синхронизатор перемещается

вперед (на схеме – влево), вследствие чего эпициклическое колесо жестко блокируется с картером (см. рисунок 1.30b). При вращении солнечного колеса и остановленном эпицикле, водило будет вращаться медленнее солнечного колеса, так как планетарные шестерни, обегая стоящее эпициклическое колесо, будут увлекать водило, на осях которого они вращаются.



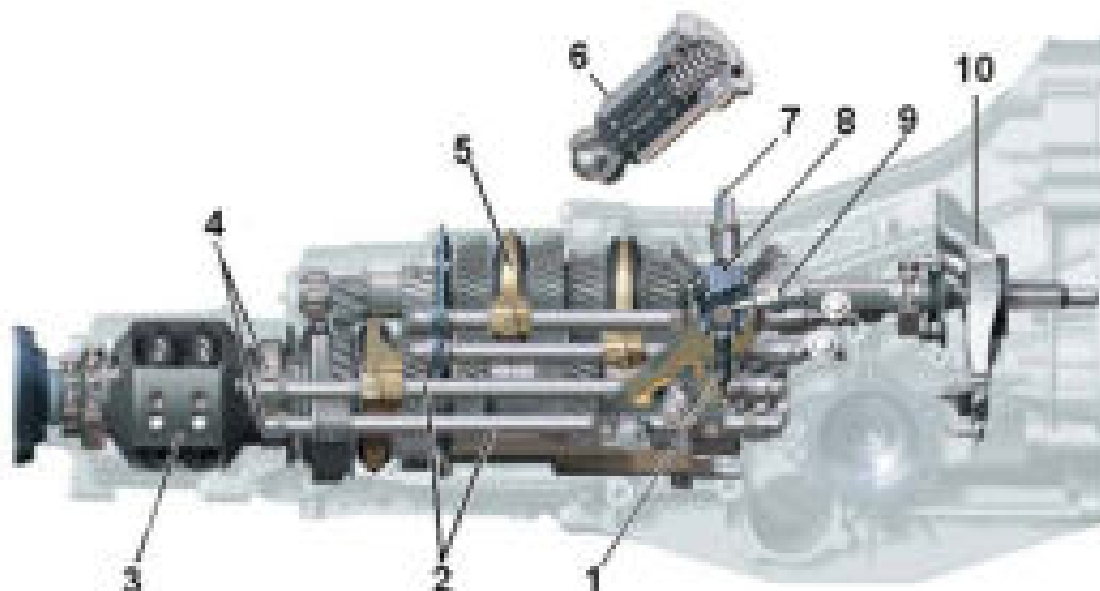
а) – прямая передача; б) – понижающая передача.

Рисунок 1.30 – Планетарный механизм демультипликатора.

Применение планетарного демультипликатора при большом передаточном числе дает возможность снизить массу и размеры всей коробки передач. Максимальное передаточное число на первой передаче при включении понижающей передачи в демультипликаторе 10,65; минимальное передаточное число при включении прямой передачи в демультипликаторе 0,82. Диапазон передач $D = 12,987$.

1.6 Внутренние элементы и механизмы коробки передач

Перемещение скользящих муфт или шестерен в коробке передач производится вилками, закрепленными на штоках. В трехвальной пятиступенчатой коробке передач установлено три штока, а в шестиступенчатой коробке (см. рисунок 1.31) – четыре штока. На каждом штоке 2 установлено по одной вилке 5, входящей в цилиндрическую проточку скользящей муфты синхронизатора.



1 – ограничительный штифт; 2 – шток вилки переключения передач; 3 – межосевой дифференциал; 4 – шариковые опоры штоков переключения передач; 5 – вилка переключения передач; 6 – стопорная втулка; 7 – вал управления переключением передач; 8 – цилиндрический держатель вала; 9 – выключатель фонаря заднего хода; 10 – вилка включения сцепления.

Рисунок 1.31 – Внутренние элементы механизма переключения коробки передач полноприводного автомобиля с продольным расположением двигателя.

От самопроизвольного выключения передач предохраняют шариковые стопорные устройства 6, установленные на рабочем цилиндре, которые входят в соответствующие выточки оси вращения рабочего цилиндра. Рабочий цилиндр переключения передач, связанный с рычагом посредством двух тяг, одна из которых перемещает рабочий цилиндр в направлении вдоль оси его вращения, а вторая – поворачивает рабочий цилиндр. Продольным перемещением рабочего цилиндра производится выбор передач. На рисунке 1.24 видно, что поворачивающая штанга 3 может перемещать рабочий цилиндр в одно из четырех положений, соответствующих выбору одного из четырех штоков 2 (см. рисунок 1.31), а толкающая штанга производит перемещение выбранного штока в направлении его продольной оси.

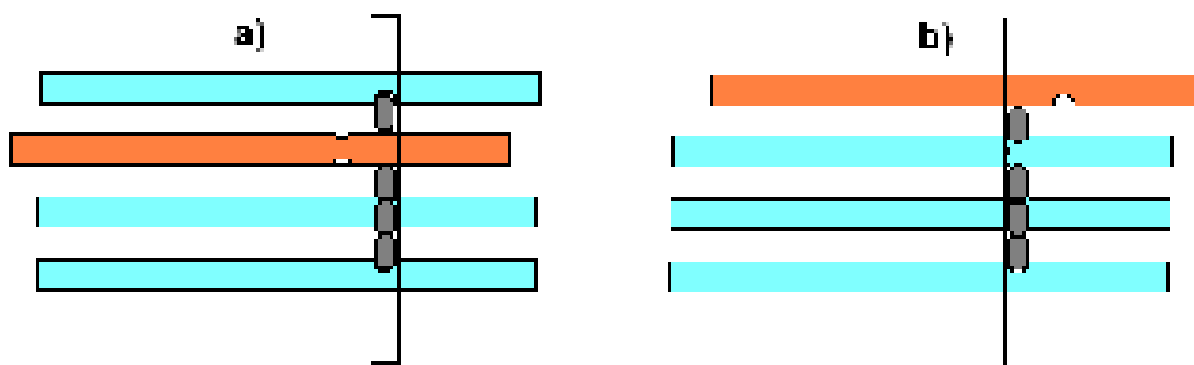


Рисунок 1.32 – Работа замочного устройства при включении какой-либо передачи.

Одновременное включение двух передач невозможно, так как в корпусе коробки передач установлено замочное устройство, стопорящее три штока в случае выведения одного из четырех штоков из нейтрального положения. На рисунке 1.32а показано положение элементов замочного устройства при выведении из нейтрального положения штока со сквозным отверстием для замка, а на рисунке 1.32б – при выведении из нейтрального положения одного из крайних штоков. На рисунке видно, что ни один из штоков после выведения какого-либо штока из нейтрального положения не может быть выведен из этого положения, так как удерживается подвижными элементами замочного устройства.

1.6.1 Подшипниковые узлы коробок передач, системы смазки ступенчатых коробок передач

В ступенчатых коробках передач с их ручным переключением применяются подшипники качения различных типов: шариковые радиальные, шариковые радиально-упорные, роликовые радиальные с цилиндрическими роликами, роликовые радиально-упорные с коническими роликами, игольчатые. Подшипники, устанавливаемые на валу коробки передач, в большинстве конструкций воспринимают радиальные и осевые нагрузки. При установке шариковых подшипников осевую нагрузку воспринимает один из подшипников,

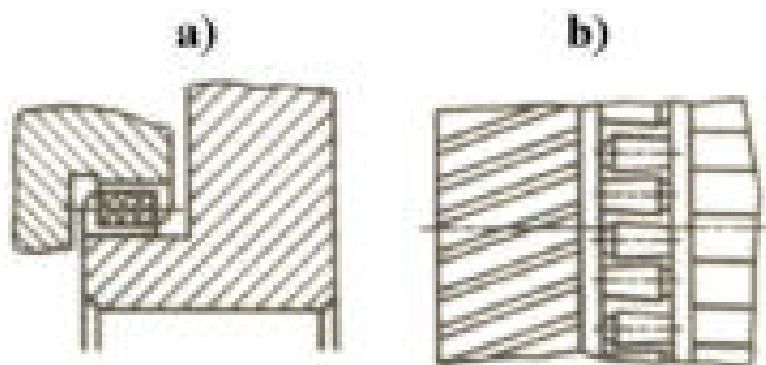
поэтому наружное кольцо этого подшипника закрепляется в картере, а наружное кольцо другого подшипника имеет такую посадку в картере, которая позволяет ему перемещаться при тепловом удлинении вала. Одновременно такая установка подшипников позволяет упростить их монтаж. С этой же целью один из подшипников, устанавливаемый на валу - с цилиндрическими роликами.

Два роликовых радиально-упорных подшипника на одном валу применяются в коробках передач грузовых автомобилей довольно редко, так как при тепловом расширении вала они могут заклинить. Чаще один конец вала устанавливают на двухрядный радиально-упорный роликовый подшипник, а второй конец вала имеет «плавающую» опору. Если блок зубчатых колес с косым зубом устанавливается на роликовых подшипниках с цилиндрическими роликами, то осевые силы воспринимаются торцовыми шайбами. Косозубые колеса постоянного зацепления, свободно установленные на валу на игольчатых подшипниках, бронзовых втулках или непосредственно на валу, фиксируются в осевом направлении выступами вала, шайбами и замковыми кольцами или гайками.

1.7 Основные неисправности и сервисное обслуживание коробок передач

Если у автомобиля наблюдается неполное включение какой-либо передачи, что сопровождается её самопроизвольным выключением, требуется провести регулировку наружного привода включения, путем изменения длины тяг. Как производится регулировка – узнайте в Руководстве по ремонту данной марки автомобиля. Если регулировкой не удастся добиться полного включения передачи, то есть после регулировки все же происходит самопроизвольного выключения передачи, дефект кроется во внутреннем механизме включения передачи.

При износе зубьев и при повышенных посадочных зазорах между скользящей муфтой и корпусом синхронизатора, появляются осевые силы, которые выводят зубья зубчатых пар или муфты из зацепления и передача самопроизвольно выключается. Усилия фиксаторов, удерживающих валики переключения передач в положении включенной передачи, оказываются недостаточными. Такая же картина возникает при изгибе штоков или износе фиксирующих канавок на штоках. В этом случае штоки необходимо заменить.



а) – зубья выполнены с перекрытием; б) – зубья конической формы.

Рисунок 1.33 – Конструкция зубьев, передающих усилие от шестерни каретки к корпусу синхронизатора.

В конструкции коробок предусмотрены дополнительные мероприятия, направленные на предотвращение самовыключения передач. Простейшим из таких мероприятий является выполнение зубчатых муфт с перекрытием (см. рисунок 1.33а) или зубьям муфт придают коническую форму. Зубья с перекрытием после некоторого периода эксплуатации в зоне контакта деформируются, образуя уступ, который препятствует самовыключению.

Другая конструкция зубьев показана на рисунке 1.33б. Зубья имеют форму усеченного конуса. При передаче тангенциального (касательного) усилия на рабочих поверхностях зубьев возникают две противоположно направленные силы, которые препятствуют саморасцеплению муфт. Однако износ рабочих поверхностей зубчатых муфт является причиной их саморасцепления.

Затрудненное включение передач, сопровождающееся соударением зубьев соединяемых звеньев, обычно вызвано износом трущихся поверхно-

стей синхронизирующих вращение звеньев, как правило – конической поверхности латунного блокирующего кольца.

Обе неисправности можно устранить только заменой изношенных деталей.

Реже возникает дефект, связанный с ослаблением или разъединением крепежа, фиксирующего включающие вилки на штоках. Такой дефект может привести к серьезной поломке механизмов, так как возможно одновременное включение двух передач. Как вы понимаете, два конца одного вала не могут вращаться в разные стороны или с разными скоростями. Это приведет к неминуемой поломке либо самого вала, либо механизмов, вращающих этот вал.

Подтекание масла из корпуса коробки передач можно определить по масляным следам на днище автомобиля в местах крепления передаточных устройств. Подтекание может происходить из-за повреждения сальниковых уплотнений, или из-за повышенного давления внутри картера коробки передач. На корпусе картера, как правило, расположен сапун – устройство, предназначенное для вентиляции внутренней полости, которая необходима при нагреве смазки. При сервисном обслуживании коробок обязательно очистите сапун и проверьте его способность пропускать пары из коробки при нагреве масла и обратного впуска воздуха при его охлаждении.

1.8 Дополнительные и раздаточные коробки передач

Современный рынок автомобилей немислим без внедорожников. Каждая фирма считает престижным выпустить хотя бы один внедорожник, пускай не в полном смысле этого слова, то есть не для трафика Париж - Дакар, а для поездки на рыбалку, или даже и не на рыбалку, а просто как дань моде. Вот и стали автомобили повышенной проходимости автомобилями повышенной комфортности. Чем же так привлекателен внедорожник и какие преимущества, получает водитель? На вопрос: «С чем у вас ассоциируется высокая проходимость?», большинство, не задумываясь, ответит: «С большим дорожным

просветом и приводом на все колеса».

Действительно, в серийном исполнении полный привод появился и получил широкое распространение именно на автомобилях высокой проходимости, ведь без него эта высокая проходимость просто не получалась. Но за нее пришлось заплатить усложнением конструкции, увеличением массы машины и уменьшением полезного пространства: появились дополнительные агрегаты – раздаточная коробка, еще один ведущий мост с главной передачей и дифференциалом, карданные валы.

Самая ранняя схема полноприводной трансмиссии – с жесткой связью в раздаточной коробке и отключением одного из ведущих мостов - благополучно дожила до наших дней (характерный пример – Suzuki Grand Vitara). Насколько возможно, она модернизировалась: в наше время для подключения дополнительного ведущего моста (как правило, переднего) не надо останавливаться.

Но одно дело – просто внедорожники: большую часть потребителей вполне устраивало основное преимущество схемы с отключаемым мостом – относительная простота и, соответственно, дешевизна, а вопросы скоростного передвижения по асфальту их волновали мало. Совсем другое дело, когда автомобиль повышенной проходимости стал предметом престижа и превратился в транспортное средство повседневного пользования, причем большей частью по относительно хорошим дорогам. В этой ситуации на первый план уже выходят недостатки. Во-первых – невозможность постоянного использования преимуществ полного привода, ведь при движении по твердым сухим покрытиям один из ведущих мостов нужно отключать. Во-вторых – повышенные требования к квалификации водителя: он должен правильно оценивать обстановку и принимать решение – включать дополнительный мост или не включать. А ошибки весьма чреваты: ведь превращение автомобиля в полноприводный мгновенно меняет не только проходимость, но и управляемость.

По этим причинам в последнее время все чаще стали применять постое-

янный полный привод с межосевым дифференциалом, блокируемым для повышения проходимости. Однако, добавив в раздаточную коробку межосевой дифференциал, трансмиссию сделали довольно сложной и разветвленной. Раздаточная коробка и дополнительные приводные валы утяжеляют машину и занимают много места, снижается КПД трансмиссии, и, значит, увеличивается расход топлива. И если для больших автомобилей с мощными двигателями все это не так уж и существенно, то у компактных серьезно страдают динамика, экономичность и вместимость.

Давайте вместе разберемся, чем же все-таки привлекателен полноприводной автомобиль, и так ли необходима нам машина высокой проходимости?

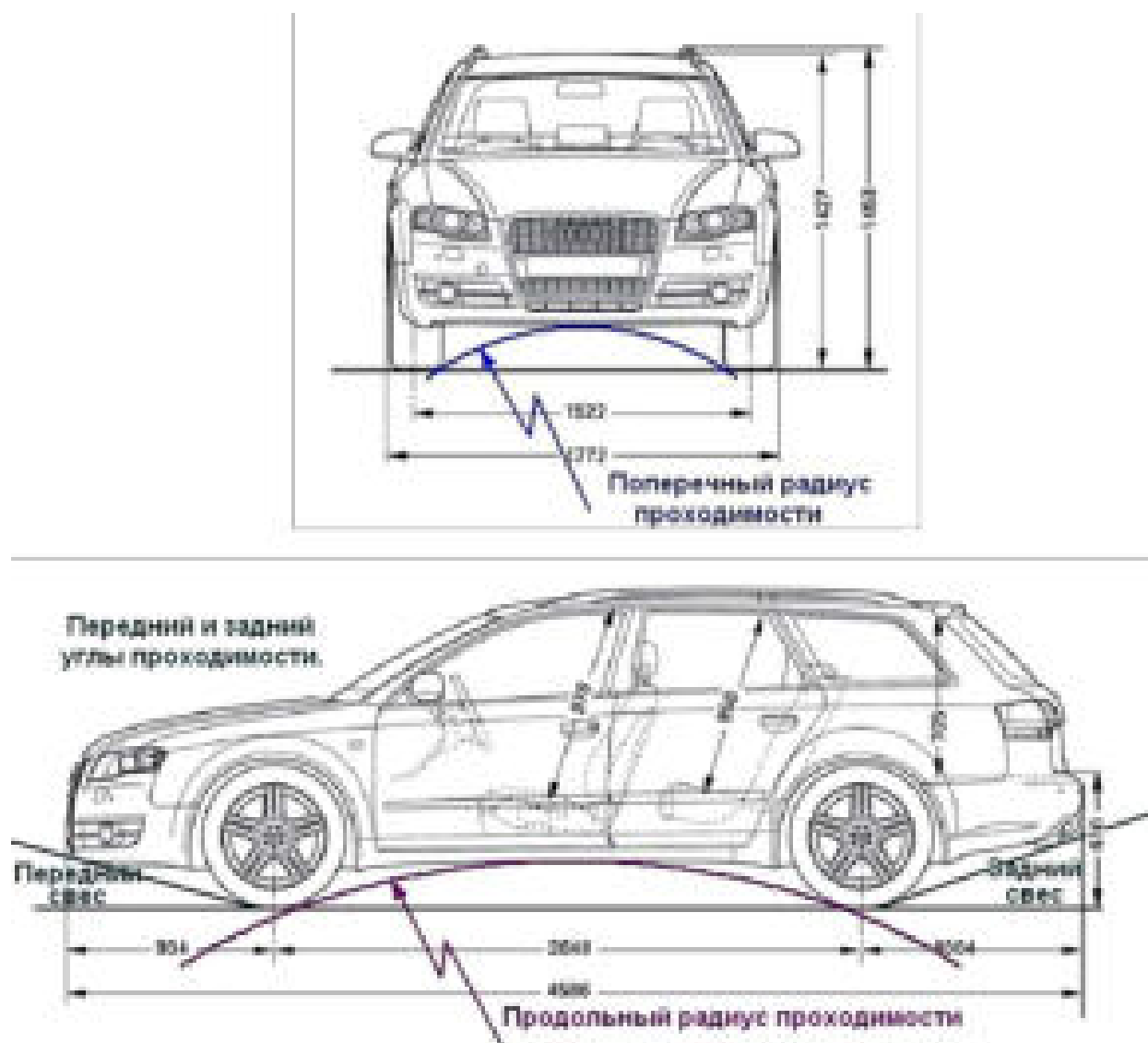


Рисунок 1.34 – Основные параметры автомобиля, влияющие на его проходимость.

Проходимость можно разделить на два типа: геометрическую и трансмиссионную. Геометрическая проходимость обусловлена геометрическими данными автомобиля, к которым обычно относят следующие параметры автомобиля (см. рисунок 1.34):

просвет – расстояние между нижней точкой автомобиля и плоскостью дороги, которое характеризует возможность движения автомобиля без касания поверхности выступов дороги;

передний и задний углы проходимости, а также передний и задний свесы характеризуют проходимость автомобиля при движении по неровным дорогам при въезде на препятствие или съезде с него, например, при наезде на бугор или бордюрный камень, переезда через канавы;

продольный и поперечный радиусы проходимости определяют очертания препятствия, которые, не задевая, может преодолеть автомобиль. Радиусы проходимости равны радиусом окружностей, проведенных касательно к внешним окружностям шин и наиболее низкой точке автомобиля, в пределах базы или колеи. Чем меньше продольный и поперечный радиусы проходимости, тем лучше проходимость автомобиля.

Вопросы геометрической проходимости изучаются в теории эксплуатационных свойств автомобиля, а наша задача – рассмотреть вопросы, затрагивающие только трансмиссионную проходимость.

Трансмиссионная проходимость – это возможность правильно управлять распределением крутящего момента по колесам с целью не оставить без нагрузки колесо, имеющее надежное сцепление с поверхностью дороги. В этой главе мы будем говорить о трансмиссионной проходимости.

1.9 Взаимосвязь между трансмиссионной проходимостью и управляемостью автомобиля

Если представить себе, что колесо абсолютно круглое и касается поверх-

ности только в одной точке (хотя существует такое понятие, как пятно контакта, состоящее из многих точек), то становится возможным нарисовать следующую схему (см. рисунок 1.35).

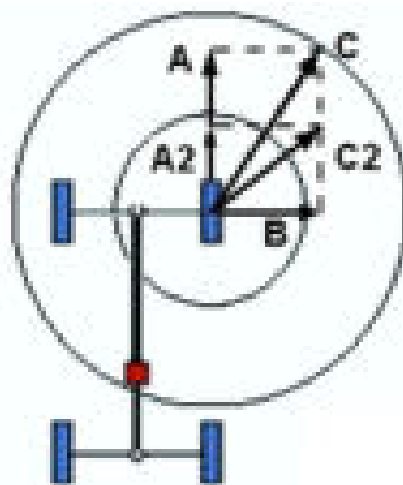


Рисунок 1.35 – Круг сцепления колеса автомобиля с дорогой.

Колесо в центре круга имеет пятно контакта колеса с дорогой. Окружность – это предел сцепных свойств шин. Вектор (A) - сила, действующая на шину в продольном направлении, которую прикладывает двигатель к колесу. В случае, если вектор этой силы будет превышать предел сцепных свойств шины, возникнет пробуксовка. Вектор (B) - вектор центробежной силы, которая действует в поперечном направлении и возникает при прохождении поворотов.

Понятно, что если вектор (B) выйдет за пределы сцепных свойств шины, произойдет снос или занос. Вектор (C) - результирующий вектор, именно так вычисляется сумма сил (A) и (B). Естественно, если он выйдет за пределы сцепных свойств шин, это приведет к потере контакта с дорогой.

Теперь посмотрим, что происходит в полноприводных автомобилях. Все дело в том, что если весь крутящий момент от двигателя приходит только на одну ось, то делится он поровну между двумя колесами, каждое из которых получает 50% момента. Но если автомобиль полноприводный, то момент делится уже на четыре колеса, то есть каждому колесу достанется лишь 25% крутящего момента. Это означает, что вектор (A) ровно в два раза меньше. Следовательно, вектор (C) тоже значительно меньше. Выходит, что полноприводная машина

гораздо лучше держит дорогу, особенно если покрытие скользкое, поэтому соврать колеса в столь нежелательную пробуксовку окажется сложнее.

Очень важно правильно распределять крутящий момент между колесами. Каждое колесо должно получать ровно столько момента, сколько оно в состоянии реализовать, что зависит от сцепления с дорогой.

Что же нам предлагает автомобилестроители?

Для обеспечения хорошей проходимости недостаточно иметь большой дорожный просвет и замечательные свесы, позволяющие не только по бордюрным камням, но и по вырубам кататься, да канавы переползать, надо бы ещё и с конструкцией трансмиссии поработать. Любой внедорожник имеет как минимум два ведущих моста, которые дружно «копают» бездорожье, а чтобы подвести к ним крутящий момент, необходима раздаточная коробка, которую часто ошибочно называют «дополнительной» коробкой передач.

Дополнительные коробки, выполненные в отдельном картере и соединяемые с основной коробкой передач при помощи короткой карданной передачи, предназначены для увеличения числа передач и диапазона передаточных чисел. В настоящее время такие дополнительные коробки применяются крайне редко и только в том случае, если в трансмиссии используется стандартная коробка передач.

Раздаточные коробки, применяемые в полно приводных автомобилях, как правило, одновременно выполняют функции демультипликатора, что дает возможность увеличить диапазон передаточных чисел, увеличить тяговую силу, которая распределяется между всеми колесами, тем самым, повышая проходимость автомобиля.

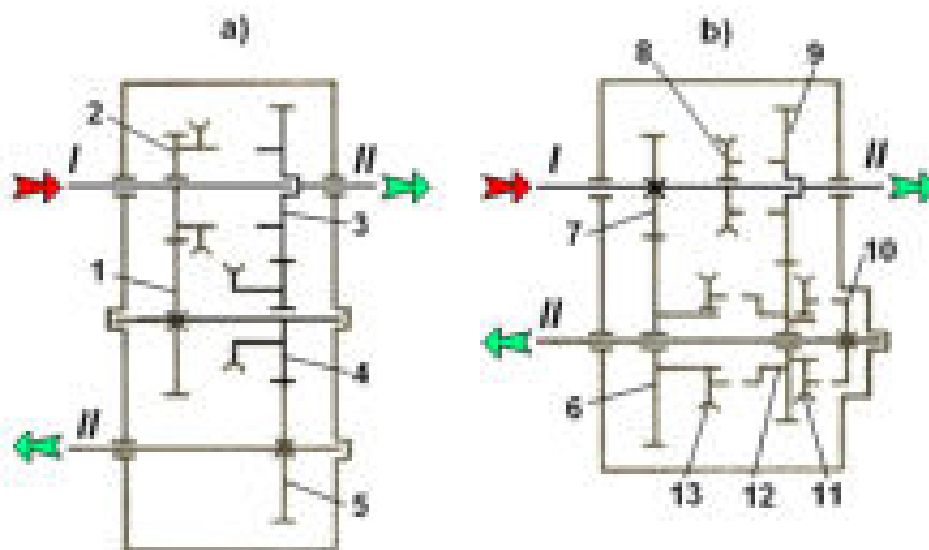
Конструкции раздаточных коробок различаются по следующим признакам:

- по расположению ведомых валов (с соосными и несоосными ведомыми валами);
- по приводу выходных валов (с заблокированным и дифференциальным приводом);

- по числу передач (одноступенчатые, двухступенчатые, трехступенчатые).

1.10 Раздаточная коробка с заблокированным приводом

На рисунке 1.36 приведены кинематические схемы двух раздаточных коробок передач. Вначале рассмотрим раздаточную коробку, отмеченную литерой а).



I – ведущий вал; II – ведомый вал; 1 – жестко закрепленное зубчатое колесо промежуточного вала; 2 – подвижная ведущая шестерня с кулачковой муфтой; 3 – ведомое зубчатое колесо привода задних колес; 4 – подвижное зубчатое колесо промежуточного вала; 5 – ведомое зубчатое колесо привода передних колес; 6 – промежуточное колесо понижающей передачи; 7 – жестко закрепленное на ведущем вале зубчатая шестерня; 8 – подвижная муфта включения прямой передачи; 9 – ведомое зубчатое колесо привода задних колес; 10 – жестко посаженная на ведомом валу зубчатая муфта привода передних колес; 11 – подвижная зубчатая муфта привода передних колес; 12 – промежуточное колесо с зубчатой муфтой включения пониженной передачи; 13 – зубчатая муфта включения пониженной передачи.

Рисунок 1.36 – Двухступенчатые раздаточные коробки передач с заблокированным приводом.

Ведущий вал (I) получает вращение от основной коробки передач. На ведущем валу расположена шестерня 2, которая может перемещаться вдоль ведущего вала по шлицам. Это значит, что в положении, показанном на рисунке 1.36а, вращение от ведущего вала через шестерню 2 передается на шестерню 1 жестко закрепленную на промежуточном валу. На шлицевой части этого вала установлена промежуточная шестерня 4, которая может передавать крутящий момент от промежуточного вала на зубчатое колесо 3, передающую вращение на задний мост, и зубчатое колесо 5, передающую вращение на передний мост.

Теперь внимательно посмотрим на диаметры шестерен. Шестерня 2 по диаметру меньше, чем шестерня 1, следовательно, произойдет снижение скорости вращения, но увеличение крутящего момента. Шестерня 4, находящаяся на одном валу с шестерней 1 будет вращаться медленнее ведущего вала. Шестерни 3 и 5 по диаметру немного меньше шестерни 4, следовательно, произойдет повторное снижение частоты вращения ведомых звеньев – валов (II), передающих вращение к редукторам заднего и переднего мостов.

Вывод: в указанном на рисунке 1.36а положении осуществляется привод на все четыре колеса автомобиля, причем, со снижением скорости вращения и увеличением крутящего момента.

Если же шестерню 2 передвинуть вправо до соединения через кулачковую муфту с зубчатым колесом 3, выходной вал (II), передающий крутящий момент к заднему мосту будет вращаться синхронно с ведущим валом (I), а через промежуточную шестерню 4 вращение будет передаваться на зубчатое колесо 5, передающий крутящий момент к переднему мосту. В этом положении крутящий момент передается на оба моста, а скорость вращения в раздаточной коробке не снижается.

Если же шестерню 4 вывести из зацепления с зубчатыми колесами 3 и 5 – исчезнет привод на передние колеса.

Чтобы не увеличивать количество рычагов, перемещение шестерен 2 и

4 осуществляется разом, то есть шестерни могут находиться в положении, показанном на рисунке 1.36а, либо шестерня 2 подана вправо для соединения с зубчатым колесом 3, а промежуточная шестерня 4 выводится из зацепления.

Это значит, что раздаточная коробка, показанная на рисунке 1.36а, может осуществлять прямую передачу только на колеса заднего моста, а пониженную передачу на все четыре колеса. Двигаться с включенным жестким приводом с высокой скоростью по хорошим дорогам нельзя, поэтому, как только внедорожник выберется на более-менее хорошую дорогу – полный привод надо отключить.

На рисунке 1.36б приведена иная конструкция раздаточной коробки, у которой, перемещая шестерню 8 вправо, можно включить прямую передачу. При этом муфта 13 должна быть отсоединена от кулачков зубчатого колеса 12, либо включена пониженная передача одновременным перемещением шестерни 8 влево, а муфты 13 вправо - до входа в зацепление с зубцами кулачковой муфты колеса 12. Перемещением муфты 11 можно подключить передний мост, как на прямой, так и на пониженной передаче, хотя о целесообразности включения обоих мостов при отсутствии межосевого дифференциала для движения с высокой скоростью мы говорили.

1.11 Раздаточная коробка с дифференциальным приводом и механической блокировкой межосевого дифференциала

Устранить недостатки раздаточной коробки с заблокированным приводом на все колеса - призвана раздаточная коробка с встроенным межосевым дифференциалом. При использовании раздаточных коробок с дифференциальным приводом передний мост постоянно включен, но в составе раздаточной коробки обязательно должно быть устройство, предназначенное для блокировки дифференциала. При буксовании одного из колес оси и незаблокированном межколесном дифференциале движение автомобиля становится невозмож-

ным, так как в этом случае весь крутящий момент будет подведен к буксующему колесу, а остальные колеса останутся неподвижными.

Раздаточные коробки с дифференциальным приводом и с постоянно включенным передним мостом используются на отечественных автомобилях ВАЗ-2121. Теоретически доказано, а опыт эксплуатации подтвердил, что при постоянно включенном приводе передних колес и наличии в раздаточной коробке дифференциального привода износ шин меньше, чем при отключении переднего моста в раздаточной коробке с заблокированным приводом.

По условию получения максимально возможной тяговой силы распределение момента между мостами полноприводного автомобиля должно осуществляться пропорционально распределению вертикальных нагрузок.

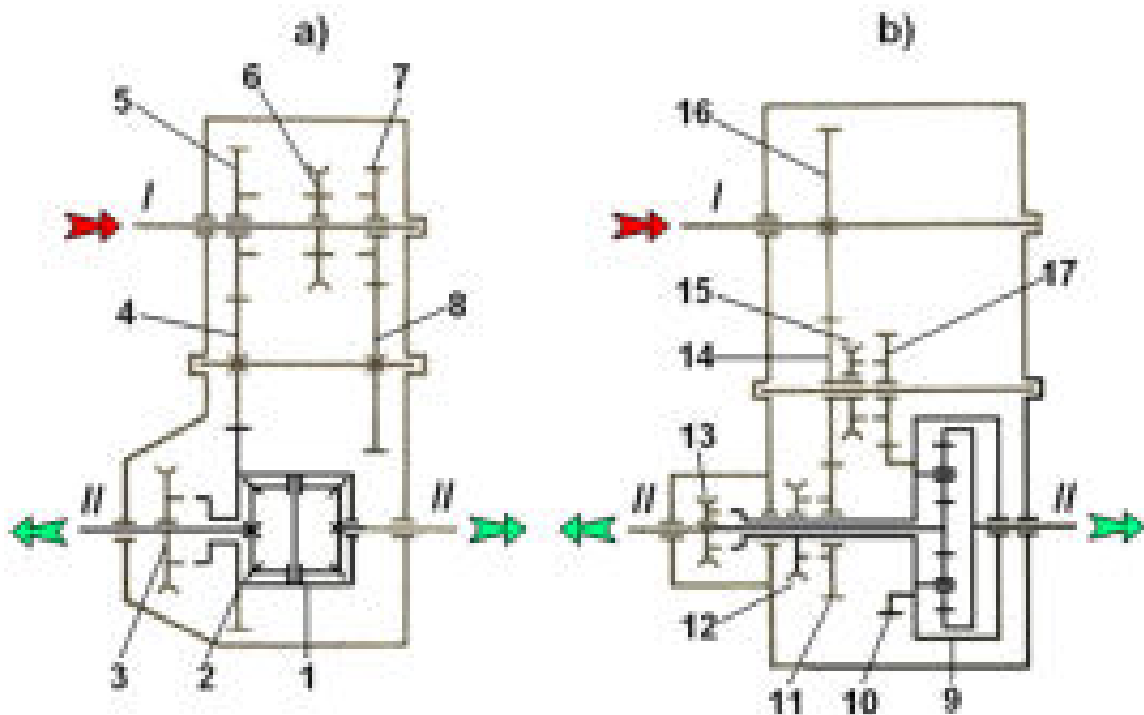
Для обеспечения дифференциального привода в раздаточной коробке может быть использован симметричный или несимметричный дифференциал. Симметричный дифференциал в раздаточной коробке применяется в том случае, если в полноприводном двухосном автомобиле сцепной вес делится между мостами примерно поровну. В такой конструкции раздаточная коробка с симметричным дифференциалом, имеющим принудительную блокировку, объединена с постоянно включенным одноступенчатым демультипликатором (понижающий редуктор) с передаточным числом 1,4.

Рассмотрим две конструкции раздаточных коробок, кинематические схемы которых изображены на рисунке 1.37. Вначале о раздаточной коробке с симметричным дифференциалом, отмеченной позицией а).

По такой же схеме выполнена конструкция раздаточной коробки ВАЗ-2121. Здесь раздаточная коробка сочетается с двухступенчатым демультипликатором, обеспечивающим две понижающие передачи с передаточными числами 1,2 и 2,135.

Ведущий вал (I), присоединен к основной коробке передач. На валу через подшипники установлены два зубчатых колеса: 5 – для обеспечения передаточного отношения 1,2, и 7 – для передаточного отношения 2,135. Переключение ступеней демультипликатора производится перемещением кулачковой

муфты вправо или влево. Через эту кулачковую муфту крутящий момент может передаваться от ведущего вала к одной из ведущих шестерен демультипликатора.



а) – симметричный дифференциал; б) – несимметричный дифференциал; I – Ведущий вал раздаточной коробки; II – Ведомый вал раздаточной коробки; 1 – Корпус симметричного дифференциала; 2 – Приводная шестерня дифференциала; 3 – Кулачковая муфта блокировки дифференциала; 4 – Промежуточная шестерня передачи с отношением 1,2; 5 – Ведущая шестерня передачи с отношением 1,2; 6 – Кулачковая муфта переключения передач; 7 – Ведущая шестерня понижающей передачи с отношением 2,135; 8 – Промежуточная шестерня понижающей передачи с отношением 2,135; 9 – Несимметричный планетарный дифференциал; 10 – Приводной зубчатый венец несимметричного дифференциала понижающего ряда; 11 – Приводная шестерня несимметричного дифференциала прямой передачи; 12 – Кулачковая муфта включения прямой передачи; 13 – Кулачковая муфта блокировки дифференциала; 14 – Промежуточная шестерня; 15 – Кулачковая муфта включения понижающей передачи; 16 – Приводная шестерня, жестко закрепленная на ведущем валу; 17 – Приводная шестерня с кулачковой муфтой понижающей передачи.

Рисунок 1.37 – Кинематические схемы раздаточных коробок.

Если кулачковая муфта введена в зацепление с кулачками шестерни 5, то вращение передается от ведущего вала на кулачковую муфту 6; от кулачковой муфты 6 – на ведущую шестерню 5; от ведущей шестерни 5 – на промежуточную шестерню 4; от промежуточной шестерни 4 – на шестерню привода 2 симметричного дифференциала. Симметричный дифференциал через две полуосевые шестерни приводит в движение колеса передней и задней оси.

Конструкция раздаточной коробки предусматривает механическую блокировку межосевого дифференциала. Для этого кулачковую муфту 3 необходимо переместить вправо до введения в зацепление с кулачками приводной шестерни 2 дифференциала. В этом случае оказываются жестко соединенными (заблокированными) полуосевая шестерня с корпусом 1 дифференциала, следовательно, все детали дифференциала могут вращаться только синхронно. Это значит, что дифференциал заблокирован, и крутящий момент будет поровну распределен между передней и задней осями автомобиля.

Кинематическая схема раздаточной коробки передач с несимметричным (планетарным) дифференциалом показана на рисунке 1.37b.

В полноприводных двухосных автомобилях, где вертикальная нагрузка, приходящаяся на переднюю ось, составляет приблизительно половину нагрузки на заднюю ось, дифференциальный привод в раздаточной коробке должен распределять момент между передним мостом и задним осуществляется в соответствующей пропорции при помощи несимметричного дифференциала.

Здесь корпус 9 несимметричного дифференциала может получать вращение через зубчатый венец 10 понижающего ряда демультипликатора, или через ведущее зубчатое колесо 11 прямой передачи. Привод понижающей передачи осуществляется через кулачковую муфту 15, а прямой передачи – через муфту 12. Как вы понимаете, одновременное включение муфт 12 и 15 невозможно, поэтому они могут включаться лишь по одной, например, зубчатая муфта 12 введена в зацепление с кулачками приводного зубчатого колеса 11,

а кулачковая муфта 15 из зацепления с кулачками приводной шестерни 17 выведена.

Блокировка дифференциала производится введением в зацепление кулачковой муфты 13 с удлинителем корпуса 9 дифференциала. В этом случае жестко соединяются солнечная шестерня планетарного ряда с водилом, являющимся корпусом дифференциала. Планетарный механизм с заблокированными двумя звеньями может вращаться только синхронно. В этом случае крутящий момент передается к колесам передней и задней осей поровну, причем привод – постоянный.

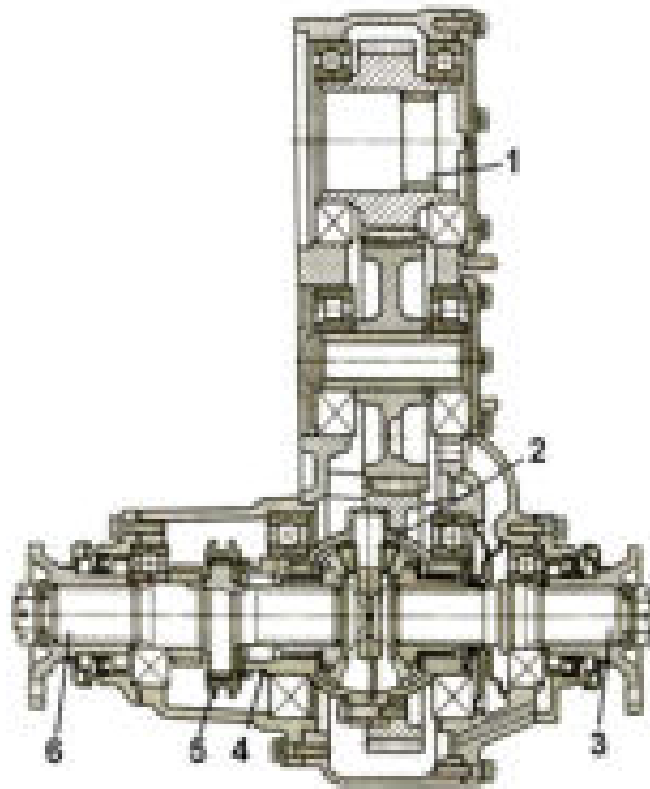
В обычном режиме движения с незаблокированным дифференциалом крутящий момент между осями делится не поровну: на переднюю ось – примерно 35%, а на заднюю – 65%.

1.12 Конструкция раздаточной коробки с симметричным и несимметричным дифференциалом

Этот вид раздаточной коробки применяют на полноприводных автомобилях с постоянно включенным демультипликатором, обеспечивающим передаточное отношение 1,4.

Крутящий момент на раздаточную коробку подается через короткий карданный вал на шлицевую часть 1 (см. рисунок 1.38) ведущего зубчатого колеса. Промежуточное зубчатое колесо необходимо для обеспечения смещения выходных валов 6 и 3 по отношению к выходному валу КПП.

С третьим зубчатым колесом стыкован симметричный дифференциал, передающий крутящий момент на выходной вал (6) передней оси и выходной вал 3 задней оси. Передняя ось имеет постоянный привод, то есть не может быть отключена, однако, при необходимости дифференциал может быть заблокирован путем перевода блокирующей муфты с внутренним зубчатым венцом в зацепление с удлинителем 4 корпуса дифференциала, имеющим ответный наружный зубчатый венец.

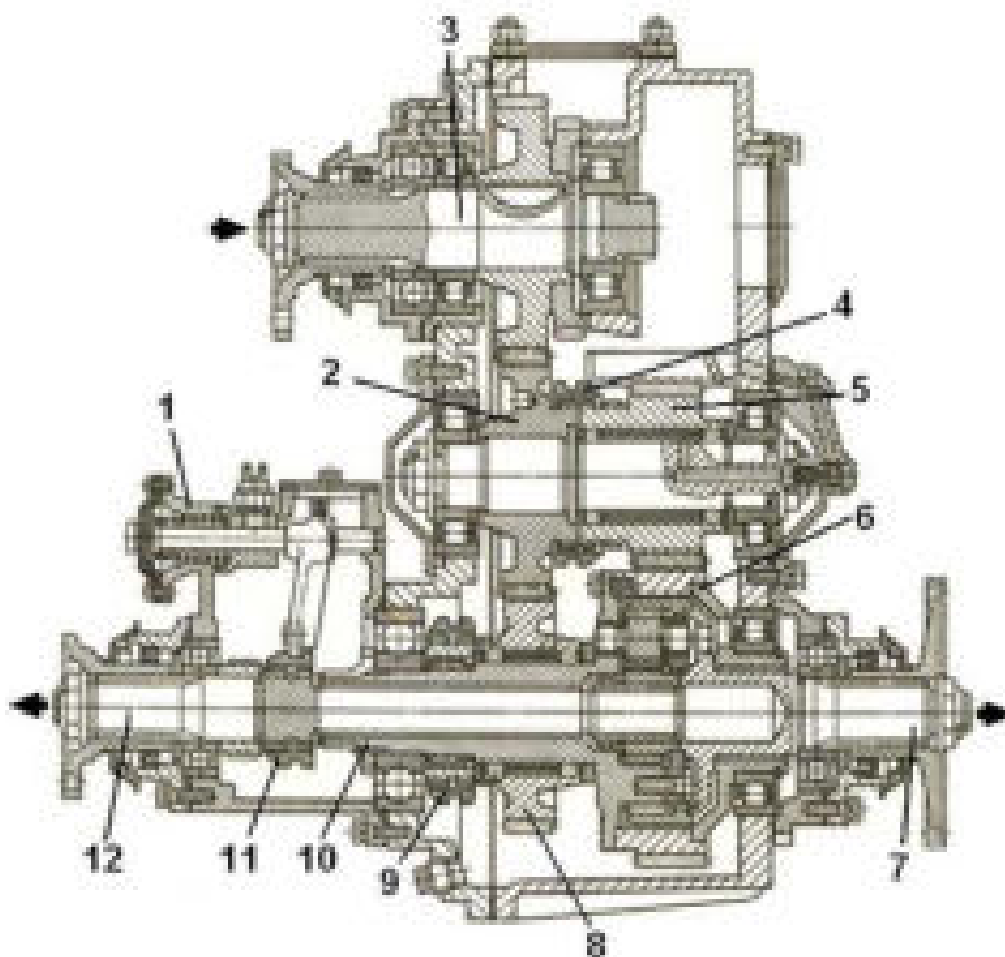


1 – шлицевая часть ведущей шестерни раздаточной коробки; 2 – межосевой симметричный дифференциал; 3 – вал привода задней оси; 4 – удлинитель корпуса дифференциала с зубчатым венцом блокировки; 5 – зубчатая муфта блокировки дифференциала; 6 – вал привода передней оси.

Рисунок 1.38 – Конструкция межосевого дифференциала с симметричным дифференциалом.

На полноприводных автомобилях с различной по величине нагрузкой на переднюю и заднюю оси устанавливают несимметричный дифференциал.

Эта раздаточная коробка имеет два выходных вала, расположенных соосно. Передача крутящего момента производится через входной вал 3 (см рисунок 1.39) и посаженное на нем зубчатое колесо, входящее в зацепление с шестерней 2 промежуточного вала. Подвижная зубчатая муфта 4, перемещенная влево (как это показано на рисунке) обеспечивает передачу крутящего момента с шестерни 2 на ведущее зубчатое колесо 5, находящегося в зацеплении с зубчатым венцом 6 несимметричного дифференциала. От дифференциала крутящий момент передается через солнечную шестерню на переднюю ось, а через эпициклическое колесо – на заднюю ось.



1 – Пневматический цилиндр включения блокировки дифференциала; 2 – Шестерня промежуточного вала; 3 – Ведущий вал с установленным на шпонке зубчатым колесом; 4 – Подвижная зубчатая муфта выбора передач демультипликатора; 5 – Зубчатый венец привода корпуса дифференциала; 6 – Зубчатая муфта включения второй понижающей передачи с отношением 2,135; 7 – Вал привода задней оси, соединенный с эпициклическим колесом планетарного дифференциала; 8 – Ведущее колесо дифференциала с зубчатым венцом на её ступице; 9 – Зубчатая муфта включения первой понижающей передачи демультипликатора с отношением 1,2; 10 – Удлинитель водила планетарного редуктора с зубчатым венцом блокировки дифференциала; 11 – Зубчатая муфта включения блокировки дифференциала; 12 – Вал привода передней оси, соединенный с солнечной шестерней планетарного редуктора дифференциала.

Рисунок 1.39 – Конструкция раздаточной коробки с несимметричным межосевым дифференциалом.

Дифференциал распределяет крутящий момент между передней и задней осью в отношении, равном отношению диаметра начальной (делительной) окружности солнечного колеса к начальной (делительной) окружности эпициклического колеса.

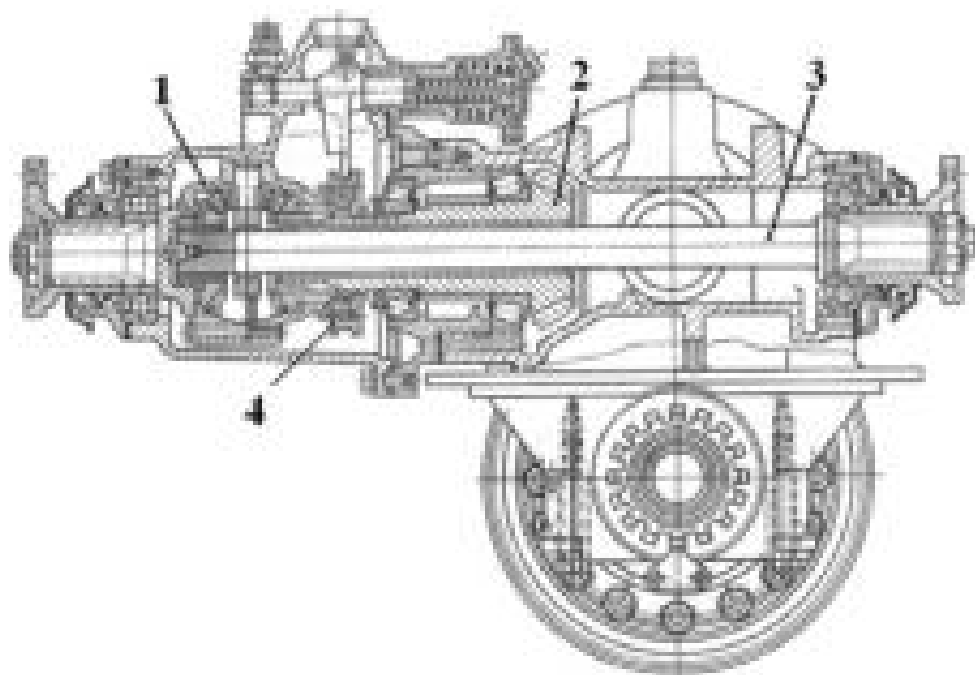
В указанной на схеме позиции включена понижающая передача с отношением 2,135. Если подвижную зубчатую муфту 4 перевести до упора вправо, отсоединив шестерню 2 от зубчатого венца 5 привода дифференциала, а зубчатую муфту 9 ввести в зацепление с зубчатым венцом ступицы ведущего колеса 8 дифференциала, раздаточная коробка будет передавать крутящий момент с отношением 1,2.

Передняя ось автомобиля не может быть отключена, однако, раздаточная коробка снабжена блокирующей муфтой 11, приводимой в движение пневматическим цилиндром 1. Если блокирующую муфту 11 перевести вправо, введя её в зацепление с зубчатой частью удлинителя 10 корпуса дифференциала. В этом случае солнечное колесо получает жесткое соединение с эпициклическим колесом, а это значит, что планетарная передача, играющая роль межосевого дифференциала, может вращаться только синхронно.

1.12.1 Симметричный межосевой дифференциал трехосного автомобиля с двумя задними ведущими осями

Рассмотрим конструкцию межосевого дифференциала грузового автомобиля, который устанавливается между двумя ведущими мостами задней тележки трехосного грузового автомобиля. Здесь симметричный межосевой дифференциал 1 (см рисунок 1.40), обеспечивающий относительно свободное вращение средней и задней оси трехосного грузового автомобиля, блокируется с помощью зубчатой муфты 4. Перемещение зубчатой муфты 4 влево обеспечивает жесткое соединение корпуса дифференциала с полуосевой шестерней, передающей вращение на коническое зубчатое колесо 2 главной передачи двухступенчатого редуктора средней оси. Вторая полуосевая шестерня

симметричного дифференциала соединена с проходным валом 3, передающем вращение на задний ведущий мост.



1 – Симметричный межосевой дифференциал; 2 – Ведущая коническая шестерня главной передачи среднего моста; 3 – Проходной вал привода задней оси; 4 – Механизм блокировки межосевого дифференциала.

Рисунок 1.40 – Симметричный межосевой дифференциал трехосного автомобиля с двумя задними ведущими осями.

Включение блокирующей муфты межосевого дифференциала производится пневматическим цилиндром, установленным на редукторе средней оси.

1.13 Самоблокирующиеся дифференциалы

Как было отмечено выше, механическая блокировка может быть включена и выключена только после остановки автомобиля, что связано с некоторым неудобством. А возможно ли включение блокировки во время движения? В принципе, да. Но значительно интереснее было бы применение конструкции, которая самостоятельно производило блокировку дифференциала, как только это становится необходимо, и самостоятельное выключение после того, как отпала необходимость в этом.

Современные автомобили, снабженные системой ASR (Anti Spin Regulator), предотвращают пробуксовку колеса при трогании с места, то есть ограничение свободы вращения одного колеса относительно другого колеса этой же оси. Это происходит посредством применения принудительного торможения свободно вращающегося колеса. Электроника, получая сигналы от колесных датчиков, и сравнивая скорости вращения всех колес, включает программу торможения буксующего колеса, перераспределяя крутящий момент между колесами ведущей оси.

Таким образом, необходимость в установке блокирующего устройства межколесного дифференциала отпала, хотя некоторые конструкции автомобилей наряду с применением ASR устанавливают и блокирующие межколесные устройства, а вот установка межосевого дифференциала остается актуальной. Однако речь, конечно же, идет об установке самоблокирующего дифференциала, который будет включать, и отключать блокировку по необходимости, без участия в этом процессе водителя.

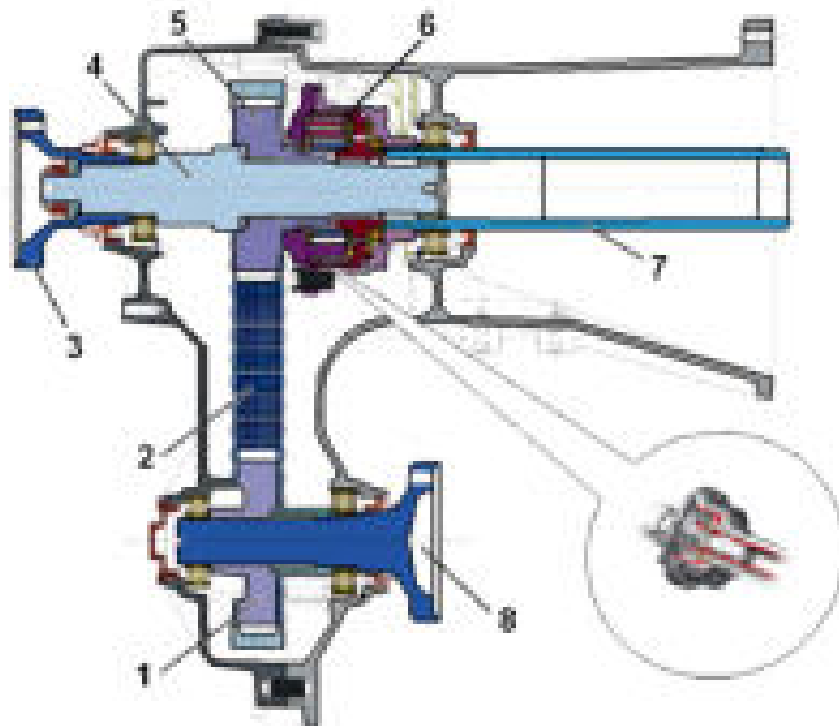
Давайте рассмотрим наиболее перспективные схемы таких самоблокирующихся дифференциалов.

1.13.1 Самоблокирующийся червячный дифференциал

В первую очередь рассмотрим конструкцию раздаточной коробки с самоблокирующимся червячным дифференциалом, легкового автомобиля, приведенную на рисунках 1.41 и 1.42.

Промежуточный вал 7 соединяет выходной (ведомый) вал коробки передач с корпусом 6 самоблокирующегося дифференциала раздаточной коробки. Ведущая звездочка 1 цепной передачи через шлицы соединена с солнечным колесом планетарного червячного дифференциала, а ведущий вал 4 через шлицы соединен с эпициклическим колесом. Фланец 3, соединяющий раздаточную коробку передач с задней ведущей осью, прикреплен к ведущему валу 4. Многорядная цепь 2, соединяющая ведущую 5 и ведомую 1 звездочки,

передает крутящий момент на выходной вал, который через фланец 8 передает крутящий момент на переднюю ведущую ось автомобиля.



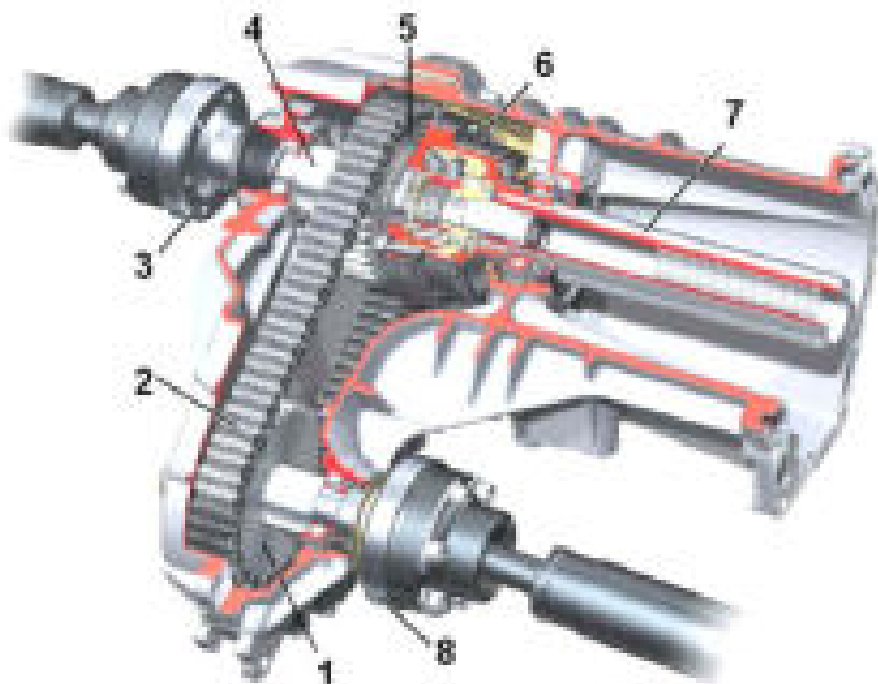
1 – ведомая звездочка цепной передачи; 2 – многорядная цепная передача; 3 – фланец крепления карданной передачи задней оси автомобиля; 4 – ведущий вал раздаточной коробки передач; 5 – ведущая звездочка цепной передачи; 6 – червячный межосевой дифференциал; 7 – промежуточный полый вал, соединяющий коробку передач с корпусом самоблокирующегося дифференциала раздаточной коробки; 8 – ведомый вал с фланцем крепления карданной передачи передней оси автомобиля.

Рисунок 1.41 – Схема раздаточной коробки с межосевым самоблокирующим винтовым дифференциалом.

Принцип работы этого самоблокирующегося червячного дифференциала довольно прост. Корпус дифференциала 12 крепится болтами к водилу 4, в пазах которого установлено шесть червячных сателлитов 7.

Сателлиты 7 спиральным зубом соединяют зубчатые венцы солнечного 6 и наружного эпициклического 9 колеса планетарной передачи. Между солнечным колесом 6 и водилом 4 установлены фрикционные диски 5. С другой стороны солнечного колеса установлен такой же фрикционный диск. Этот

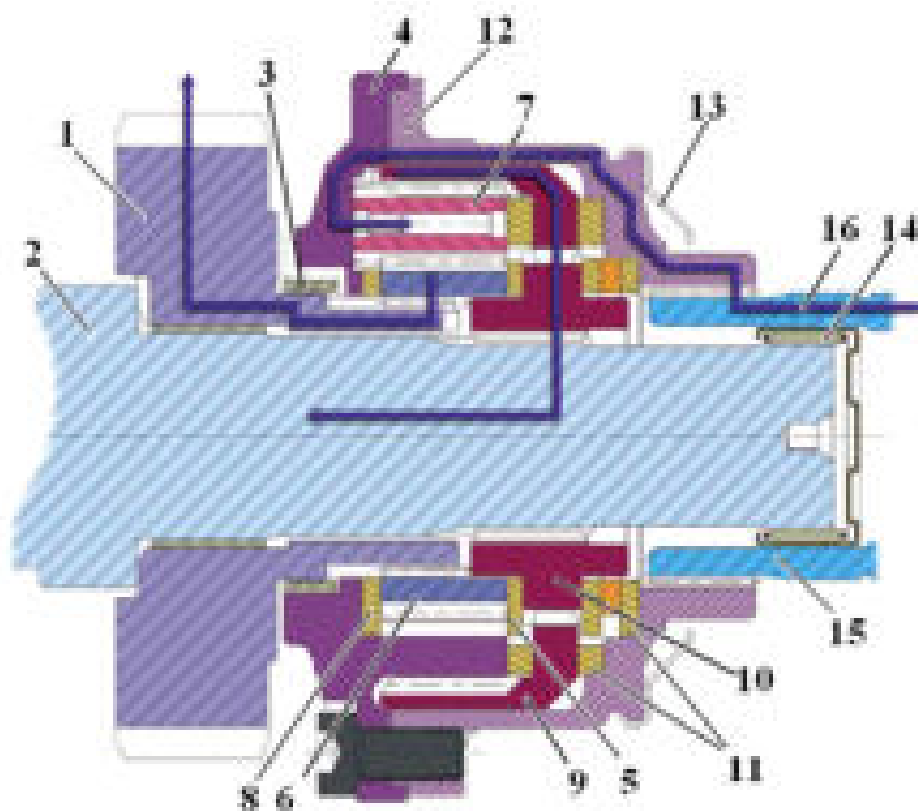
фрикционный диск расположен между торцом солнечного колеса 6 и зубчатым венцом 10, на который надето эпициклическое колесо. Между эпициклическим колесом 9 и корпусом 12 установлен пакет 11 фрикционных дисков.



1 – ведомая звездочка цепной передачи; 2 – многорядная цепная передача; 3 – фланец крепления карданной передачи задней оси автомобиля; 4 – ведущий вал раздаточной коробки передач; 5 – ведущая звездочка цепной передачи; 6 – червячный межосевой дифференциал; 7 – промежуточный полый вал, соединяющий коробку передач с корпусом самоблокирующегося дифференциала раздаточной коробки; 8 – ведомый вал с фланцем крепления карданной передачи передней оси автомобиля.

Рисунок 1.42 – Конструкция раздаточной коробки с межосевым самоблокирующим винтовым дифференциалом.

На рисунке 1.43 показан поток мощности (крутящего момента) передаваемого от промежуточного полого вала 15 в валу 2 и зубчатому колесу 1. Проследим направление этого потока, сравнивая схематическое изображение дифференциала, приведенное на рисунке 1.43, и детализировку дифференциала, приведенную на рисунке 1.44.

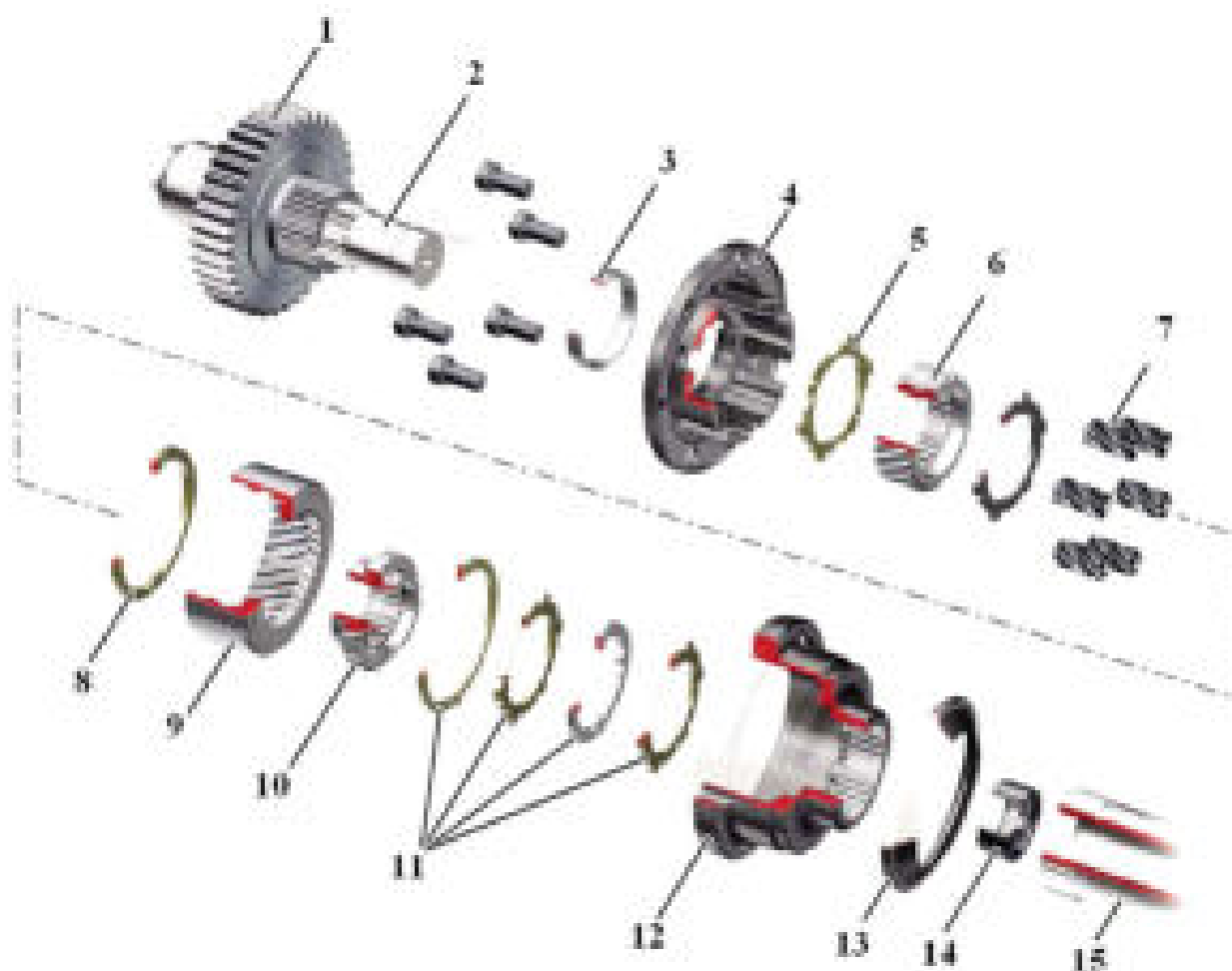


1 – ведущее колесо цепной передачи; 2 – ведущий вал раздаточной коробки; 3 – внутренняя обойма фрикционных дисков; 4 – водило червячного дифференциала; 5 – фрикционный диск солнечного колеса; 6 – солнечное колесо дифференциала; 7 – сателлиты с винтовым (спиральным) зубом; 8 – фрикционный диск солнечного колеса; 9 – эпициклическое колесо дифференциала; 10 – зубчатый венец эпициклического колеса; 11 – пакет фрикционных дисков эпициклического колеса; 12 – корпус дифференциала; 13 – маслоотражательное кольцо; 14 – игольчатый подшипник; 15 – выходной вал коробки передач; 16 – поток крутящего момента, передаваемого дифференциалом.

Рисунок 1.43 – Поток крутящего момента через дифференциал.

При вращении полого промежуточного вала крутящий момент передается через шлицы, которыми соединен корпусом 12 дифференциала с валом. К корпусу 12 болтами прикреплено водило 4, в пазы которого уложены шесть сателлитов. При вращении корпуса дифференциала водило 4 толкает сателлиты 7, которые спиральными зубьями, подобно шлицам, передают вращение на солнечное колесо 6 и эпициклическое колесо 9. Солнечное колесо через шлицы передает вращение на ступицу ведущей звездочки 1, которая цепной

передачей соединена с приводом передней оси. Эпициклическое колесо 9 через зубчатый венец соединено с зубчатым венцом 10 надетым на шлицы ведущего вала 2, через который крутящий момент передается на заднюю ось.



1 – ведущее колесо цепной передачи; 2 – ведущий вал раздаточной коробки; 3 – внутренняя обойма фрикционных дисков; 4 – водило червячного дифференциала; 5 – фрикционный диск солнечного колеса; 6 – солнечное колесо дифференциала; 7 – сателлиты с винтовым (спиральным) зубом; 8 – фрикционный диск солнечного колеса; 9 – эпициклическое колесо дифференциала; 10 – зубчатый венец эпициклического колеса; 11 – пакет фрикционных дисков эпициклического колеса; 12 – корпус дифференциала; 13 – маслоотражательное кольцо; 14 – игольчатый подшипник; 15 – выходной вал коробки передач.

Рисунок 1.44 – Конструкция межосевого самоблокирующегося червячного дифференциала.

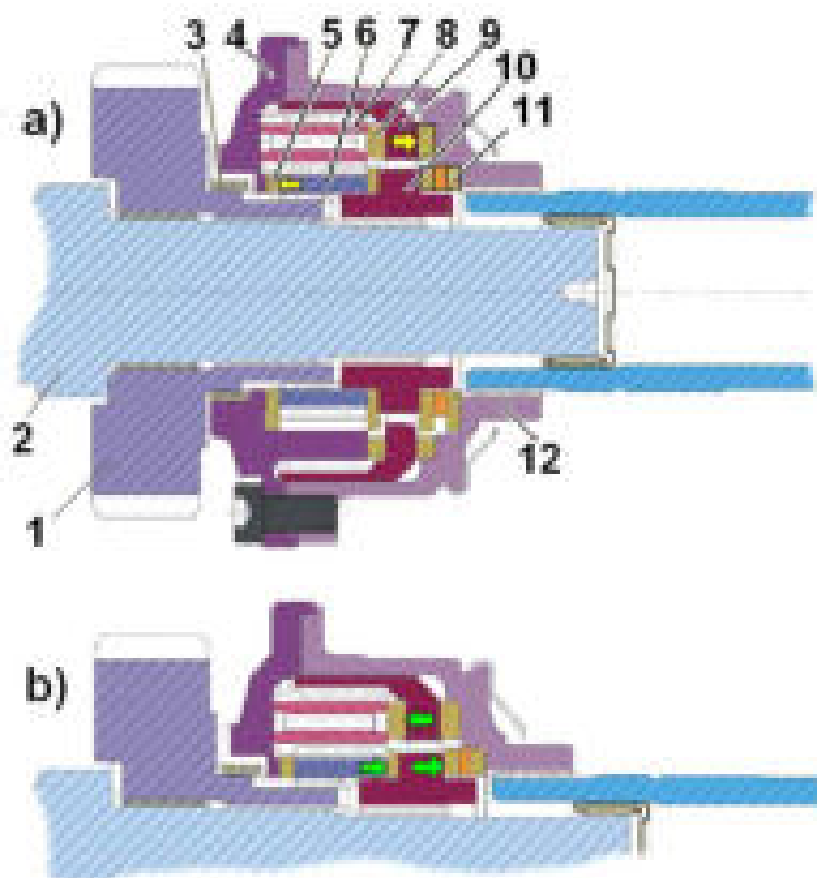
Как же происходит самоблокировка дифференциала.

При плавном повороте автомобиля сателлиты, слегка поворачиваясь вокруг своей продольной оси, производят передачу крутящего момента к солнечному и эпициклическому колесам планетарного механизма. Сателлиты, медленно вращаясь вокруг собственных осей, не оказывают существенного сжимающего действия на фрикционные элементы, расположенные между ними, водилом 4 и зубчатым венцом 10. В свою очередь, зубчатый венец не достаточно сильно сжимает фрикционные кольца, расположенные между его торцевой поверхностью и корпусом 12. Эпициклическое колесо не сжимает фрикционные элементы, помещенные между его ступицей, водилом и корпусом дифференциала.

Рассмотрим случай пробуксовки колес передней оси, например, при въезде на скользкую дорогу. Вал 2, соединенный карданной передачей с передним ведущим мостом будет вращаться быстро, а звездочка 1 многорядной цепной передачи, передающая крутящий момент на заднюю ось, остановится. Винтовые зубья вращающегося эпициклического колеса 9 будут отталкиваться от спиральных зубьев сателлитов 7. На остановленное солнечное колесо рабочие поверхности спиральных зубьев будут действовать так, что возникнет продольная сила, сжимающая фрикционный диск, расположенный между торцевой поверхностью солнечного колеса и водила. Сила трения, увеличенная фрикционным диском, сделает невозможным относительное перемещение водила и солнечного колеса. На спиральные зубья эпициклического колеса будет действовать продольная сила, прижимающая его торцевую поверхность к фрикционному диску, установленному между ним и корпусом дифференциала, соединив их за счет сил трения. Направление сил, действующих при пробуксовке колес передней оси, показано на рисунке 1.45а.

Буксование колес задней оси повлечет остановку ведущей звездочки 1, а с ней и эпициклического колеса. В результате остановки солнечного колеса возникнет продольная сила, действующая на солнечное колесо и сжимающая фрикционный диск, расположенный между его торцевой поверхностью и вен-

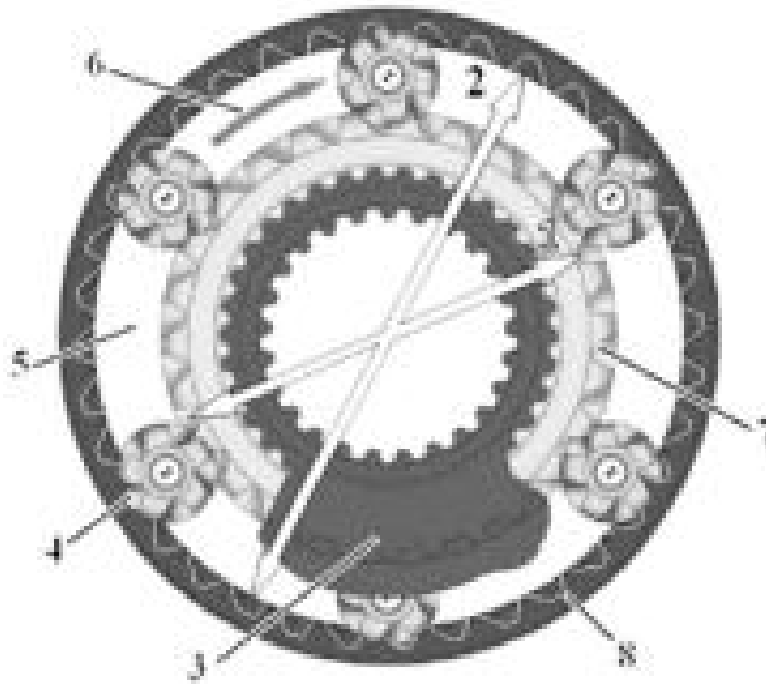
цом 10 эпициклического колеса, который, сжимая пакет фрикционных элементов 11, остановит его вращение относительно корпуса 12 дифференциала. Эпициклическое колесо получит перемещение в сторону сателлитов, сжимая фрикционный элемент, расположенный между сателлитами и внутренней торцевой поверхностью эпициклического колеса. Направление сил при пробуксовке колес задней оси показано на рисунке 1.45b.



a) – колес передней оси; b) – колес задней оси.

Рисунок 1.45 – Направление сил, действующих на фрикционные элементы во время движения автомобиля с пробуксовкой.

Рассмотренный нами самоблокирующийся дифференциал является несимметричным, так как крутящий момент δ (см. рисунок 1.46), прикладываемый к каретке сателлитов (водилу) 5, действует через зубчатое соединение 7 солнечного колеса 3 с сателлитом 4 на половине диаметра 1, а на эпициклическое колесо через половину диаметра 2. Это значит, что на заднюю ось приходится примерно 60% подводимого к раздаточной коробке крутящего момента, а на переднюю ось – оставшиеся 40%.



1 – диаметр делительной окружности спиральных зубьев солнечной шестерни;
 2 – диаметр делительной окружности спиральных зубьев эпициклического колеса;
 3 – солнечная шестерня планетарного ряда; 4 – сателлит; 5 – водило; 6 – приложение крутящего момента к водилу; 7 – спиральные зубья солнечного колеса; 8 – эпициклическое колесо планетарного ряда.

Рисунок 1.46 – Несимметричность самоблокирующего дифференциала.

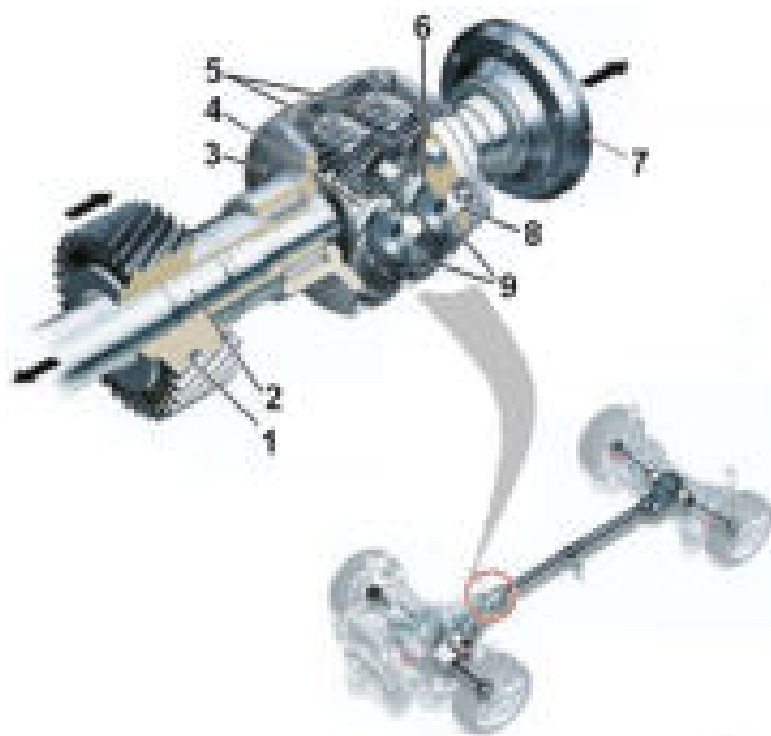
1.13.2 Самоблокирующийся дифференциал повышенного трения

А теперь рассмотрим принцип работы самоблокирующегося дифференциала, получившего название «Torsen». Дифференциал этого типа может располагаться как в раздаточной коробке, так и непосредственно у редуктора ведущего моста.

Самоблокирующегося дифференциала «Torsen» построен по принципу планетарного редуктора с червячными сателлитами, находящимися в зацеплении с двумя солнечными колесами, однако вместо эпициклического колеса редуктор снабжен цилиндрической зубчатой передачей, связывающей два рядом расположенных сателлита со спиральным зубом.

Подвод крутящего момента происходит через ведущую шестерню 1 (см

рисунок 1.47), соединенную с корпусом 3 дифференциала. В корпусе дифференциала на осях 8 установлены червячные сателлиты 5, имеющие по обе стороны цилиндрические зубчатые шестерни 9. Сателлит, входящий в зацепление с солнечной шестерней спиральным зубом с двумя цилиндрическими шестернями, расположенными с обоих торцов сателлита, составляют единый блок. Цилиндрические шестерни одного блока введены в парное зацепление с такими же шестернями соседнего блока.



1 – шестерня привода дифференциала; 2 – вал привода колес передней оси; 3 – корпус дифференциала; 4 – солнечная шестерня привода передних колес; 5 – сателлиты с винтовым зубом; 6 – солнечная шестерня привода задних колес; 7 – фланец крепления карданной передачи к задней оси; 8 – оси сателлитов; 9 – цилиндрические зубчатые колеса, связывающие два рядом стоящих сателлита.

Рисунок 1.47 – Устройство самоблокирующегося дифференциала повышенного трения.

При прямолинейном движении по ровной дороге без пробуксовки колес (см. рисунок 1.48) корпус дифференциала через оси сателлитов и передает вращение на солнечные шестерни, связанные с соосно расположенными валами,

передающими вращение передним и задним колесам автомобиля.

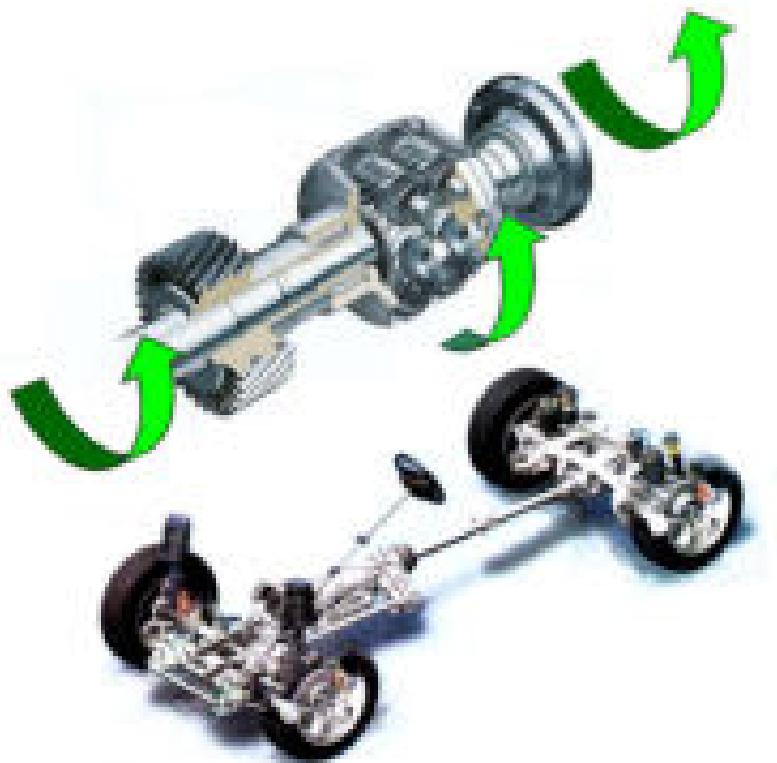


Рисунок 1.48 – Работа дифференциала при движении прямо без пробуксовки колес.

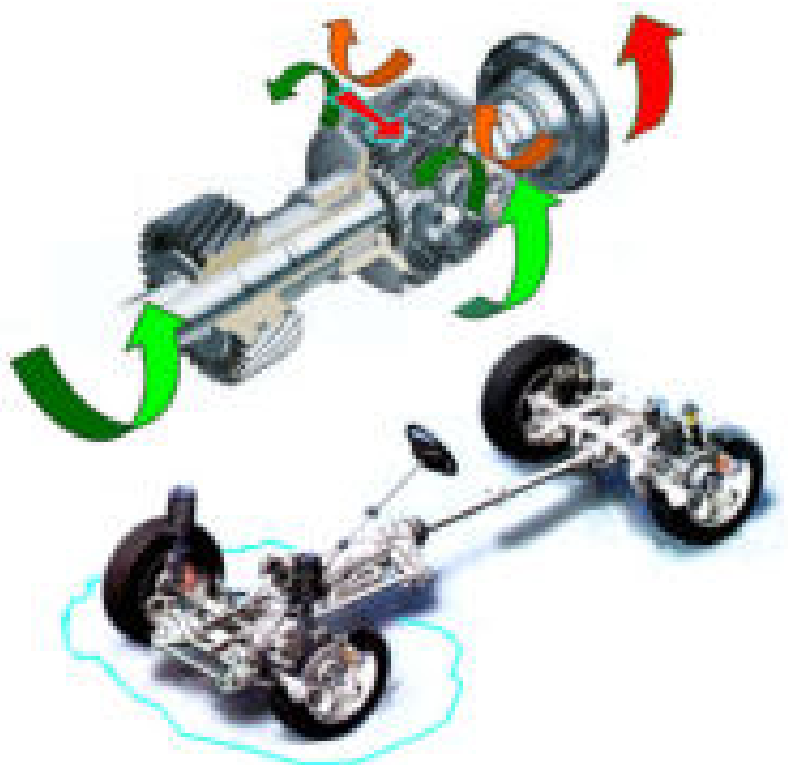


Рисунок 1.49 – Работа дифференциала при буксовании колес передней оси.

Если же одна из осей, допустим передняя (см. рисунок 1.49), окажется на скользкой поверхности и автомобиль не сможет начать движение по причине пробуксовки колес этой оси, произойдет следующее:

Корпус дифференциала будет по-прежнему передавать вращение через установленные в нем оси и находящимися на этих осях червячные сателлиты солнечным шестерням. Однако солнечная шестерня заднего моста будет неподвижна или вращаться медленнее солнечной оси, связанной с передней осью. Связанные с солнечными шестернями сателлиты тоже будут вращаться с разными скоростями, но цилиндрические шестерни, находящиеся в зацеплении между собой, вращаться с разными скоростями не могут. Сателлиты, снабженные спиральным зубом, в результате вращения солнечной шестерни привода передней оси и остановки солнечной шестерни задней оси получают осевое перемещение в противоположных направлениях.

Между торцевой поверхностью вращающегося сателлита и торцевой поверхностью расположенной на одной с ним оси цилиндрической шестерней, вращающейся значительно медленнее, возникает значительная сила трения. Эта же продольная сила, приложенная к сателлиту, прижимает цилиндрическую шестерню торцевой поверхностью к корпусу дифференциала. Возникающие силы трения тормозят вращение цилиндрических шестерен и сателлитов относительно вращающегося корпуса дифференциала, то есть происходит его блокировка, в результате которой крутящий момент равномерно распределяется между ведущими осями автомобиля.

Как только автомобиль начнет движение без пробуксовки колес, осевые силы, действующие на сателлиты, ослабнут, что приведет к разблокировке дифференциала.

1.13.3 Гидравлические блокирующие устройства дифференциалов

А что, если и вовсе отказаться от межосевого дифференциала, заменив его гидравлической блокировкой, которая будет соединять мосты автомобиля

только в случае буксования или по команде водителя. Рассмотрим приведенную на рисунке 1.50 схему.

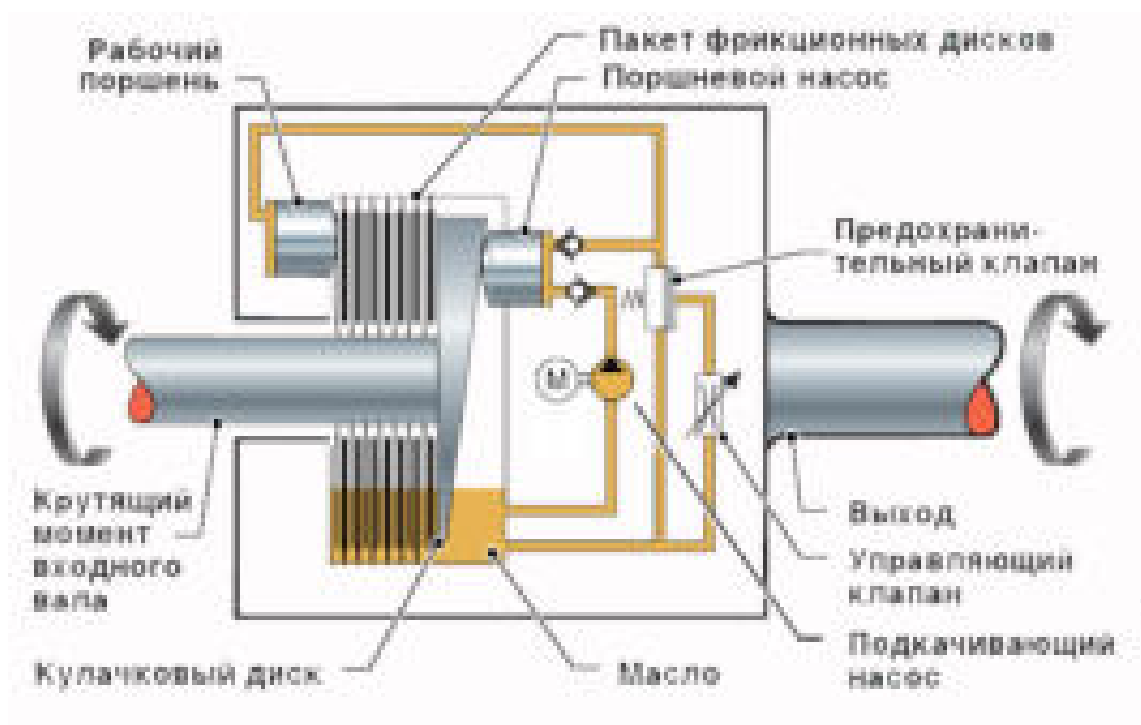


Рисунок 1.50 – Схема гидравлического самоблокирующего дифференциала.

Передний ведущий мост приводит в движение автомобиль, а привод на задний мост за ненадобностью отключен. Движение по прямой или в повороте сопровождается равенством или незначительной разницей в угловых скоростях входного и выходного вала гидравлического узла. Кулачковый диск вращается вместе с корпусом, не оказывая существенного воздействия на поршневой насос. Масло либо не перекачивается по системе или это происходит «лениво», не создавая высокого избыточного давления, воздействующего на рабочий поршень.

Но как только автомобиль попадает в сложные дорожные условия, в которых происходит пробуксовка переднего моста, входной вал начинает проворачиваться относительно корпуса гидравлического блока. Кулачковый диск оказывает воздействие на поршень гидравлического насоса, который через встроенный впускной и выпускной клапан перегоняет масло в рабочий цилиндр. Рабочий поршень, действуя на пакет фрикционных дисков, сжимает их,

тем самым блокируется возможность проворота кулачкового диска относительно корпуса гидравлического блока. Входной и выходной вал начинают вращаться синхронно, передавая вращение на главную передачу заднего моста. Задний мост помогает выбраться автомобилю на твердую поверхность, после чего управляющий клапан сбрасывает давление из рабочего цилиндра. Задний мост опять отключен.

Если же водителю ну очень захочется ехать в полноприводном режиме, перекачку масла по его команде электроника поручит подкачивающему насосу. Причем водителю не обязательно включать и отключать задний мост при поворотах. Как только водитель начнет поворот, датчик, расположенный на рулевом валу, пошлет сигнал электронике, которая по заложенной в памяти программе либо приостановит работу насоса, либо сбросит давление из рабочего цилиндра управляющим клапаном.

2 СУХОЕ ФРИКЦИОННОЕ СЦЕПЛЕНИЕ

Хотя сцепление и располагается в картере, закрепленном на двигателе, и установлено на маховике двигателя, по своему функциональному назначению оно все же относится к трансмиссии, поэтому учебные материалы, касающиеся устройства и обслуживания сухого фрикционного сцепления, мы разместили в этом Учебном пособии.

Сцепление предназначено для:

- Отсоединения двигателя от коробки переключения передач при переключении их ступеней а также для разъединения потока мощности при кратковременной остановке и торможении автомобиля;
- Плавного (безударного) соединения двигателя с агрегатами трансмиссии при трогании с места;
- Предотвращения передачи ударных нагрузок и крутильных колебаний как от двигателя к трансмиссии, так и от трансмиссии к двигателю.

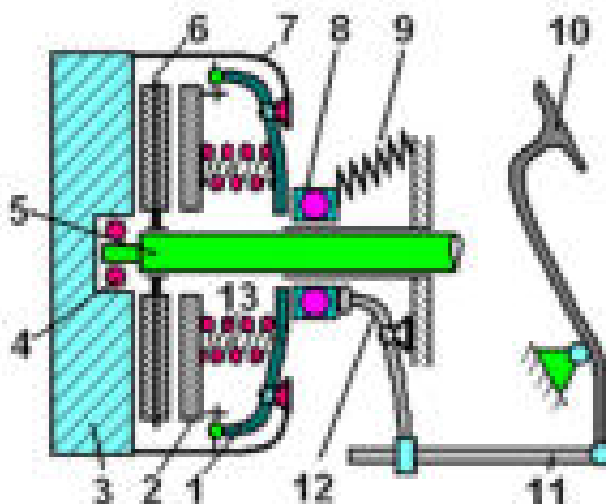
По характеру связи между ведущими и ведомыми элементами автомобильное сцепление классифицируют на гидравлическое и фрикционное, а по характеру работы – на постоянно замкнутое и постоянно разомкнутое. Постоянно разомкнутое фрикционное сцепление применяют для передачи крутящего момента между звеньями автоматической трансмиссии, а для передачи крутящего момента от маховика к агрегатам трансмиссии в автомобилях применяют постоянно замкнутое фрикционное сцепление.

На легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности, а также на автобусах малой вместимости устанавливают одnodисковое сухое сцепление. Двухдисковые сцепления применяют для грузовых автомобилей высокой грузоподъемности.

Привод сцепления легковых автомобилей – простой и достаточно надежный тросовый механический, или более сложный гидравлический. На грузовых автомобилях устанавливается комбинированный привод – в основном это гидравлический с пневматическим усилителем.

2.1 Принципиальная схема сухого фрикционного сцепления

Рассмотрим схему однодискового фрикционного сцепления с периферийными нажимными пружинами.



1 – рычаги выключения сцепления (лапки); 2 – нажимной диск; 3 – маховик; 4 – подшипник передней опоры первичного вала коробки передач; 5 – первичный вал коробки передач; 6 – ведомый диск с фрикционными накладками; 7 – кожух (корзина) сцепления; 8 – выжимной упорный подшипник; 9 – оттяжная пружина; 10 – педаль выключения сцепления; 11 – регулируемая тяга привода сцепления; 12 – вилка выключения сцепления.

Рисунок 2.01 – Схема однодискового сухого сцепления с периферийными пружинами.

Ведущими частями сцепления являются маховик двигателя 3 к которому болтами крепится кожух 7 (корзина) сцепления. К корзине шарнирно крепятся рычаги выключения сцепления 1.

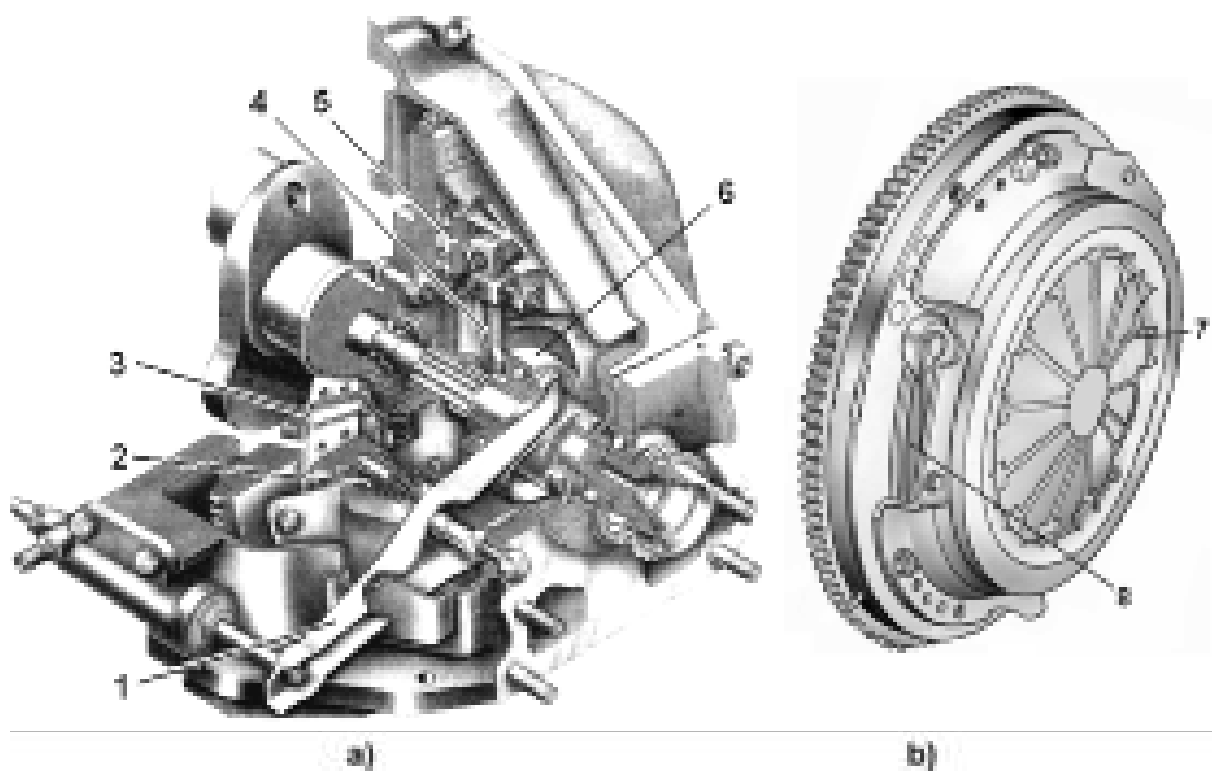
Нормальное состояние сухого автомобильного фрикционного сцепления – включенное. Этому способствуют периферийные пружины 13, установленные между кожухом 7 и нажимным диском 2, который с помощью упругих пластин крепится к кожуху сцепления. Ведомый диск 6 сцепления, установленный на шлицах первичного вала 5 коробки передач, прижат нажимным

диском 2 к поверхности маховика. Сила прижатия периферийных пружин достаточна, чтобы крутящий момент от маховика 3 к ведомому диску 6 передавался без пробуксовки.

Выключение сцепления производится перемещением вилки сцепления 12, которая, в свою очередь, перемещает выжимной подшипник 8 вдоль специального удлинителя, накрывающего шлицевую часть первичного вала коробки передач. Рычаги выключения сцепления 1, которые в обиходе называют лапками, шарнирно закреплены на кожухе сцепления, при воздействии выжимного подшипника 8 на рычаги, последние оттягивают нажимной диск 2, освобождая ведомый диск 6 сцепления, передающий вращение первичному валу коробки передач.

2.2 Конструкция однодискового сцепления легкового автомобиля

На рисунке 2.02 изображена конструкция сухого однодискового сцепления с периферийными пружинами (позиция а) выключение которого производится вилкой сцепления 1, приводимой в движение гидравлическим цилиндром, закрепленным на картере маховика. Установленная на промежуточной опоре вилка 1 при нажатии на педаль тормоза воздействует на упорный выжимной подшипник 6, помещенный в специальную обойму. Рабочая поверхность выжимного подшипника давит на лапки 4, шарнирно прикрепленные к корзине сцепления, которые оттягивают нажимной диск 5 от поверхности ведомого диска 3. Во включенном состоянии нажимной диск прижат к ведущему диску сцепления периферийными пружинами 2, установленными между корзиной сцепления и нажимным диском через специальные термостойкие шайбы.



a) – с периферийными пружинами; b) – с диафрагменной пружиной; 1 – вилка включения сцепления; 2 – периферийные пружины; 3 – ведомый диск сцепления с приклепанными фрикционными накладками; 4 – рычаги (лапки) выключения сцепления; 5 – нажимной диск; 6 – выжимной упорный подшипник; 7 – диафрагменная пружина; 8 – упругая соединительная планка.

Рисунок 2.02 – Конструкция однодискового фрикционного сцепления.

Современные легковые автомобили комплектуются сцеплением с диафрагменной пружиной 7 (см. рисунок 2.02b), отштампованной из листовой пружинной стали. В свободном состоянии диафрагменная пружина имеет форму усеченного конуса, имеющего радиальные прорези, делящими этот конус на лепестки. Диафрагменная пружина с помощью заклепок и колец крепится к корзине (кожуху) сцепления. Наружный край диафрагменной пружины, соприкасается с нажимным диском и силой своей упругости прижимает его к ведомому диску сцепления.

От проворачивания нажимной диск удерживается упругими пластинами 8, установленными между ним и кожухом сцепления.

Выключение сцепления производится путем нажатия рабочей поверхностью выжимного подшипника на концы лепестков диафрагменной пружины.

2.3 Работа сухого фрикционного сцепления

Если после временного разъединения двигателя от трансмиссии, например, для включения передачи, водитель резко отпустит педаль сцепления, то соединение двигателя с трансмиссией произойдет мгновенно. Угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя при этом резко снизится, что может привести к остановке двигателя. Следовательно, резкое включение сцепления возможно только при переключении передач на движущемся автомобиле, когда вращающиеся ведомые элементы сцепления, соединенные с колесами движущегося автомобиля не позволят двигателю остановиться. Однако и в этом случае на детали двигателя и трансмиссии будут действовать ударные нагрузки, которые могут привести к быстрым поломкам деталей трансмиссии или двигателя.

Если же включение сцепления производится плавно, часть мощности двигателя будет расходоваться на ускорение автомобиля и преодоление сопротивления движению, а часть на преодоление сил трения в трансмиссии. Однако в этом случае соединение ведущих и ведомых звеньев сцепления будет происходить плавно, безударных динамических нагрузок, что положительно скажется на долговечности и надежности механизмов трансмиссии и двигателя.

Сцепление автомобиля должно обеспечивать возможность передачи крутящего момента, превышающего крутящий момент двигателя. При износе фрикционных накладок или при ослаблении сжимающих пружин, сцепление начинает работать с пробуксовкой. Длительное буксование сцепления приводит к интенсивному перегреву его деталей и интенсивному износу поверхностей трения.

Наибольшую плавность включения имеют многодисковые сцепления,

применяемые на автомобилях высокой грузоподъемности. На однодисковых сцеплениях плавность включения достигается применением специальных фрикционных материалов, обеспечивающих включение с проскальзыванием, использованием упругих ведомых дисков, имеющих лепестковые диафрагменные пружины или пластинчатые лепестковые пружины 5 (см рисунок 2.03), соединяющие ведомый диск 3 с фрикционными накладками 4.

Для обеспечения полноты выключения требуется полное разъединение двигателя и трансмиссии. В однодисковых сцеплениях отвод ведущих элементов фрикционного сцепления от его ведомого диска достигается за счет диафрагменных пружин, установленных на так называемом нажимном диске, а также за счет пластинчатых лепестковых пружин, соединяющие ведомый диск с фрикционными накладками.

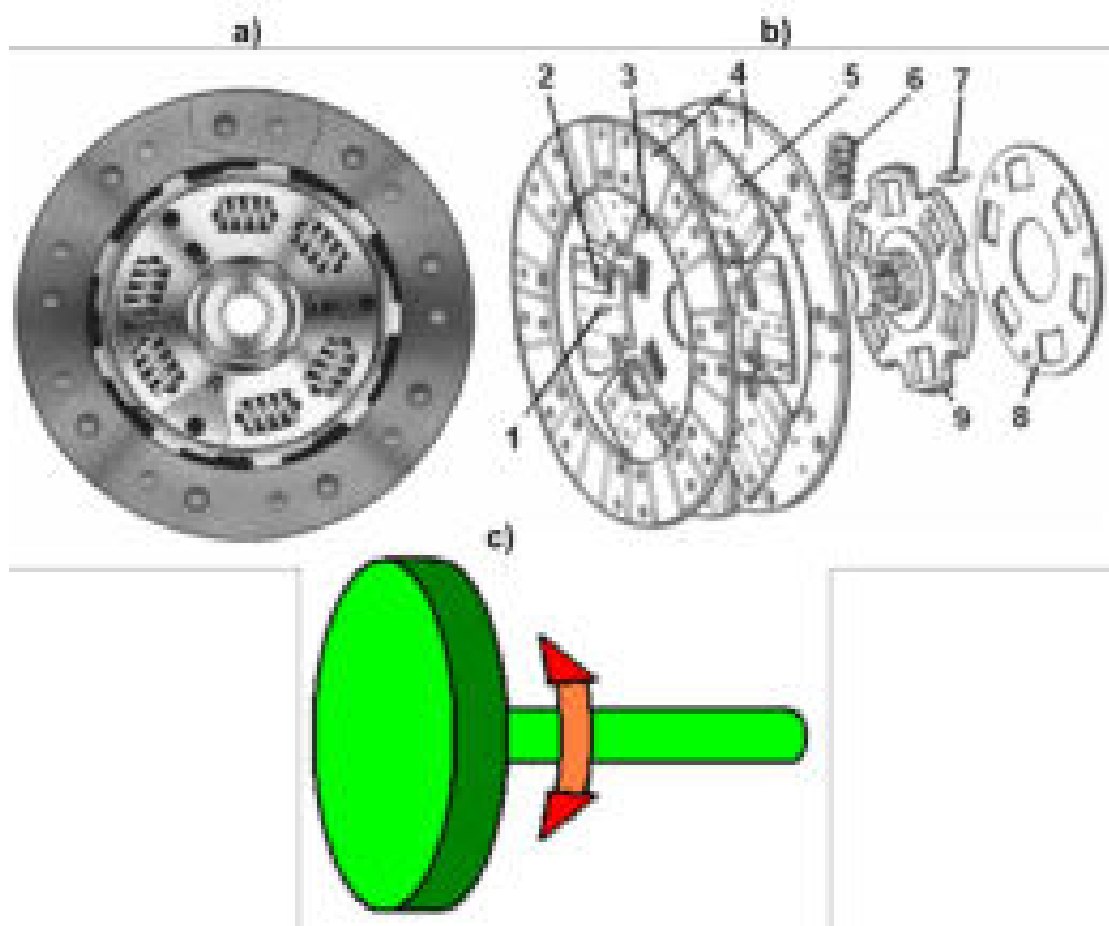
В многодисковых сцеплениях для принудительного отвода внутреннего диска от ведомого фрикционного диска предусматривается установка специальных устройств, действующих за счет центробежных сил или силы сжатия специальных пружин, устанавливаемых между маховиком и средним ведущим диском сцепления.

2.4 Предохранение трансмиссии от динамических нагрузок

В процессе работы двигателя его коленчатый вал испытывает так называемые крутильные колебания.

Крутильные колебания возникают в упругих валах, передающих крутящий момент. Причину возникновения крутильных колебаний можно увидеть, рассмотрев приведенную на рисунке 2.03с схему.

Если к зажатому одним концом упругому валу прикрепить массивный диск и приложить к этому диску пару сил, вал получит деформацию скручивания.



1 и 2 – заклепка крепления фрикционной накладки к пружинным лепесткам ведомого диска; 3 – ступица лепесткового ведомого диска; 4 – фрикционные накладки ведомого диска; 5 – упругий лепесток ведомого диска; 6 – спиральная пружина; 7 – пальцы-стяжки ступицы ведомого диска; 8 – задняя часть ступицы ведомого диска; 9 – шлицевая ступица с окнами для периферийных пружин.

Рисунок 2.03 – Конструкция ведомого диска сцепления и схема возникновения крутильных колебаний.

Отпустив диск, можно увидеть, что вал распрямится, повернув массивный диск, затем диск по инерции скрутит вал, но уже в другом направлении. Такое вращение диска будет продолжаться довольно долго, постепенно снижая величину угла закручивания вала. Подобные колебания возникают из-за неравномерности вращения коленчатого вала, появление которой обусловлено чередованием работы цилиндров двигателя. Неравномерность угловой скорости коленчатого вала вызывает появление динамических нагрузок в деталях

коробки передач, карданного вала и других элементах трансмиссии. Кроме того, эти крутильные колебания вызывают повышенный шум работы трансмиссии.

Для гашения крутильных колебаний широко используются гасители упруго-фрикционного типа.

Основное назначение гасителя крутильных колебаний – поглощать энергию колебаний при совершении работы трения фрикционных элементов, размещенных в гасителе.

Ступица ведомого диска 9 (см. рисунок 2.03) и сам ведомый диск (детали 3 и 8) связаны между собой установленными в окна спиральными пружинами 6. Колебания, возникающие в трансмиссии, вызывают угловое перемещение ведомого диска относительно его ступицы 9 за счет деформации пружин 6 гасителя, сопровождающееся трением фрикционных элементов гасителя.

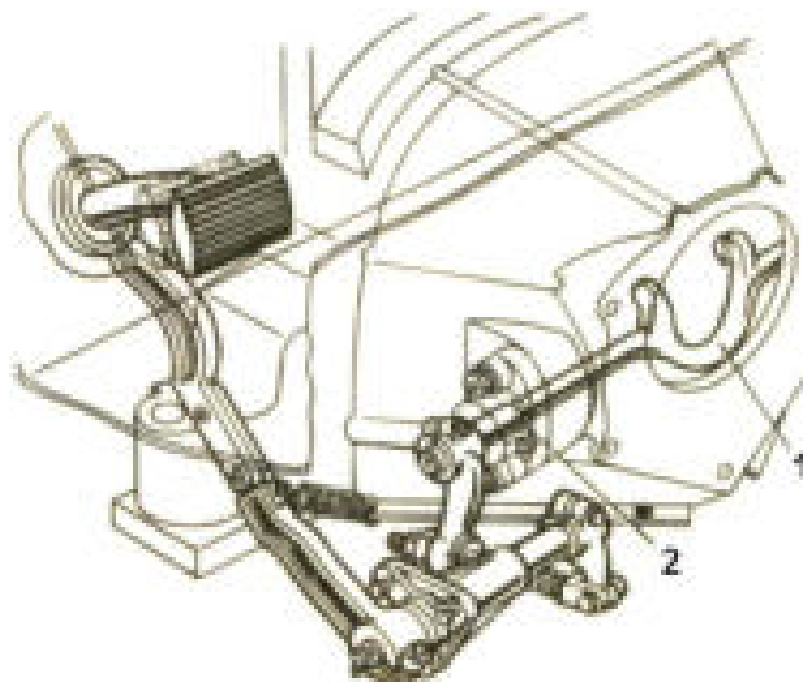
2.5 Привод выключения сцепления

2.5.1 Механический привод сцепления

На автомобилях середины прошлого столетия применялся механический привод сцепления (см. рисунок 2.04). Водитель, нажимая на педаль сцепления, оказывал воздействие на выжимной подшипник через систему тяг рычагов 2 и тяг, которые соединяли педаль сцепления свилкой 1 выключения сцепления.

Так как в сцеплении грузового автомобиля применяется большое количество нажимных пружин, например в автомобиле МАЗ-5335 установлено 28 пружин, усилие, необходимое для их сжатия, оказывает сильное утомляющее действие на водителя. Чрезмерно большое усилие управление сцеплением приводит к профессиональным заболеваниям водителя. Так, например, водителю автобуса, выполняющим перевозку пассажиров по городскому маршруту, за смену приходится прибегать к управлению сцеплением свыше 2000

раз. Работа, затрачиваемая на управление сцеплением не должна превышать строго определенного значения, например, для грузового автомобиля и автобуса эта работа не должна быть выше 30 Дж, а для легкового автомобиля – 25 Дж. Уменьшить усилие на педали можно только за счет увеличения её хода, но и это не допустимо, так как с точки зрения эргономики (науки, изучающей систему «человек – машина») увеличение хода педали вызовет не меньшее утомление водителя, чем большое усилие на педали.



1 – вилка выключения сцепления; 2 – система валов и регулировочных тяг привода выключения сцепления.

Рисунок 2.04 – Механический привод сцепления грузового автомобиля.

Из вышесказанного следует, что на легковом автомобиле применение механического привода сцепления допустимо, однако на грузовых автомобилях и автобусах необходима установка специальных усилителей, которые, не изменяя величину хода педали, значительно снижают усилие, необходимое для выключения сцепления.

На легковых автомобилях, как уже ранее упоминалось, широкое применение нашел тросовой привод сцепления.

Усилие от педали тормоза передается на гибкий стальной трос (см. ри-

сунок 2.05), размещенный в специальной гибкой оплетке, которая может передавать значительные осевые усилия, не испытывая значительной осевой деформации. Оба конца гибкой оплетки закреплены в кронштейнах. При нажатии на педаль сцепления трос вытягивается из стальной оплетки, закрепленной в кронштейне за педалью сцепления. С противоположной стороны трос втягивается в стальную оплетку, конец которой закреплен в кронштейне, установленном на кожухе сцепления. Усилие передается на вилку управления сцеплением, которая, воздействуя на выжимной подшипник, выключает сцепление.

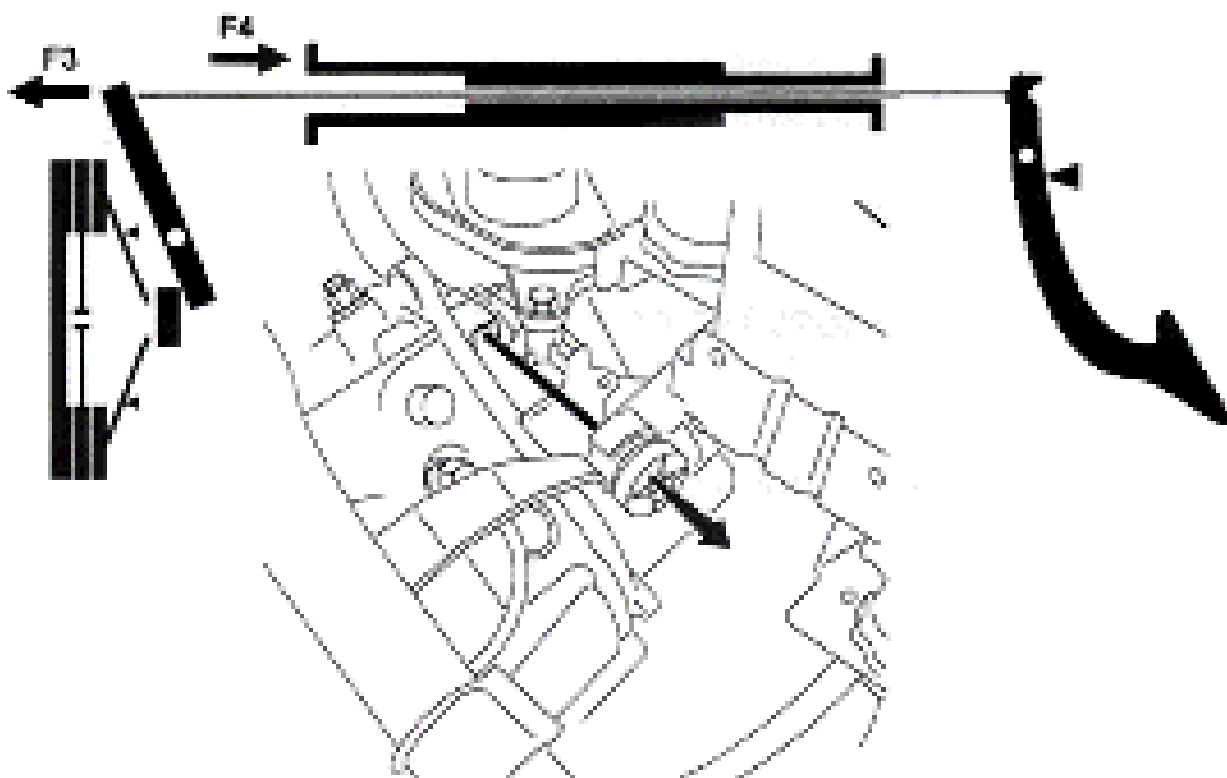
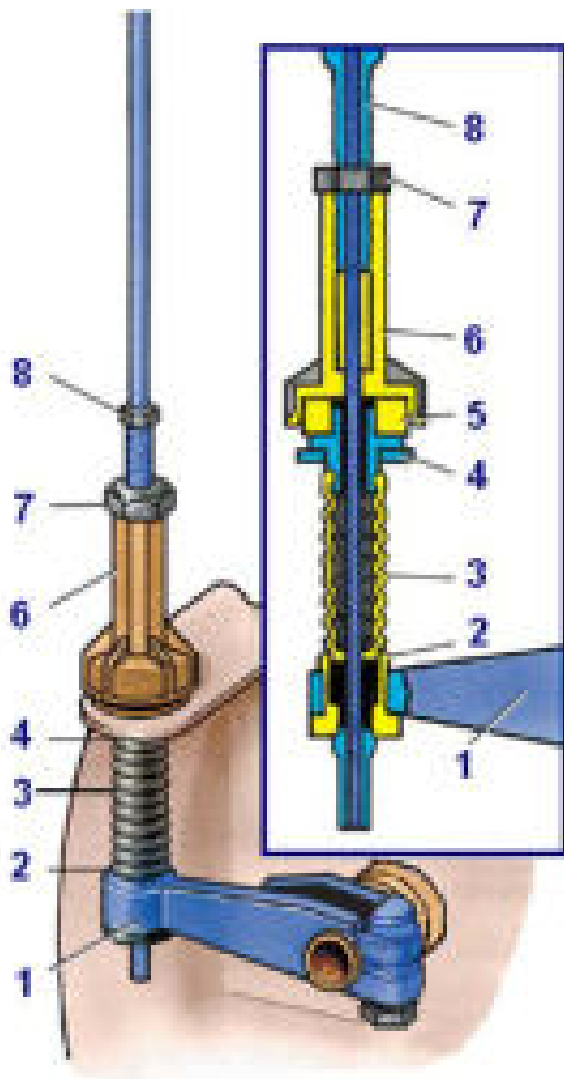


Рисунок 2.05 – Тросовой механический привод выключения сцепления легкового автомобиля.

В процессе эксплуатации длина троса может измениться, так как трос «вытягивается» за счет деформации его сердцевины, пропитанной пластичной смазкой. Компенсировать увеличение длины троса можно механическим способом, уменьшив его длину.

На рисунке 2.06 показан механизм регулировки, применяемый на отечественном автомобиле АЗЛК-2141. Для регулировки необходимо отпустить контргайку 7 на 2-3 витка, затем, вращая пластмассовую резьбовую втулку,

увеличивают длину оплетки, укорачивая величину троса, выступающего из оплетки. После этого, заворачиваем контр гайку 7. Гайка 8 служит для удержания оплетки троса в процессе регулировки. Примерно такую же конструкцию имеет механический тросовый привод сцепления старых автомобилей «Ford», «Opel» и др.



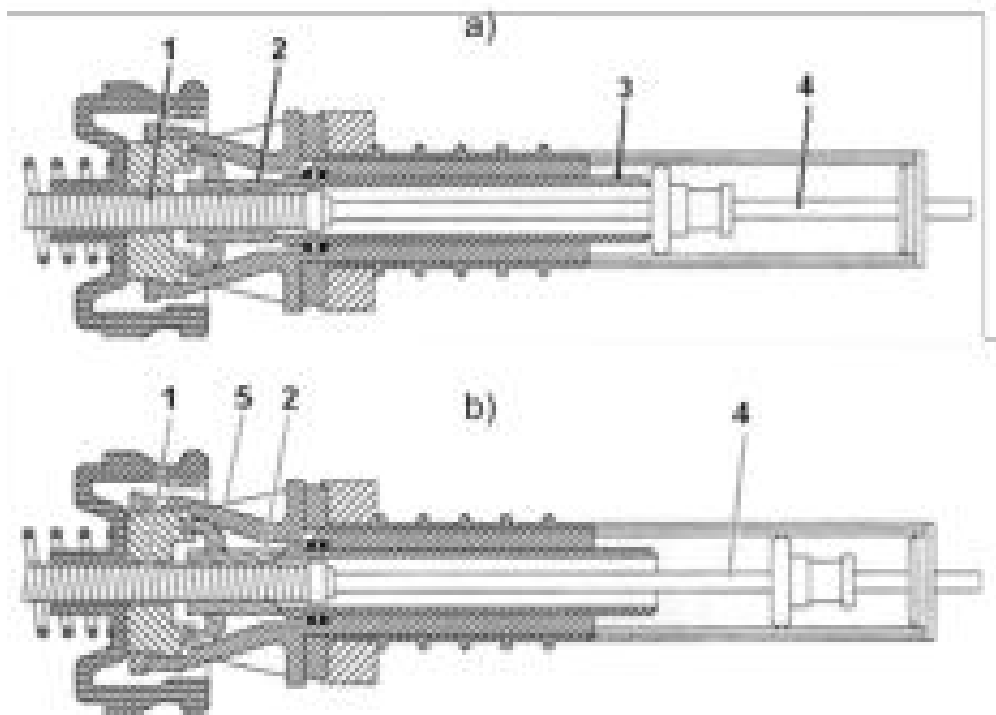
1 – вилка выключения сцепления; 2 – пластмассовая упорная втулка; 3 – пружина; 4 – упорный элемент; 5 – пластмассовая резьбовая насадка; 6 – гайка-удлиннитель; 7 – контргайка; 8 – держатель оплетки троса.

Рисунок 2.06 – Механизм регулировки длины троса привода сцепления автомобиля Москвич.

Современные автомобили имеют механизмы автоматической регулировки длины троса привода управления сцеплением.

Рассмотрим примерное устройство этого устройства.

При отпущенной педали сцепления (см. рисунок 2.07а) трос 4 действием силы сжатия пружины, расположенной на механизме привода со стороны вилки, вытянут из оплетки



1 – оплетка троса; 2 – разрезная втулка; 3 – винтовой удлинитель; 4 – трос выключения сцепления; 5 – коническая насадка механизма регулировки.

Рисунок 2.07 – Саморегулирующийся механизм механического тросового привода выключения сцепления.

При нажатии на педаль сцепления (см. рисунок 2.07b) трос 4 втягивается в оплетку. Перемещаясь внутри механизма регулировки, трос тянет за собой охватывающую разрезную втулку 2, которая, двигаясь по внутренней поверхности конической насадки 5, зажимает винтовой удлинитель 3. Дальнейшее перемещение троса приведет в движение вилки управления сцеплением. Повторное включение сцепления приводит к вытягиванию троса из оплетки и подготовке всего механизма к новому этапу регулировки.

Постепенное вытягивание троса должно было бы вызвать уменьшение хода педали сцепления, как это и наблюдается на автомобилях, не оборудованных системой автоматической регулировки длины троса. Например, в автомобилях Ford или Opel для регулировки длины троса необходимо было носком ботинка потянуть педаль на себя, и этого достаточно, так как трос вместе с винтовым удлинителем проталкивается внутрь механизма. Последующее

нажатие на педаль сцепления приведет к охвату разрезной втулкой нового места на удлинителе, более близкого к тросу. Это равнозначно укорочению троса и, следовательно, необходимой регулировки механизма управления сцеплением.

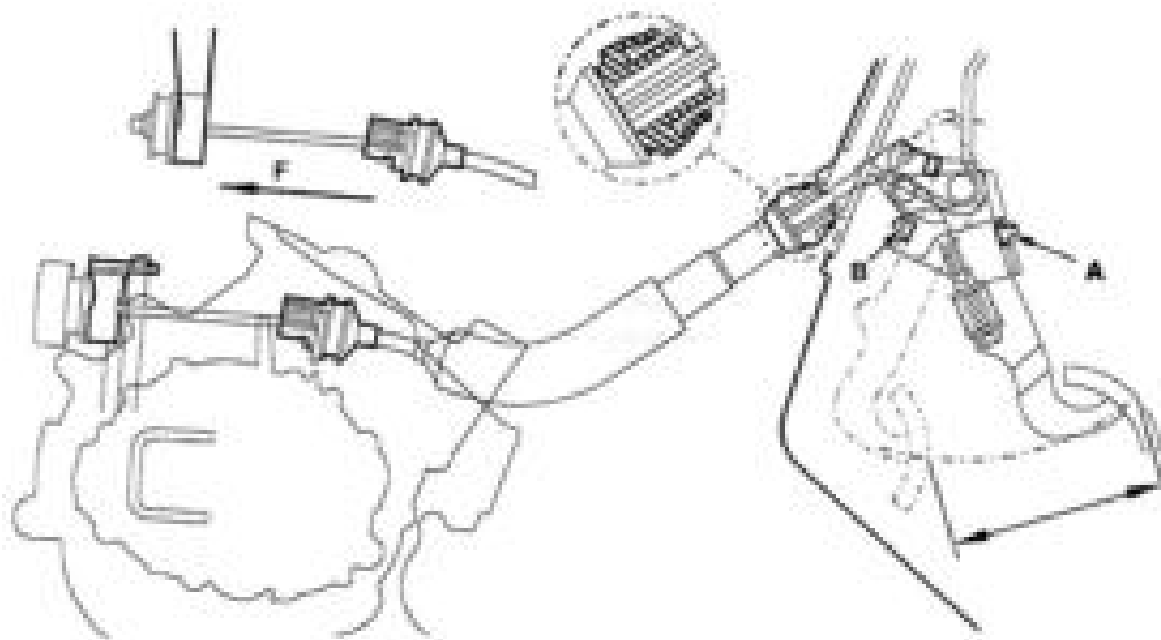


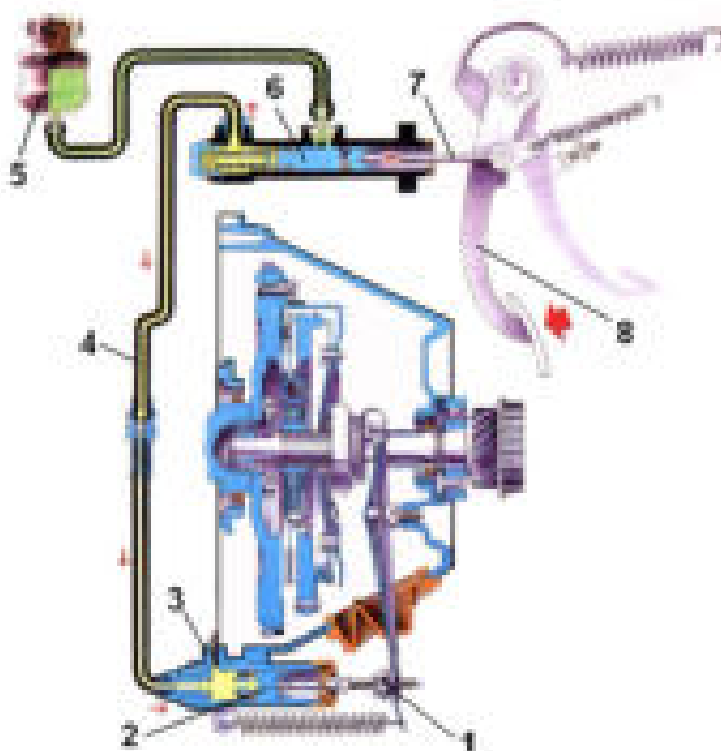
Рисунок 2.08 – Параметры регулирования тросового привода.

В системе регулировки, изображенной на рисунке 2.08 на педали установлена возвратная пружина, которая самостоятельно переводит её до соприкосновения с упором (А). Ограничительный упор предохраняет трос от чрезмерного растягивающего воздействия и поломки механизма регулировки хода троса управления сцеплением. Механизм регулировки может работать довольно длительное время, выдерживая необходимую величину хода, включая необходимую величину свободного хода педали сцепления.

2.5.2 Гидравлический привод управления сцеплением

Гидравлический привод управления сцеплением длительное время являлся единственным, применяемым на отечественных легковых автомобилях. Только после появления переднеприводных автомобилей автопром внедрил тросовый привод управления сцеплением. По мнению авторитетных источни-

ков, гидравлический привод управления сцеплением обеспечивает более плавное включение сцепления и уменьшает усилие, необходимое для выключения сцепления. Передаточное число привода сцепления определяется из условия, что усилие на педали при отсутствии какого-либо усилителя не должно превосходить для легковых автомобилей 150 Н, а для грузовых автомобилей – 250 Н. При этом ход педали сцепления должен лежать в пределах 120...190 мм, включая свободный ход педали.



1 – механизм регулировки привода выключения сцепления; 2 – исполнительный цилиндр; 3 – клапан выпуска воздуха из цилиндра; 4 – гидравлическая линия подачи тормозной жидкости в исполнительный цилиндр; 5 – резервный бачок; 6 – главный цилиндр выключения сцепления; 7 – толкатель; 8 – педаль сцепления.

Рисунок 2.09 – Общая схема гидравлического привода сцепления.

В гидравлический привод управления сцеплением (см. рисунок 2.09) входят: педаль сцепления 8, главный цилиндр 7 с бачком 5 и толкателем 7, рабочий цилиндр 2 с клапаном для выпуска воздуха 3, штоком с механизмом регули-

ровки 1, вилки включения сцепления и соединяющий эти два цилиндра трубопровод 4.

Оба цилиндра устроены очень просто.

Уплотнение цилиндров достигается установкой резиновых манжет перед поршнем. При нажатии на педаль манжета не допускает утечки тормозной жидкости в резервный бачок. Возврат в исходное положение осуществляется пружиной, установленной внутри цилиндра.

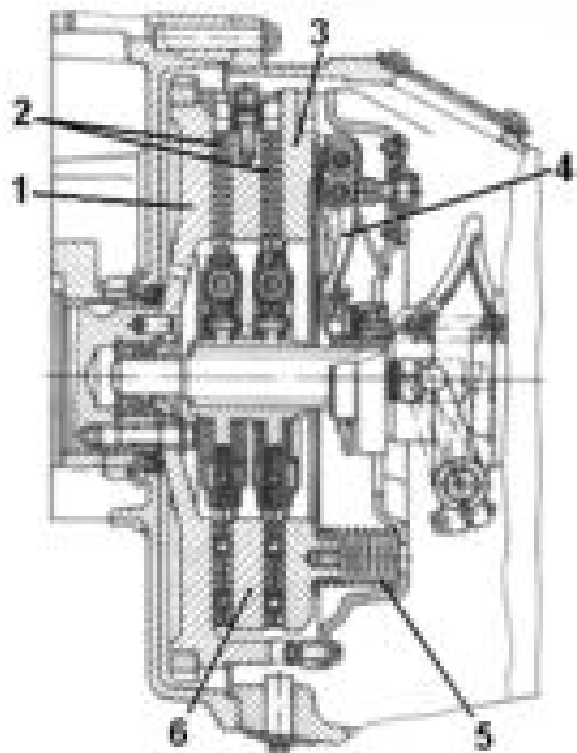
Какой-либо сложности в ремонте приборов гидравлического привода управления сцеплением нет. Подтекание тормозной жидкости через шток или толкатель устраняется заменой манжет и кольцевых уплотнений. Однако все чаще прибегают в замене всего узла, так как стоимость его ремонта порой превосходит стоимость нового цилиндра.

2.6 Конструкция двухдискового сцепления грузовых автомобилей и пневмогидравлические усилители привода сцепления

Ведущими элементами двухдискового сцепления (см. рисунок 2.10), применяемого на грузовых автомобилях, является маховик двигателя 1 с привернутым к нему болтами кожухом, соединенных посредством специальных пальцев с нажимным 3 и средним 6 диском.

Ведомыми элементами являются два диска 2 с фрикционными накладками и гасителями крутильных колебаний. Включение сцепления производится силой сжатия периферийных пружин 5, установленных внутри кожуха сцепления. Во избежание ослабления пружин в результате их перегрева от нажимного диска, они опираются на термоизоляционные прокладки, установленные между нажимным диском и пружинами.

Работа двухдискового сцепления мало отличается от работы однодискового сухого сцепления легковых автомобилей. Мы говорили ранее об особенностях процесса разведения дисков при выключении сцепления. На этом и остановимся...



1 – маховик двигателя; 2 – два ведомых диска сцепления; 3 – нажимной диск; 4 – рычаги (лапки) выключения сцепления; 5 – периферийные пружины; 6 – средний диск.

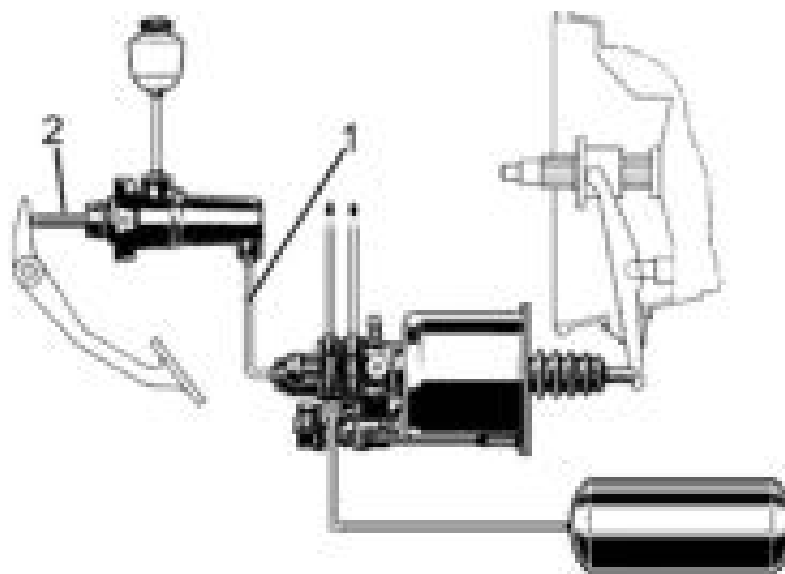
Рисунок 2.10 – Двухдисковое сцепление грузового автомобиля.

Не будем повторяться и перейдем сразу к приводу управления двухдисковым сцеплением.

Особенностью выключения двухдискового сцепления является необходимость разведения дисков на величину, в два раза превосходящую величину разведения дисков в однодисковом сцеплении. Отсюда и проблема: как развести диски на достаточное друг от друга расстояние, при этом не увеличить допустимую величину усилия, прилагаемого к педали сцепления. Если это делать путем увеличения передаточного числа привода, то значительно увеличится ход педали. Если же ход педали оставить на той же величине, увеличится усилие на педали. Вывод нашли простой. Установить усилитель, который преобразует допустимое перемещение педали сцепления в значительно большее по величине перемещение ведущих элементов двухдискового сцепления.

2.6.1 Пневмогидравлические усилители

Конструкция привода с усилителем (см. рисунок 2.11) включает следующие элементы: главный гидравлический цилиндр 2, со штоком и толкателем, мало отличающимся от обычного главного цилиндра гидравлического привода управления сцеплением легкового автомобиля; трубопроводам 1, по которым тормозная жидкость подается из главного цилиндра в усилитель; самого пневматического усилителя со штоком, перемещающим вилку привода управления сцеплением.



1 – гидравлическая линия; 2 – главный цилиндр выключения сцепления.

Рисунок 2.11 – Компоновка пневмогидравлического усилителя грузового автомобиля.

Назначение пневмогидравлического усилителя – снижение усилия нажатия на педаль сцепления и обеспечение качественного процесса сцепления с целью плавного начала передачи крутящего момента от двигателя к трансмиссии.

Пневмогидравлический усилитель состоит из трех частей:

- Гидравлического цилиндра;
- Распределительного клапана;
- Пневматического сервоцилиндра.

2.6.2 Принцип работы

Пневмогидравлический усилитель (см. рисунок 2.12) через вывод 1 соединяется с ресивером сжатого воздуха, предназначенного для снабжения дополнительных потребителей и через вывод 1-4 соединен с гидравлическим цилиндром, из которого поступает тормозная жидкость при нажатии на педаль сцепления.

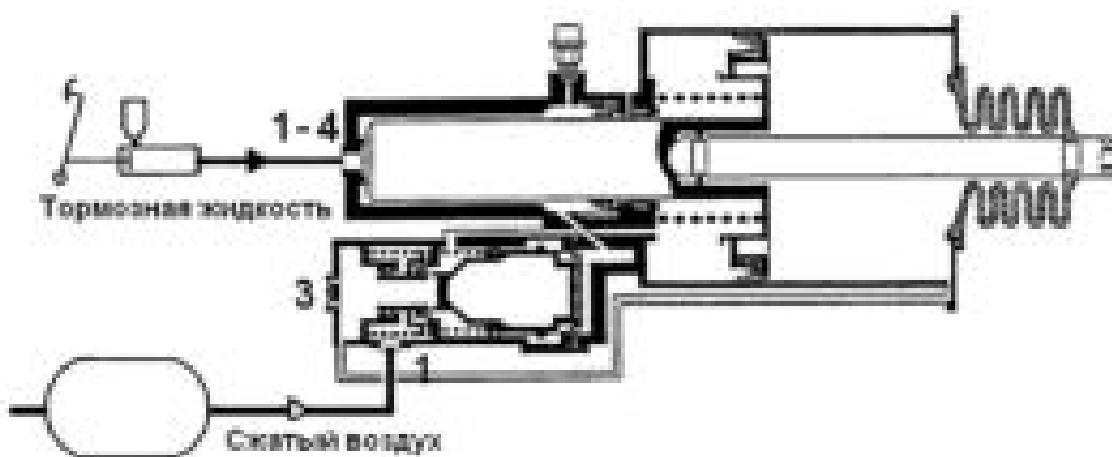
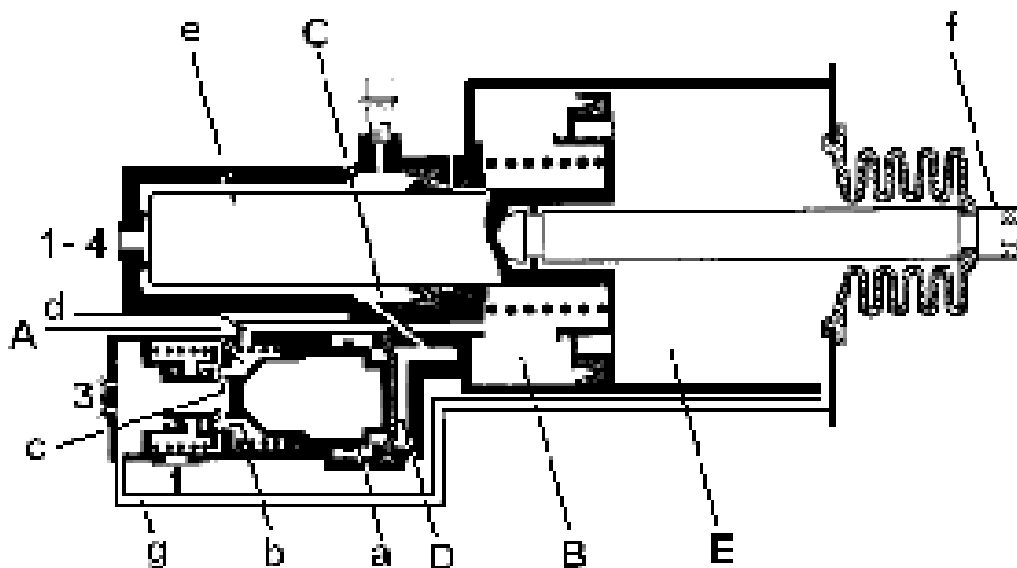


Рисунок 2.12 – Подключение пневмогидравлического усилителя к внешним линиям.

При нажатии на педаль сцепления тормозная жидкость поступает через вывод (1-4) в камеры (С) и (D). Поршень (а) в результате действия на него давления тормозной жидкости перемещается влево, закрывая выпускное отверстие (с) и открывая впускное отверстие (b). Таким образом, освобождается проход сжатому воздуху, поступающему через вывод (1) в камеру (А) из которой по каналу (d) он попадает в камеру (В). Под воздействием пневматического и гидравлического давления поршень (е) перемещается вправо, размыкая диски сцепления с помощью штока (f). Воздух из камеры (E) по каналу (g) перетекает к выпускному отверстию (3). Давление сжатого воздуха в камере (А) становится равным гидравлическому давлению тормозной жидкости в камере (D), действующей с противоположной стороны на поршень (а). Наступает динамическое равновесие, в результате которого давление воздуха и дав-

ление тормозной жидкости выравниваются. Давление в камере (В) пропорционально давлению тормозной жидкости, но поршень сервоусилителя по площади в несколько раз больше поршня (а), следовательно усилие, создаваемое поршнем сервоусилителя и передаваемое через шток на вилку выключения сцепления, также получает значительное увеличение.



1 – канал подачи сжатого воздуха из ресивера; 1 – 4 – канал подачи тормозной жидкости из главного цилиндра привода сцепления; 3 – отверстие для сброса воздуха в атмосферу; а – пневматическая камера клапана усилителя; б – рабочая (поршневая) камера усилителя; с – гидравлическая камера усилителя; d – гидравлическая камера клапана усилителя; e – штоковая полость пневматического усилителя; а – поршень клапана усилителя; б – выпускное отверстие; с – впускное отверстие; d – канал подачи воздуха в рабочую камеру; e – поршень гидравлического цилиндра выключения сцепления; f – шток привода вилки сцепления; g – перепускной канал.

Рисунок 2.13 – Устройство пневмогидравлического усилителя.

Если водитель отпускает педаль сцепления тормозная жидкость из камеры (D) перетекает в камеру (C) откуда возвращается в главный цилиндр. Поршень (а) возвращается в исходное положение, при этом впускное отверстие (с) закрывается, а через открывшееся выпускное отверстие (b) и выпуск (3) осуществляется сброс воздуха из камер (A) и (B).

Гидравлическое и пневматическое давление на поршне (e) снижаются,

давая возможность сцеплению переключиться в рабочее положение.

Давление воздуха в камере (В) при нажатии на педаль сцепления или при его плавном отпуске остается пропорциональным гидравлическому давлению в камере (С), обеспечивая водителю полный контроль над сцеплением.

Если давление воздуха недостаточно, то возможно выключение сцепления только одним гидравлическим давлением, которое воздействует на поршень (е). Однако потребуется более сильное нажатие на педаль.

2.7 Неисправности и сервисное обслуживание сухого фрикционного сцепления

Неисправностей сцепления не так уж много. Некоторые неисправности можно устранить регулировкой, некоторые только заменой поломанных или изношенных деталей.

Предлагается коротко остановиться на этих неисправностях.

2.7.1 Неполное выключение сцепления (сцепление «ведет»)

Эта неисправность появляется в результате увеличения зазоров в приводе выключения сцепления, то есть у педали сцепления чрезмерный свободный ход, что препятствует полному (качественному) разъединению ведущего и ведомого звена.

Устранить эту неисправность можно регулировкой привода выключения сцепления.

«Ведение» сцепления может возникнуть в результате коробления ведомого диска. Устранить эту неисправность можно только после разборки сцепления. Выпрямьте диск или замените его новым. Допустимое (торцевое) биение ведомого диска не более 0,5 мм.

«Ведение» может возникнуть и в результате появления неровностей и забоин на рабочих поверхностях фрикционных накладок ведомого диска.

Устранить эту неисправность можно тоже после разборки сцепления путем зачистки рабочих поверхностей фрикционных накладок. Если забоины или задиры глубоки, или фрикционные накладки имеют трещины, замените ведомый диск.

После разборки сцепления обязательно проверьте состояние заклепок. Если заклепки ослабли – замените ведомый диск. Перед сборкой сцепления обязательно проверьте биение ведомого диска.

Неполное выключение сцепления может произойти из-за заедания ступицы ведомого диска на шлицах первичного вала коробки передач. Устранить эту неисправность можно, зачистив шлицы и смазав их тугоплавкой смазкой. Если причиной заедания является смятие шлицов – замените первичный вал коробки передач или ведомый диск.

Причиной неполного выключения сцепления может стать появление воздуха в системе или утечка тормозной жидкости из системы через неплотности трубопроводов или изношенные резиновые уплотнения.

Внимательно осмотрите гидравлический привод сцепления. При обнаружении следов утечки обязательно выясните причины их появления и замените изношенные или поломанные детали. Заполните гидравлическую систему новой тормозной жидкостью, прокачайте систему гидропривода для удаления из неё воздуха.

Возможна до смешного простая причина «ведения» сцепления.

В крышке резервного бачка выполнено вентиляционное отверстие малого диаметра. Если это отверстие засорится во время нажатия на педаль сцепления в главном цилиндре будет возникать разрежение, что вызовет подсос воздуха через уплотнения

2.7.2 Неполное включение сцепления (сцепление «буксует»)

Проверить качество включения сцепления довольно просто, попробуйте въехать на пригорок. Если сцепление буксует, вы сразу это заметите.

Пробуксовка сцепления может возникнуть при отсутствии свободного хода педали сцепления. Эту неисправность можно устранить регулировкой свободного хода педали.

Чрезмерный износ или перегрев (пригорание) фрикционных накладок ведомого диска может вызвать буксование сцепления. Эта неисправность устраняется заменой ведомого диска.

Пробуксовка может возникнуть в результате замазывания фрикционных накладок ведомого диска, рабочей поверхности маховика и нажимного диска.

Тщательная промывка деталей сцепления обязательна, но перед сборкой выясните причину попадания масла на трущиеся поверхности. Ведь не с ведра же оно туда попало?

2.7.3 Рывки при работе сцепления

Рывки при включении сцепления могут появиться в результате заедания ступицы ведомого диска на шлицах первичного вала, или заедание в механизме привода сцепления. Эти неисправности устраняются заменой деталей или зачисткой их рабочих поверхностей. Рывки могут появиться при чрезмерном износе или замазывании рабочих поверхностей. Об устранении возникших неисправностей сказано выше.

2.7.4 Повышенный шум при выключении сцепления

Если при выключении сцепления слышен шум, причиной его появления может быть поломка или потеря упругости демпфирующих пружин гасителя крутильных колебаний. Шум может возникать и при разрушении выжимного подшипника. Но в этом случае он будет исчезать при нажатии на педаль привода сцепления.

3 АВТОМАТИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ

Для обеспечения безопасности дорожного движения необходимо создать водителю такие условия труда, которые не отвлекали бы его от выполнения основных обязанностей – безопасного управления автомобилем с целью доставки груза (пассажира) в полной сохранности в заданное время в нужное место.

Конструкция автомобиля должна соответствовать этим требованиям, то есть необходимо предусмотреть автоматизацию процессов управления, которая позволит автоматике взять на себя часть функций управления автомобилем, не отвлекая водителя от процесса вождения. Особенно актуальной является установка автоматизированных систем управления на городские маршрутные автобусы. Установка этих систем позволит сконцентрировать внимание водителя на посадке и высадке пассажиров, облегчить маневрирование, сделать плавным разгон и торможение. Автоматическая трансмиссия является одним из элементов автоматизации процессов управления автомобилем.

Основные передаточные механизмы автоматической трансмиссии.

В отличие от ступенчатых коробок передач с ручным управлением в автоматических трансмиссиях крутящий момент преобразуется и передается с помощью планетарных механизмов (рядов). Главным преимуществом планетарного механизма является соосность звеньев передающих крутящий момент и принимающих его. Это обеспечивает оптимальное распределение сил, действующих в зубчатых соединениях, то есть валы передают касательные силы, подвергаясь деформации кручения, при отсутствии радиальных сил, вызывающих изгиб валов и значительную нагрузку подшипниковых узлов.

Простой планетарный ряд позволяет получить четыре различные передние передачи, плюс прямая передача, и две передачи заднего хода, однако для получения такого разнообразия придется устанавливать на каждое звено планетарного ряда по две фрикционные муфты и по одному тормозу. Простой планетарный ряд состоит из трех звеньев, поэтому для передачи вращения от

ведущего звена к ведомому необходимо включить две фрикционные муфты: одна - принимающая крутящий момент от двигателя, а другая – передающая преобразованный крутящий момент к ведущей оси, вдобавок, включить один тормоз. Переключение передач в восходящем или нисходящем порядке потребует отключения всех трех исполнительных устройств с последующим включением нового набора фрикционных муфт и тормозов. Вот и получается, что передающий механизм весьма прост, а механизмы включения – невероятно сложны.

Конструкторы автоматической трансмиссии, оценив сложность переключения передач в простом планетарном механизме, стали искать оптимальное соединение планетарных рядов с целью упрощения переключений. В итоге было предложено довольно большое разнообразие схем соединения планетарных рядов, позволяющих производить переключение передач изменением включения всего лишь одного-двух исполнительных устройств.

О сложных соединениях планетарных рядов расскажем чуть позже, а для начала рассмотрим устройство простого планетарного ряда.

3.1 Механизмы передачи крутящего момента и схемотехнические решения, применяемые в автоматической трансмиссии

3.1.1 Планетарные механизмы и их применение в автоматических трансмиссиях

Простой планетарный ряд (см. рисунок 3.01) состоит из малого центрального колеса МЦК, или как его называют – солнечного колеса, которое находится в постоянном зацеплении с шестернями, называемыми сателлитами, или планетарными шестернями. Сателлиты свободно вращаются на осях, которые установлены в водиле. Зубчатое колесо внутреннего зацепления, называемое большим центральным колесом, или эпициклом, которое находится в постоянном зацеплении с сателлитами.

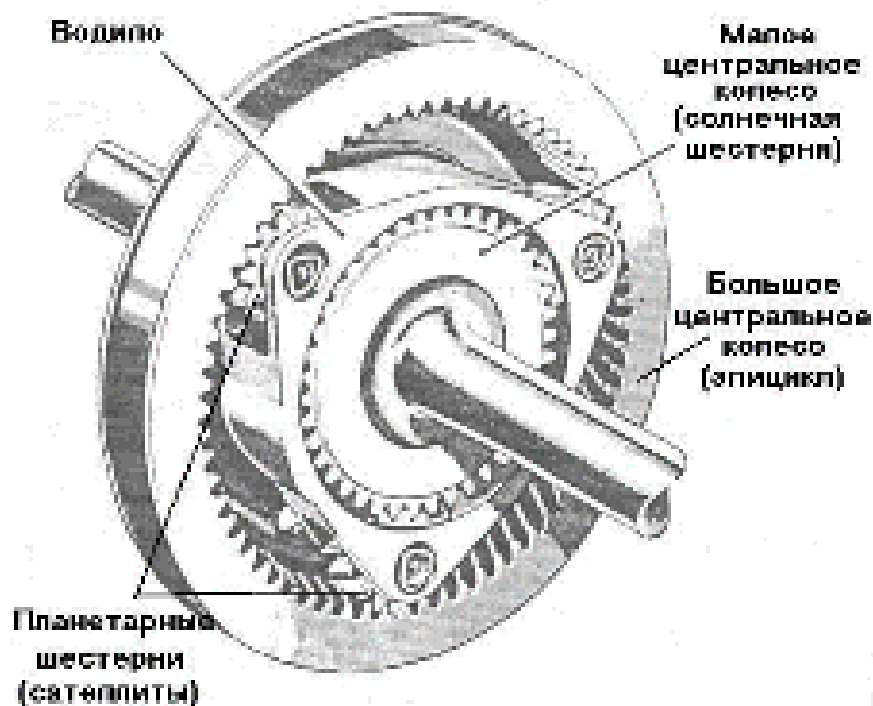
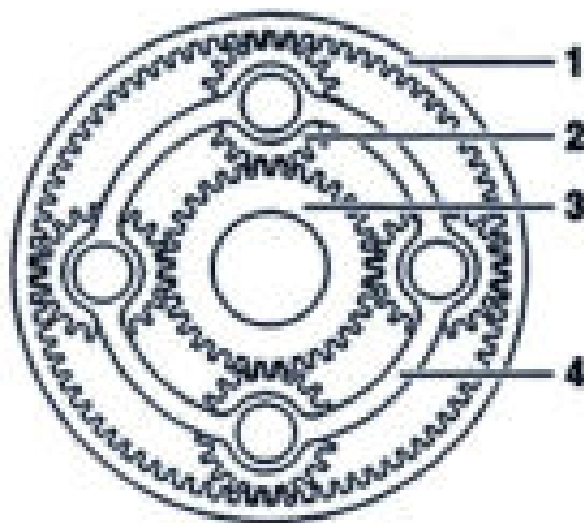


Рисунок 3.01 – Простой планетарный ряд.



1 – эпицикл; 2 – сателлиты; 3 – солнечное колесо; 4 – водило.

Рисунок 3.01 – Простой планетарный ряд.

Следует отметить, что солнечное колесо, каретка сателлитов (водило) и эпициклическое колесо вращаются относительно одной общей оси (см. рисунок 3.02), в то время как сателлиты планетарной передачи вращаются относительно собственных независимых осей.

Название планетарного механизма происходит от сателлитов, которые

подобно планетам солнечной системы вращаются вокруг солнца, одновременно вращаясь вокруг собственных осей.

Планетарная коробка передач может иметь один или несколько планетарных рядов, кинематически связанных между собой в различных сочетаниях.

Простой планетарный ряд представляет собой дифференциальный трехзвенный механизм с двумя степенями свободы. Это означает, что для получения крутящего момента с любого из звеньев планетарного механизма необходимо: приводить во вращение одно из звеньев планетарного механизма; затормозить (блокировать) одно из звеньев планетарного механизма.

Рассмотрим условия передачи крутящего момента элементарного планетарного ряда.

Вариант 1

Если остановить солнечное колесо, а крутящий момент передавать через эпицикл, то получится схема, приведенная на рисунке 3.03.

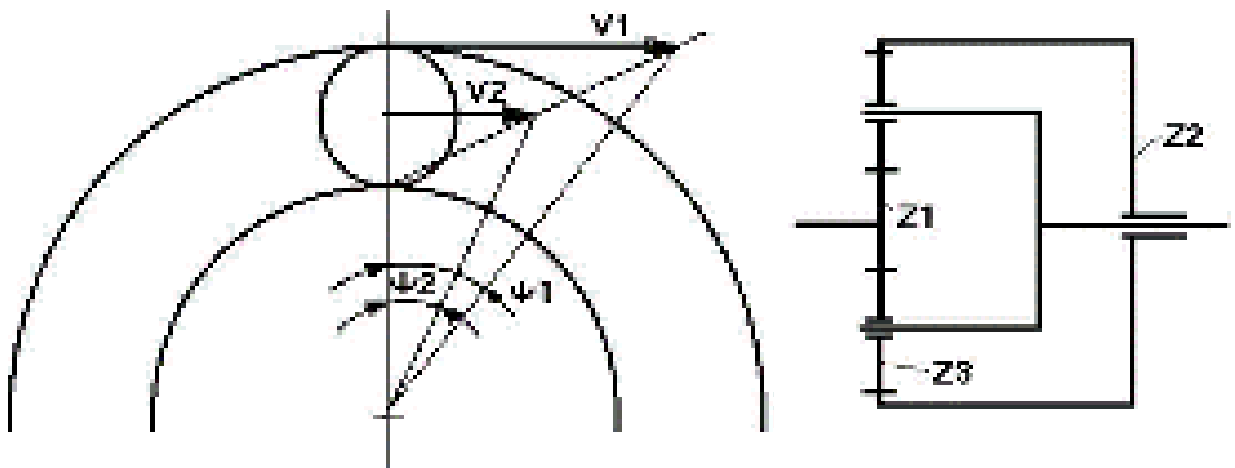


Рисунок 3.03 – Вариант 1. Остановлено солнечное колесо. Ведущее – эпициклическое колесо.

В точке контакта сателлита с остановленной солнечной шестерней линейная скорость точки будет равна нулю. Отметим нулевую скорость точкой. Линейная скорость точки контакта ведущего эпициклического колеса с сателлитом примем равной V_1 . Отложим вектор из точки касания планетарного колеса (сателлита) с эпициклическим колесом в сторону его вращения. Масштаб

вектора можно принять любой.

Теперь соединим неподвижную точку с концом отложенного вектора V_1 . Построим вектор из точки вращения сателлита до проведенной линии. Получим вектор V_2 . Построив план скоростей, получим, что касательная скорость оси вращения сателлита, закрепленного на водиле, будет равна V_2 .

Теперь перейдем от линейных скоростей к угловым скоростям. За условный промежуток времени эпициклическое колесо повернулось на угол φ_1 ; за тот же самый промежуток времени каретка сателлитов (водило) повернулось на угол φ_2 ; угол φ_2 меньше угла φ_1 , следовательно, снимая крутящий момент с каретки сателлитов (водило) при остановленном солнечном колесе мы получим понижающую передачу.

Передаточное число такого редуктора будет определяться отношением:

$$U_1 = \frac{1 + z_2/z_1}{z_2/z_1} \quad (3.01)$$

Вариант 2

Если остановить солнечное колесо, а крутящий момент передавать через картку сателлитов (водило), то получится схема, приведенная на рисунке 3.04.

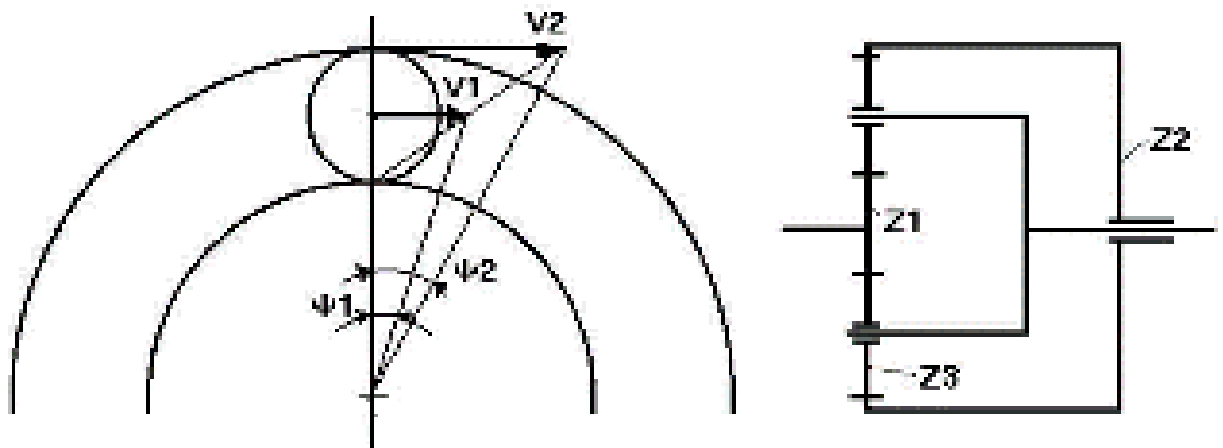


Рисунок 3.04 – Вариант 2. Остановлено солнечное колесо. Ведущее – водило.

В точке контакта сателлита с остановленной солнечной шестерней линейная скорость точки будет равна нулю. Линейную скорость ведущей оси вращения сателлита примем равной V_1 . Построив план скоростей, получим,

что линейная скорость точки контакта сателлита с эпициклическим колесом будет равна V_2 .

Теперь перейдем от линейных скоростей к угловым скоростям.

За условный промежуток времени ось вращения сателлита, закрепленного на водиле, отклонилась на угол φ_2 ; за тот же самый условный промежуток времени эпициклическое колесо повернулось на угол φ_1 ; угол φ_2 меньше угла φ_1 , следовательно, снимая крутящий момент с эпициклического колеса при остановленном солнечном колесе, мы получим повышающую передачу.

В рассмотренном случае передаточное число редуктора будет определяться отношением:

$$U_2 = \frac{z_2/z_1}{1+z_2/z_1} \quad (3.02)$$

Вариант 3

Если остановить каретку сателлитов (водило), а крутящий момент передавать через солнечное колесо, то получится схема, приведенная на рисунке 3.05.

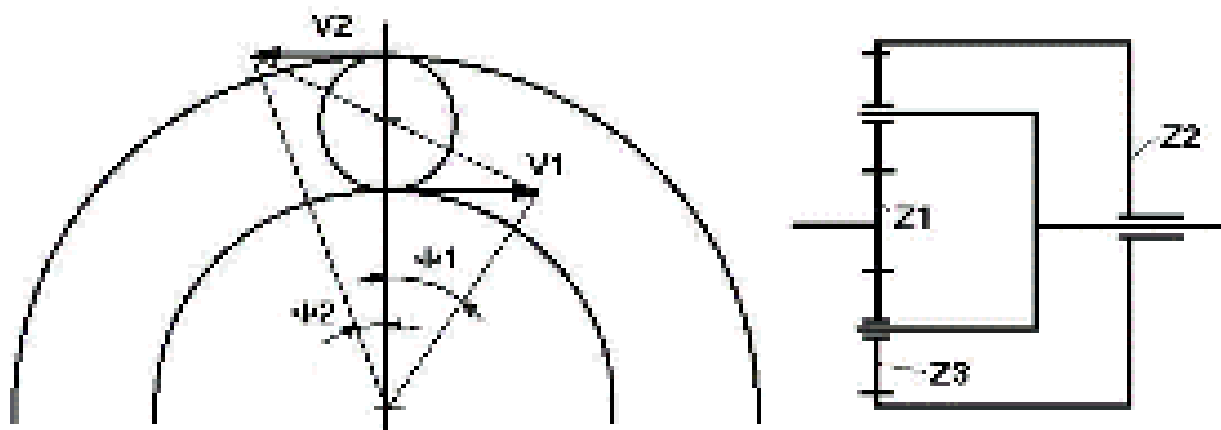


Рисунок 3.05 – Вариант 3. Остановлено водило. Ведущее – солнечное колесо.

В точке контакта сателлита с солнечной шестерней линейная скорость точки будет равна V_1 ; линейная скорость оси вращения сателлита равна нулю. Построив план скоростей, получим, что линейная скорость точки контакта сателлита с эпициклическим колесом будет равна V_2 .

Теперь перейдем от линейных скоростей к угловым скоростям.

За условный промежуток времени точка контакта солнечного колеса с сателлитом повернулась на угол φ_1 . За тот же самый условный промежуток времени эпициклическое колесо повернулось на угол φ_2 . Угол φ_1 больше угла φ_2 , следовательно, снимая крутящий момент с эпициклического колеса, при остановленном водиле, мы получим понижающую передачу, причем направление вращения ведомого звена – противоположное ведущему.

Передаточное число такого редуктора будет определяться отношением:

$$U_3 = -\frac{z_2}{z_1} \quad (3.03)$$

Вариант 4

Если остановить каретку сателлитов (водило), а крутящий момент передавать через эпициклическое колесо, то получится схема, приведенная на рисунке 3.06.

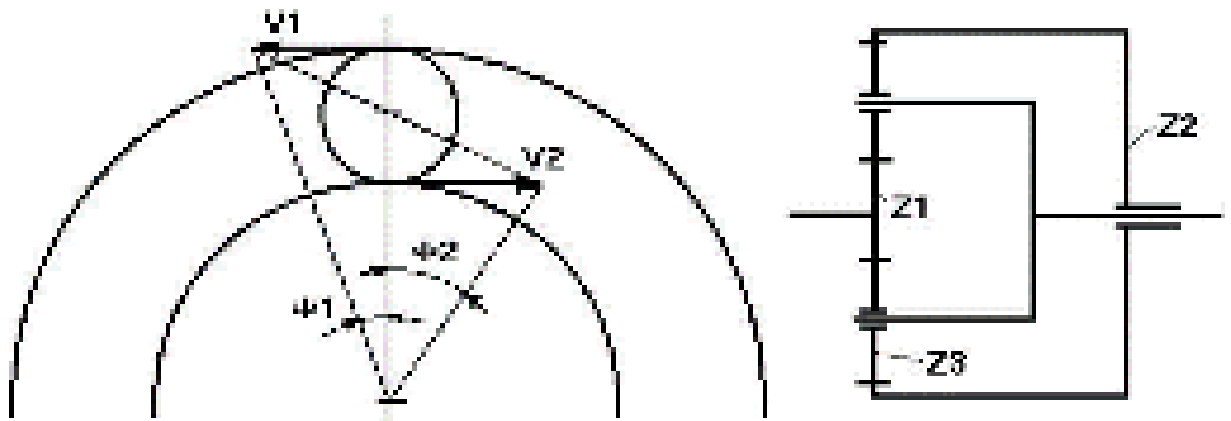


Рисунок 3.06 – Вариант 4. Остановлено водило. Ведущее – эпициклическое колесо.

В точке контакта сателлита с эпициклическим колесом линейная скорость точки будет равна V_1 . Линейная скорость ведущей оси вращения сателлита равна нулю. Построив план скоростей, получим, что линейная скорость точки контакта сателлита с солнечным колесом будет равна V_2 .

Теперь перейдем от линейных скоростей к угловым скоростям.

За условный промежуток времени точка контакта эпициклического колеса с сателлитом повернулась на угол φ_1 . За тот же самый условный промежуток времени солнечное колесо повернулось на угол φ_2 . Угол φ_1 меньше

угла φ_2 , следовательно, снимая крутящий момент с солнечного колеса при остановленном водиле мы получим повышающую передачу, причем, направление вращения ведомого звена – противоположное ведущему.

Передаточное число такого редуктора будет определяться отношением:

$$U_4 = -\frac{Z_1}{Z_2} \quad (3.04)$$

Вариант 5

Если остановить эпициклическое колесо, а крутящий момент передавать через солнечное колесо, то получится следующая схема, представленная на рисунке 3.07.

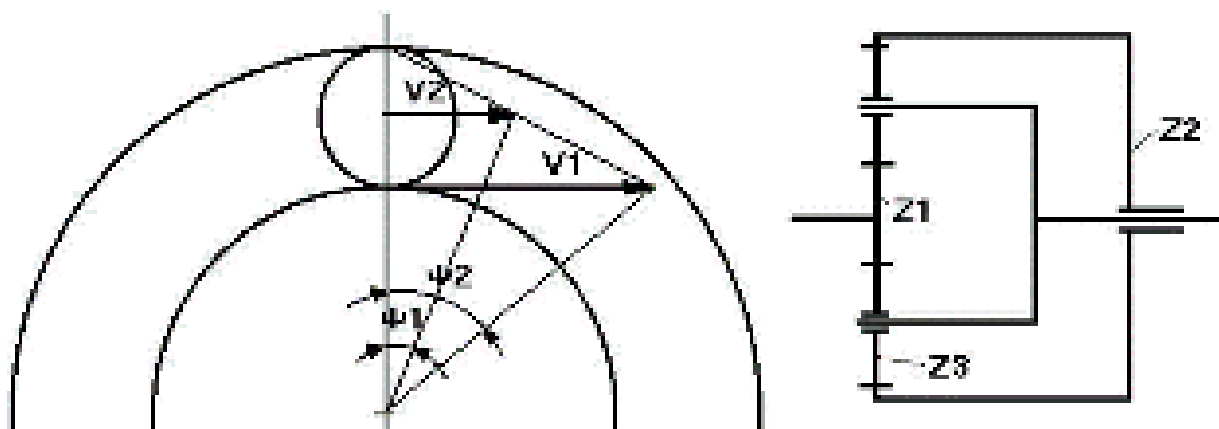


Рисунок 3.07 – Вариант 5. Остановлено эпициклическое колесо. Ведущее – солнечное колесо.

В точке контакта сателлита с эпициклическим колесом линейная скорость точки будет равна нулю. Линейная скорость точки контакта сателлита с солнечным колесом равна V_1 . Построив план скоростей, получим, что линейная скорость оси вращения сателлита, закрепленной на водиле будет равна V_2 .

Теперь перейдем от линейных скоростей к угловым скоростям.

За условный промежуток времени точка контакта солнечного колеса с сателлитом повернулась на угол φ_1 . За тот же самый условный промежуток времени ось вращения сателлита, а вместе с ним и каретка сателлитов (водило) повернулась на угол φ_2 . Угол φ_2 больше угла φ_1 , следовательно, снимая крутящий момент с каретки сателлитов (водило) при остановленном эпициклическом колесе мы получим понижающую передачу.

Передаточное число такого редуктора будет определяться отношением:

$$U_5 = 1 + \frac{z_2}{z_1} \quad (3.05)$$

Вариант 6

Если остановить эпициклическое колесо, а крутящий момент передавать через каретку сателлитов (водило), то получится схема, показанная на рисунке 3.08.

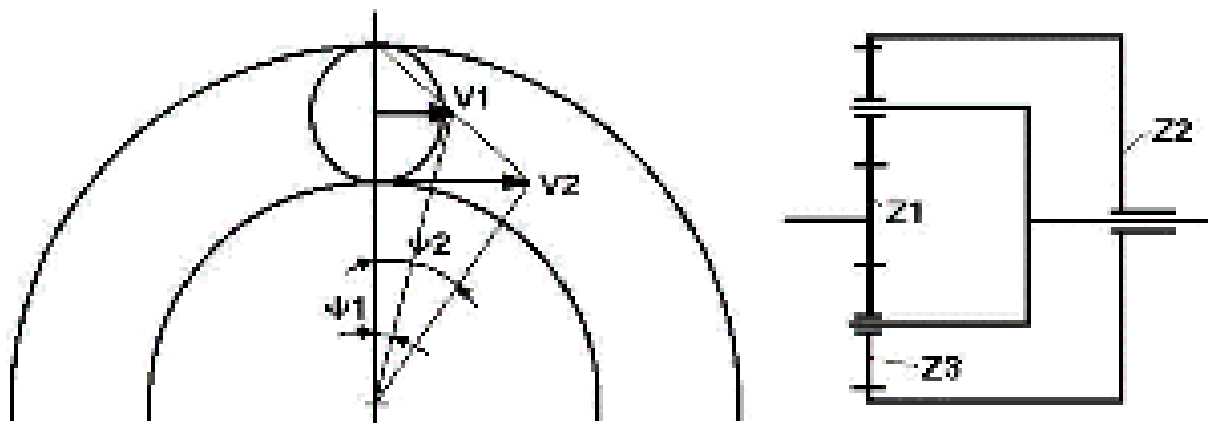


Рисунок 3.08 – Вариант 6. Остановлено эпициклическое колесо. Ведущее – водило.

В точке контакта сателлита с эпициклическим колесом линейная скорость точки будет равна нулю. Линейная скорость оси вращения сателлита, закрепленной на водиле равна V_1 . Построив план скоростей, получим, что линейная скорость точки контакта сателлита с солнечным колесом будет равна V_2 .

Теперь перейдем от линейных скоростей к угловым скоростям.

За условный промежуток времени ось вращения сателлита, а вместе с ним и каретки сателлитов (водило) повернулась на угол ϕ_1 ; за тот же самый условный промежуток времени точка контакта солнечного колеса с сателлитом повернулась на угол ϕ_2 ; угол ϕ_2 больше угла ϕ_1 , следовательно, снимая крутящий момент с солнечного колеса при остановленном эпициклическом колесе, мы получим повышающую передачу.

Передаточное число такого редуктора будет определяться отношением:

$$U_6 = \frac{1}{1 + \frac{z_2}{z_1}} \quad (3.06)$$

Вариант 7

Если каким–либо способом заблокировать (жестко соединить) два любых звена планетарной передачи (см. рисунок 3.09), то система будет вращаться синхронно. Совершенно неважно, какие из звеньев мы жестко соединим.

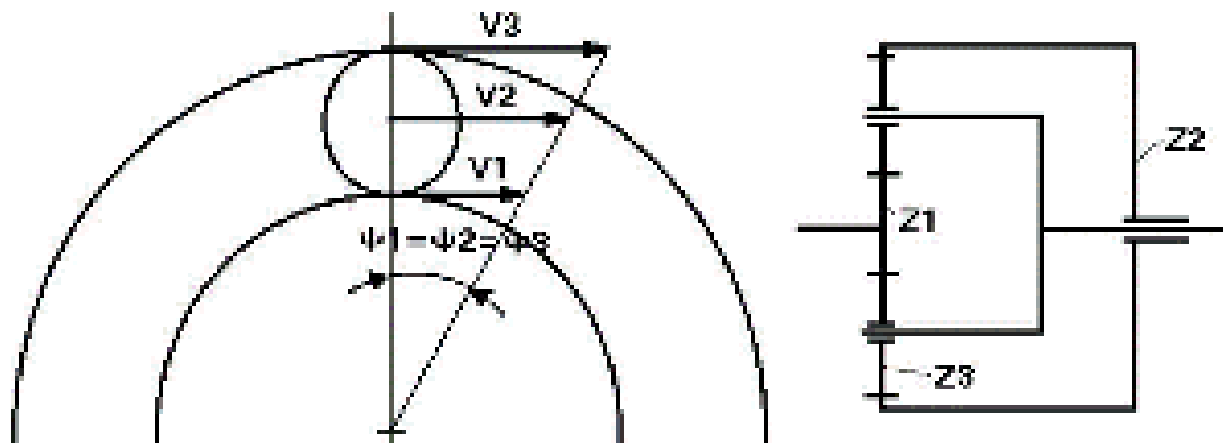


Рисунок 3.09 – Вариант 7. Синхронное вращение всех звеньев.

Пусть окажутся жесткосоединенными солнечное колесо, и каретка сателлитов (водило), тогда сателлиты не смогут вращаться вокруг своих осей. При вращении солнечного колеса, а вместе с ним и каретки сателлитов (водило), зубья сателлитов будут играть роль шлицов, соединяя синхронно вращающиеся детали с эпициклическим колесом.

Если жестко соединить солнечное колесо и эпициклическое колесо, сателлиты не смогут вращаться вокруг собственных осей. При синхронном вращении солнечного и эпициклического колес, каретка сателлитов (водило), вместе с сателлитами, будет вращаться с той же угловой скоростью, как и два заблокированных звена.

Если жестко соединить каретку сателлитов (водило) и эпициклическое колесо, сателлиты не смогут вращаться вокруг собственных осей. При вращении эпициклического колеса, а вместе с ним и каретки сателлитов (водило), зубья сателлитов будут играть роль шлицов, соединяя, синхронно вращающиеся каретку сателлитов (водило), и эпицикл с солнечной шестерней.

Передаточное число такого редуктора будет определяться отношением:

$$U_7 = 1 \quad (3.07)$$

Вариант 8

Рассмотрим случай, когда передача крутящего момента производится через эпициклическое колесо (см. рисунок 3.10), то есть эпициклическое колесо будет ведущим звеном. Снимать крутящий момент будем с солнечного колеса, то есть солнечное колесо является ведомым.

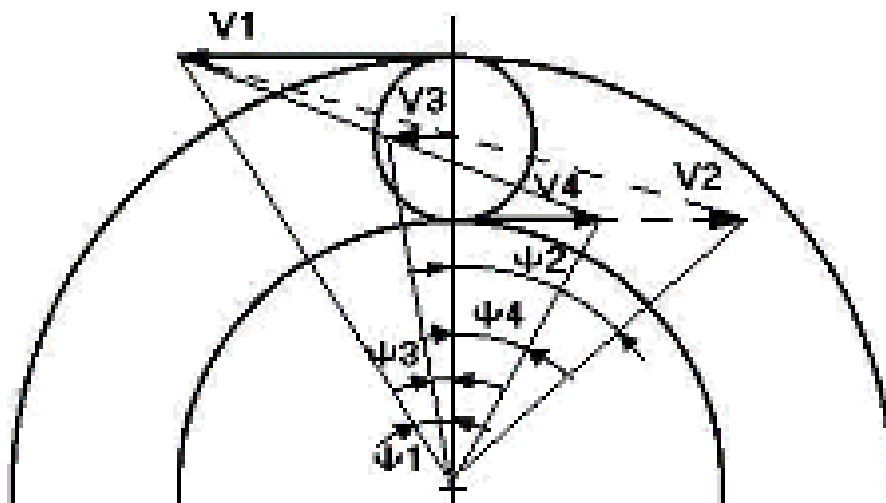


Рисунок 3.10 – Вариант 8. Сверхнизкая передача заднего хода. Ведущее – эпициклическое колесо. Ведомое – солнечное колесо. Водило вращается в том же направлении, что и эпицикл, но медленнее.

Если произвести полную остановку каретки сателлитов (водило), то перед нами будет уже рассмотренный выше случай (вариант 4). Где ведущее звено – эпицикл – имеет линейную скорость V_1 и, соответственно, угловую скорость ϕ_1 . Неподвижное звено – каретка сателлитов (водило) – имеет угловую скорость, равную нулю. Ведомое звено – солнечное колесо – имеет линейную скорость V_2 и, соответственно, угловую скорость ϕ_2 .

Если полной остановки каретки сателлитов (водило) не производится, то есть водило вращается в направлении, совпадающем с направлением вращения ведущего звена, а линейная скорость оси вращения сателлита будет равна V_3 , тогда, построив план скоростей, мы увидим, что ведомое звено изменило не только линейную скорость точки контакта сателлита с солнечной шестерней, но и свою угловую скорость.

Ведущее звено – эпицикл – имеет все ту же линейную скорость V_1 . Ось

вращения сателлита, а, следовательно, и каретка сателлитов (водило), имеет линейную скорость V_3 , совпадающую по направлению со скоростью ведущего звена. Тогда линейная скорость точки соприкосновения сателлита с солнечной шестерней будет равна V_4 .

Переходя к угловым скоростям, мы будем иметь.

Угловая скорость ведущего звена – эпицикла равна φ_1 . Угловая скорость оси вращения сателлита – φ_3 . Тогда угловая скорость ведомого звена будет равной φ_4 .

Передаточное число этого редуктора мы не станем выражать какой-либо формулой, так как угловая скорость каретки сателлитов (водило) вносит поправку в расчеты передаточного числа редуктора. А эта угловая скорость будет определяться передаточным отношением другого, соединенного с ним планетарного ряда.

Рассмотрим ещё один случай, когда ведущим звеном будет эпициклическое колесо, движущееся с касательной скоростью V_1 , а ведомым – каретка сателлитов (водило), получившее касательную скорость V_3 .

Как и в предыдущем случае полной остановки третьего звена планетарной передачи мы производить не будем, то есть дадим возможность солнечной шестерне вращаться в направлении, противоположном направлению вращения ведущего звена – эпицикла. Касательная скорость солнечного колеса будет V_2 , так как солнечная шестерня будет кинематически связана с планетарным механизмом следующего ряда.

Тогда получается следующая картина (см. рисунок 3.11)

Точка контакта эпициклического колеса с сателлитом имеет линейную скорость V_1 . Точка контакта солнечного колеса с сателлитом имеет линейную скорость V_2 , причем вектор этой скорости противоположно направлен. Построив план скоростей, мы выясним, что линейная скорость оси вращения сателлита будет равна V_3 .

Переходя от линейных к угловым скоростям, мы получим.

Угловая скорость ведущего звена – эпициклического колеса – равна φ_1 ;

угловая скорость солнечной шестерни – φ_2 , причем направление вращения солнечной шестерни противоположное направлению вращения ведущего звена – эпицикла. Тогда угловая скорость ведомого звена – каретки сателлитов (водило) - будет равна φ_3 .

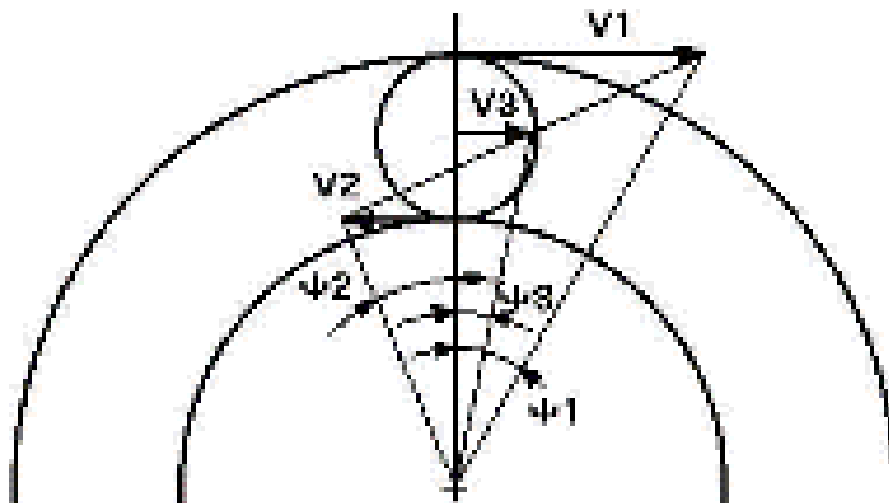


Рисунок 3.11 – Уменьшение скорости вращения ведомого звена путем обратного вращения солнечного колеса.

Этот случай напоминает попытку подъема по эскалатору, идущему вниз. Человек быстро перебирает ногами, пытаясь опередить перемещение идущего вниз эскалатора, но реальное перемещение – незначительно.

3.1.1.1 Планетарный механизм со сцепленными сателлитами

На практике автоматические коробки передач требуют более функциональных и гибких кинематических схем, по сравнению с тем, что может обеспечить один планетарный ряд. В схеме со сцепленными сателлитами (см. рисунок 3.12) два планетарных ряда имеют общую каретку сателлитов (водило) с тремя-четырьмя парами сцепленных сателлитов. Каждая пара состоит из одного короткого и одного длинного сателлита.

Каждое из двух независимых малых центральных колес (МЦК) (см. рисунок 3.13) имеет зацепление с одним из двух сцепленных сателлитов: либо с коротким сателлитом – в этом случае малое центральное (солнечное) колесо имеет меньший диаметр, либо с длинным сателлитом. В этом случае, как это

видно на схеме, МЦК (солнечное колесо этого ряда) имеет больший диаметр.



Рисунок 3.12 – Планетарный ряда со сцепленными сателлитами.

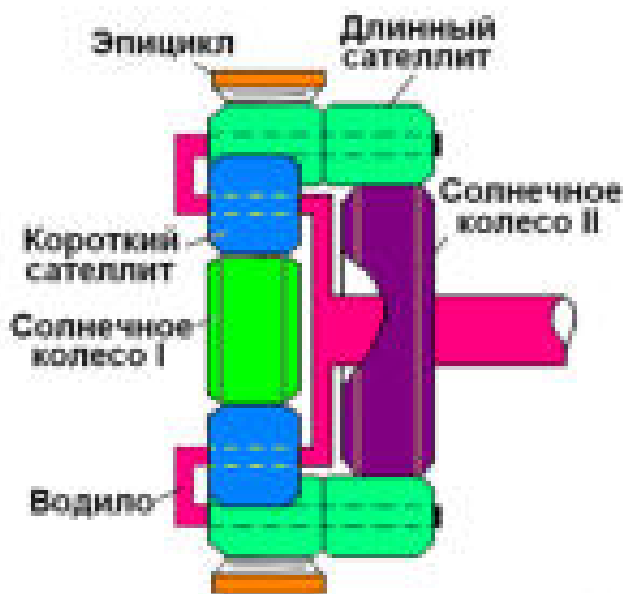


Рисунок 3.13 – Планетарный ряда со сцепленными сателлитами.

Кроме того, планетарный механизм со сцепленными сателлитами имеет одно большое центральное (эпициклическое) колесо (БЦК).

Ведущими звеньями могут быть БЦК (эпициклическое колесо), любое из МЦК (одно из двух солнечных колес), либо каретка сателлитов (водило).

Система со сцепленными сателлитами позволяет реализовать следующие режимы: нейтраль; две понижающие передачи; прямую передачу; задний ход.

3.1.1.2 Схема с ведущим большим центральным колесом

Применение этой схемы (см. рисунок 3.14) позволяет, передавая крутящий момент на большое центральное колесо, снимать мощность: с малого центрального колеса наружного ряда при остановленном водиле; с малого центрального колеса внутреннего ряда при остановленном водиле; с каретки сателлитов (водило) при остановленном малом центральном колесе наружного ряда; с каретки сателлитов (водило) при остановленном малом центральном колесе внутреннего ряда.

Кроме того, применение этой схемы позволяет, передавая крутящий момент на каретку сателлитов (водило) снимать мощность: с малого центрального колеса наружного ряда при остановленном водиле; с малого центрального колеса внутреннего ряда при остановленном большом центральном колесе; с эпициклического колеса при остановленном малом центральном колесе наружного ряда; с эпициклического колеса при остановленном малом центральном колесе внутреннего ряда.

Построение плана скоростей планетарного ряда со сцепленными сателлитами весьма сложно. Попробуем проанализировать движение звеньев.

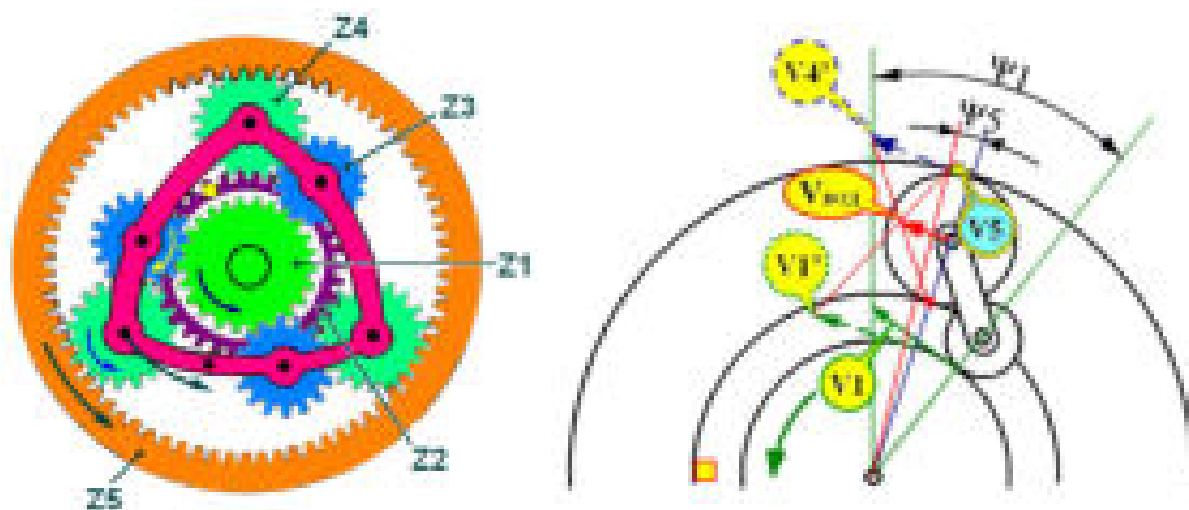


Рисунок 3.14 – Схема с остановленным малым центральным колесом наружного ряда.

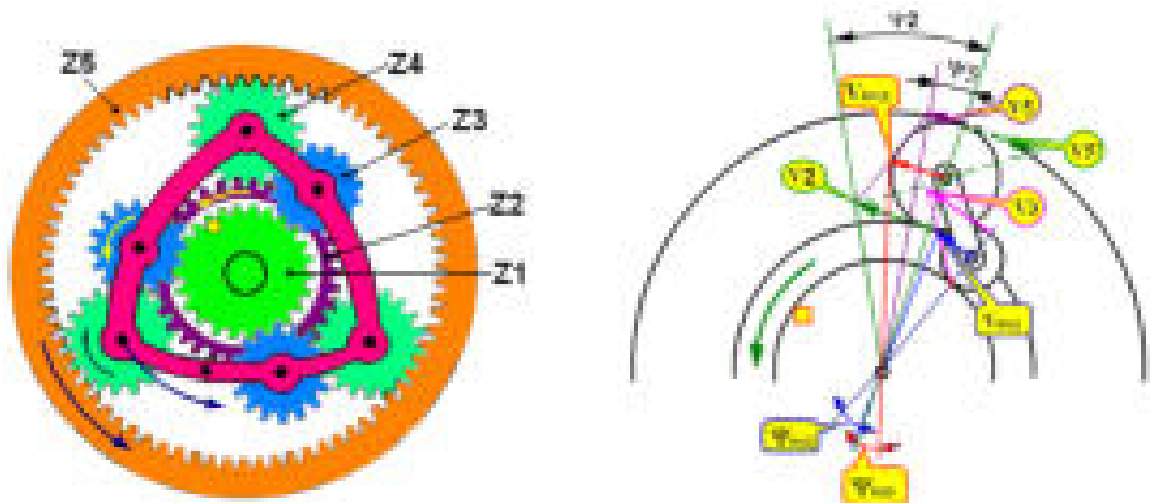


Рисунок 3.15 – Схема с остановленным малым центральным колесом внутреннего ряда.

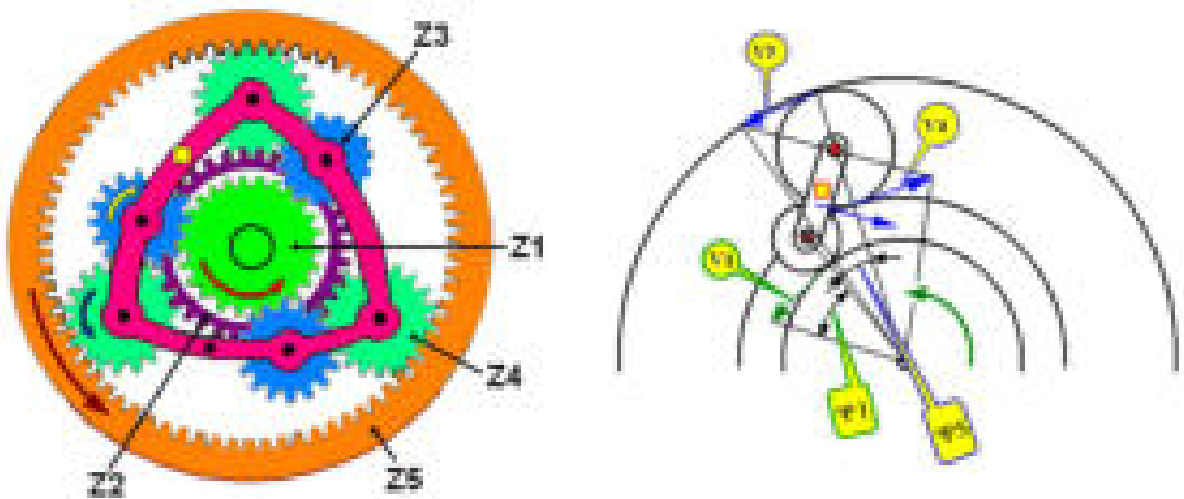


Рисунок 3.16 – Схема с остановленным водилом.

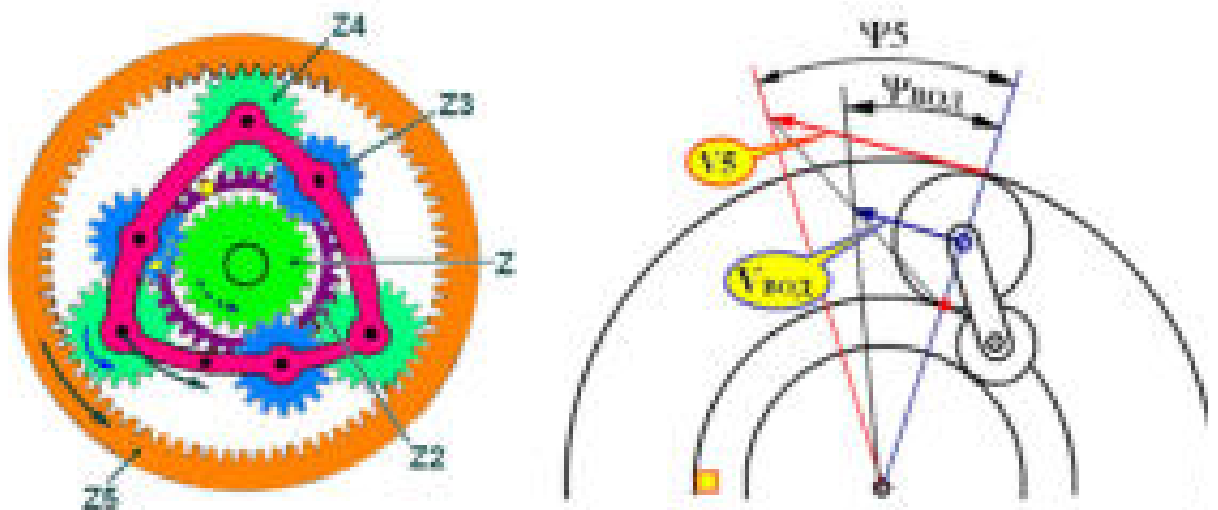


Рисунок 3.17 – Схема с остановленным малым центральным колесом наружного ряда.

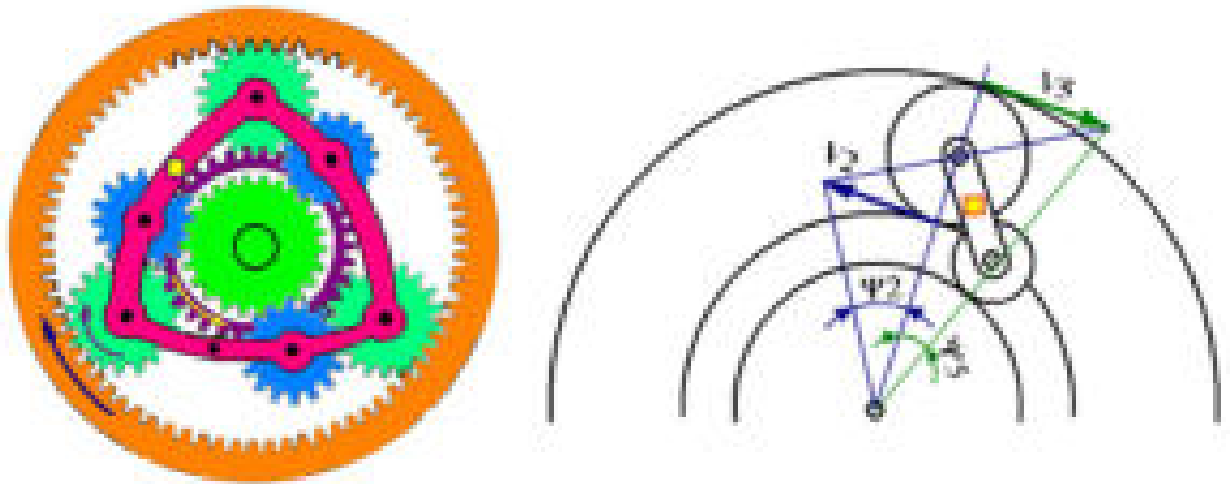


Рисунок 3.18 – Схема с остановленным водилом.

3.1.2 Применение схмотехнических решений Симпсона

Схема Симпсона–I – кинематическая схема, объединяющая два последовательно расположенных планетарных ряда. Для передачи крутящего момента необходимо включить два элемента управления (два тормоза, две блокировочные муфты или тормоз и блокировочную муфту).

Для управления автоматической коробкой передач имеются две блокировочные муфты, два тормоза и муфта свободного хода.

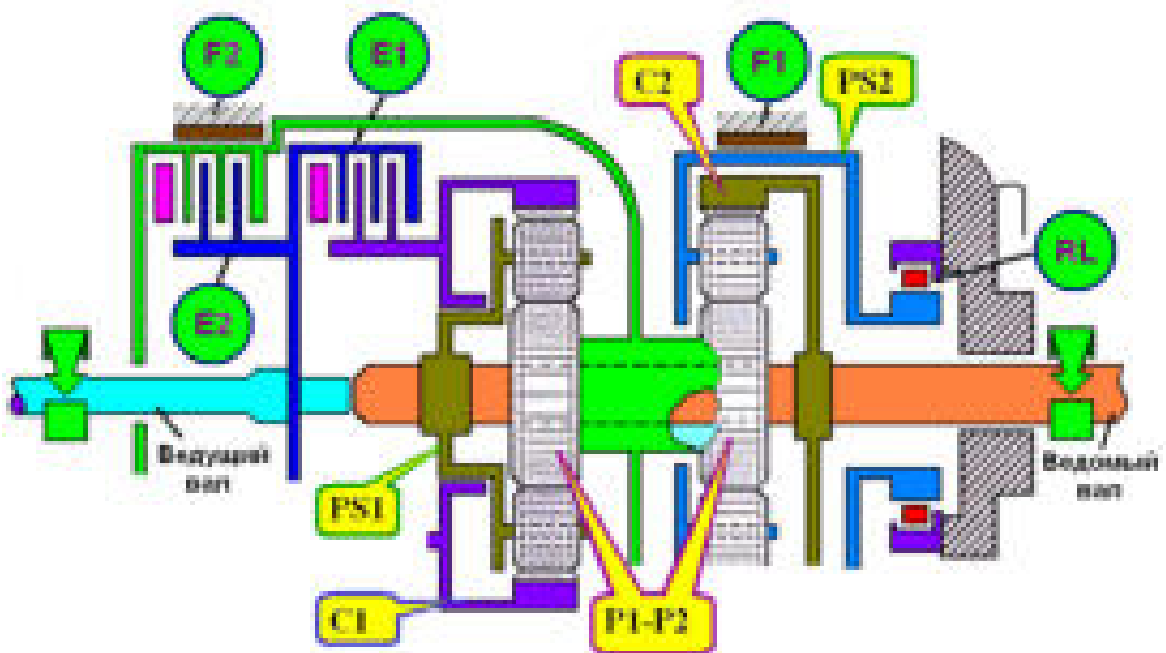


Рисунок 3.19 – Схема Симпсона–I.

Отличительной особенностью схемы Симпсона–I (см. рисунок 3.19) является жесткое соединение малых центральных колес (МЦК) двух планетарных рядов. Большое центральное колесо первого планетарного ряда с помощью муфты E1 может соединяться с входным валом. С помощью муфты E2 с входным валом может соединяться блок малых центральных колес двух планетарных рядов. Блок малых центральных колес может быть остановлен с помощью ленточного тормоза F2. Каретка сателлитов (водило) второго планетарного ряда может быть остановлено тормозом F1. Муфта свободного хода RL необходима для обеспечения автоматического перехода на пониженную передачу при торможении двигателем.

Схема Симпсона–I позволяет реализовывать следующие режимы: Нейтраль; Две понижающих передачи; Прямая передача; Передача заднего хода.

Рассмотрим, как производится передача крутящего момента на различных передачах.

Первая передача

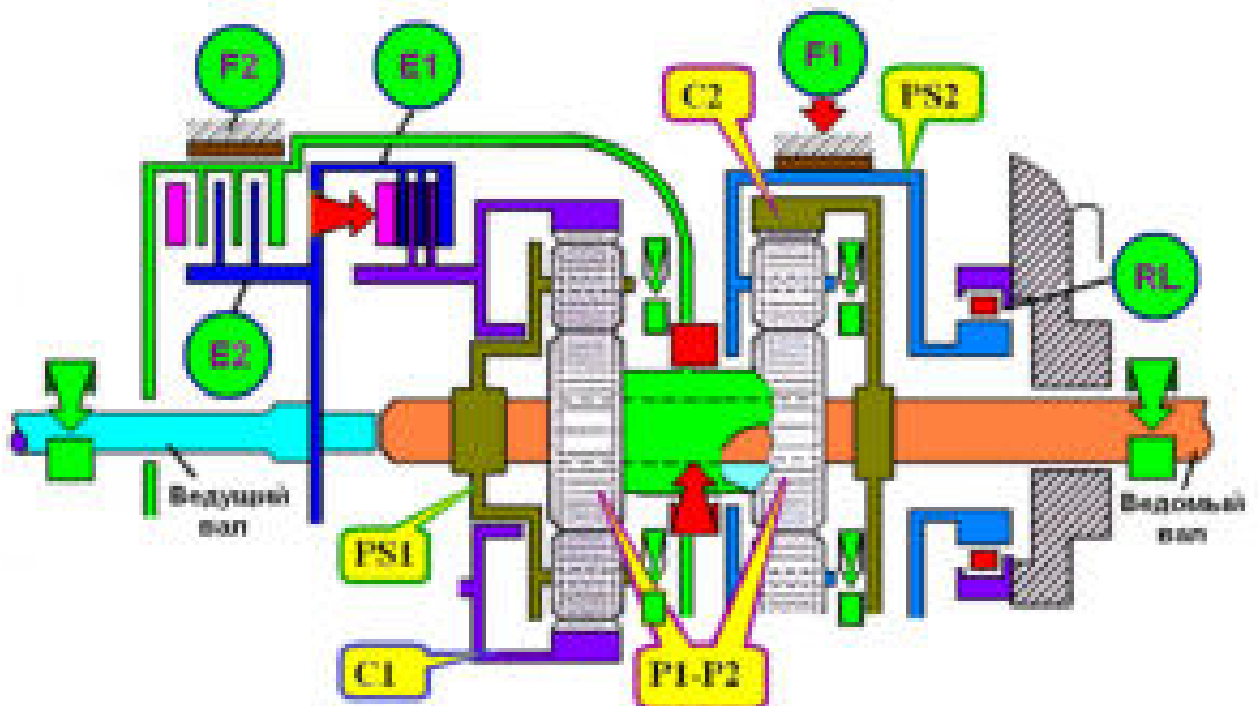


Рисунок 3.20 – Первая передача. Включение управляющих механизмов

и направление вращения валов и шестерен АКПП.

Для движения на первой передаче (см. рисунок 3.20) необходимо включить:

Фрикционную муфту E1, соединяющую входной вал с эпициклическим колесом (БЦК) первого планетарного ряда.

Ленточный тормоз F1, останавливающий каретку сателлитов (водило) второго планетарного ряда.

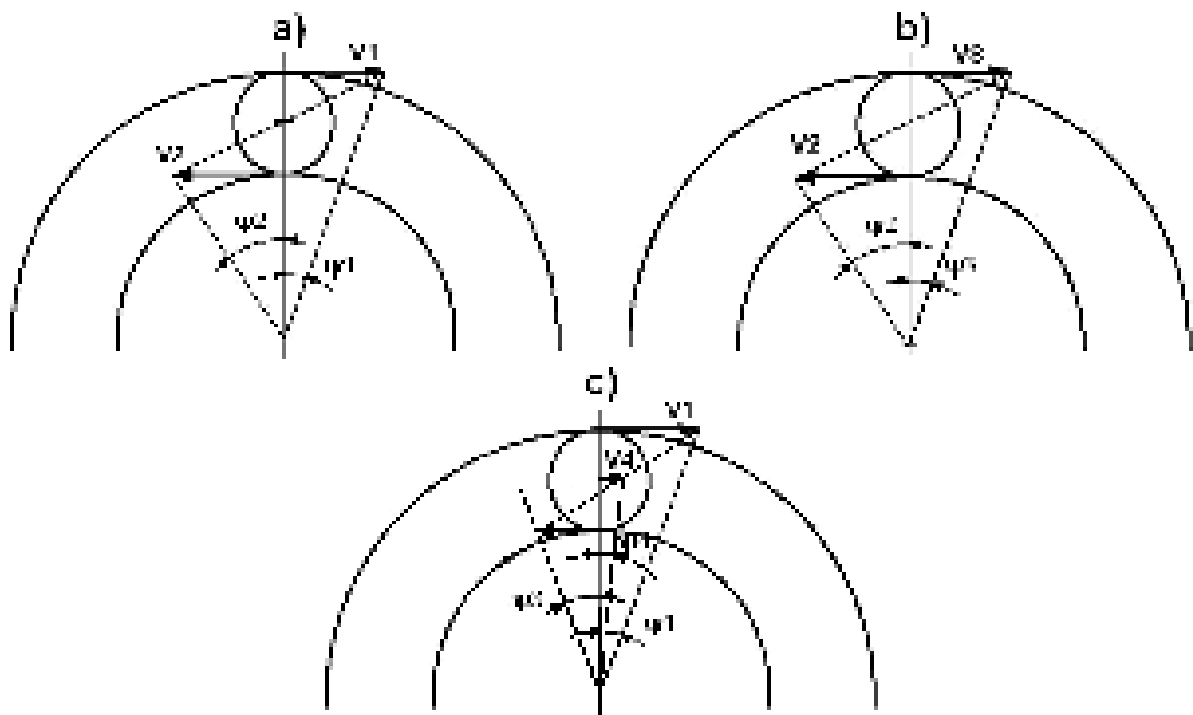


Рисунок 3.21 – План скоростей.

Условно примем, что выходной вал, соединенный с кареткой сателлитов (водилом) первого планетарного ряда, в начальный момент времени неподвижен, тогда при остановленном водиле (см. рисунок 3.21a) малое центральное колесо будет вращаться в противоположную сторону. На схеме показано, что ведущее звено (БЦК) имеет угловую скорость вращения ψ_1 , а ведомый элемент – МЦК – угловую скорость ψ_2 .

Во втором планетарном ряду (см. рисунок 3.21b) при остановленном тормозом F1 водиле ведущим звеном будет являться малое центральное ко-

лесо, жестко соединенное с малым центральным колесом первого планетарного ряда. Тогда большое центральное колесо второго планетарного ряда будет вращаться в сторону, противоположную направлению вращения малого центрального колеса. Но так как эпициклическое колесо второго планетарного ряда жестко связано с кареткой сателлитов (води́ло) первого планетарного ряда, его угловая скорость ψ_3 будет равна угловой скорости каретки сателлитов (води́ло) первого планетарного ряда ψ_3 первого ряда. В результате суммирования угловых скоростей движущихся звеньев первого и второго планетарных рядов получим картину, напоминающую бег вверх по эскалатору, идущему вниз.

В итоге, угловая скорость выходного звена равна ψ_4 .

Для понимания происходящего при работе коробки на первой передаче предлагаем рассмотреть схематическое изображение вращения элементов схемы Симпсона 1, представленной на рисунке 3.22.

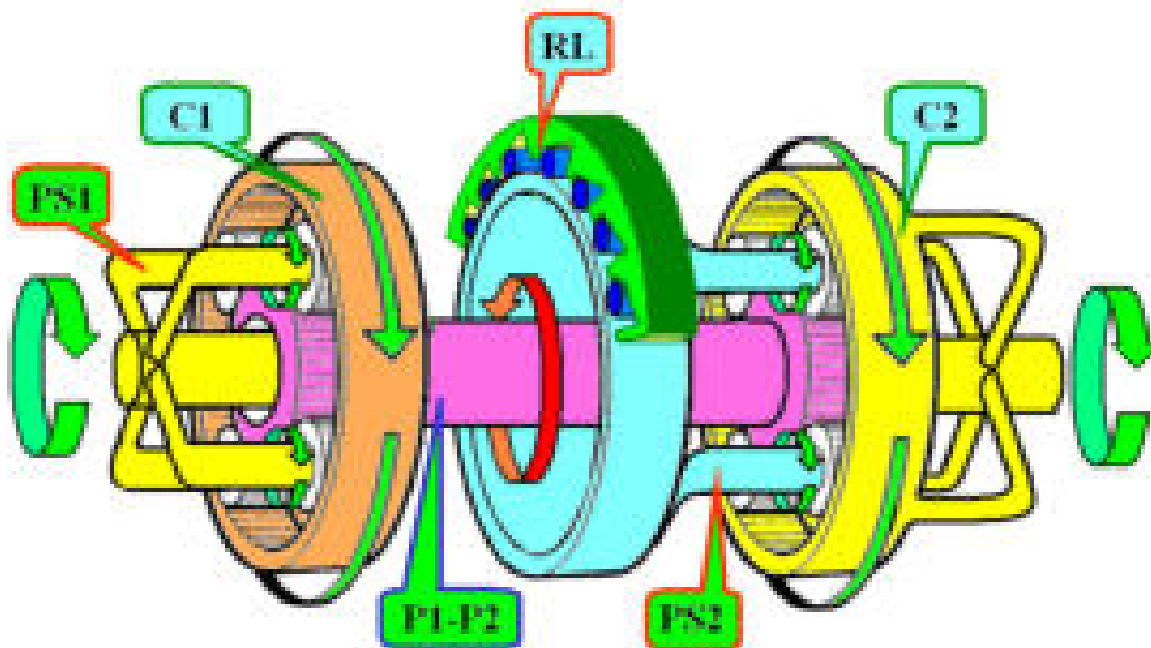


Рисунок 3.22 – Схематическое изображение вращения элементов схемы Симпсона 1 на первой передаче

БЦК (эпицикл первого планетарного ряда) получает вращение от ведущего вала. Для упрощения фрикционные элементы и незадействованные тор-

моза намерено упущены. Спаренная солнечная шестерня в результате остановки каретки сателлитов (водило) второго планетарного ряда тормозом, получает обратное вращение. В первом планетарном ряду каретка сателлитов (водило), соединенное с эпициклическим колесом второго планетарного ряда, будет вращаться медленно, так как солнечная шестерня вращается в обратном направлении.

Вторая передача

Если на первой передаче движение было похоже на бег вверх по эскалатору, идущему вниз, то на второй передаче эскалатор будет остановлен. Наверное, от этого скорость перемещения бегущего человека увеличится. Рассмотрим, как же будет остановлен этот эскалатор.

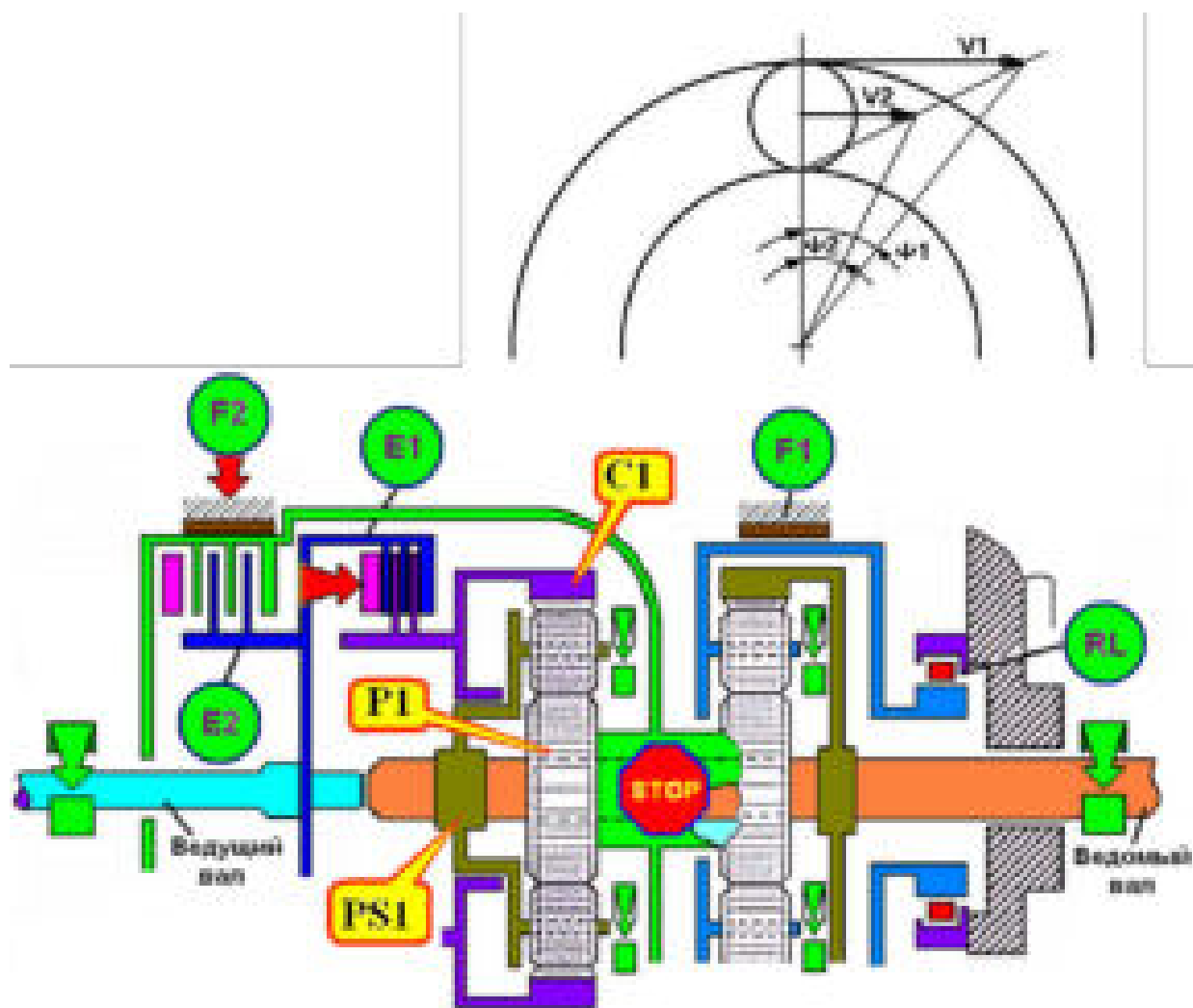


Рисунок 3.23 – Вторая передача.

Для включения второй передачи (см. рисунок 3.23) необходимо включить: фрикционную муфту E1, соединяющую входной вал с эпициклическим колесом (БЦК) первого планетарного ряда; ленточный тормоз F2, останавливающий блок малых центральных колес.

Крутящий момент передается через БЦК (эпициклическое колесо) первого ряда. При остановленном МЦК (солнечной шестерне) первого ряда ведомое звено – каретка сателлитов (водило) первого планетарного ряда будет вращаться с угловой скоростью φ_2 .

Третья прямая передача

Теперь эскалатор пойдет в одном направлении с бегущим человеком. Конечно же, скорость его перемещения станет ещё больше.

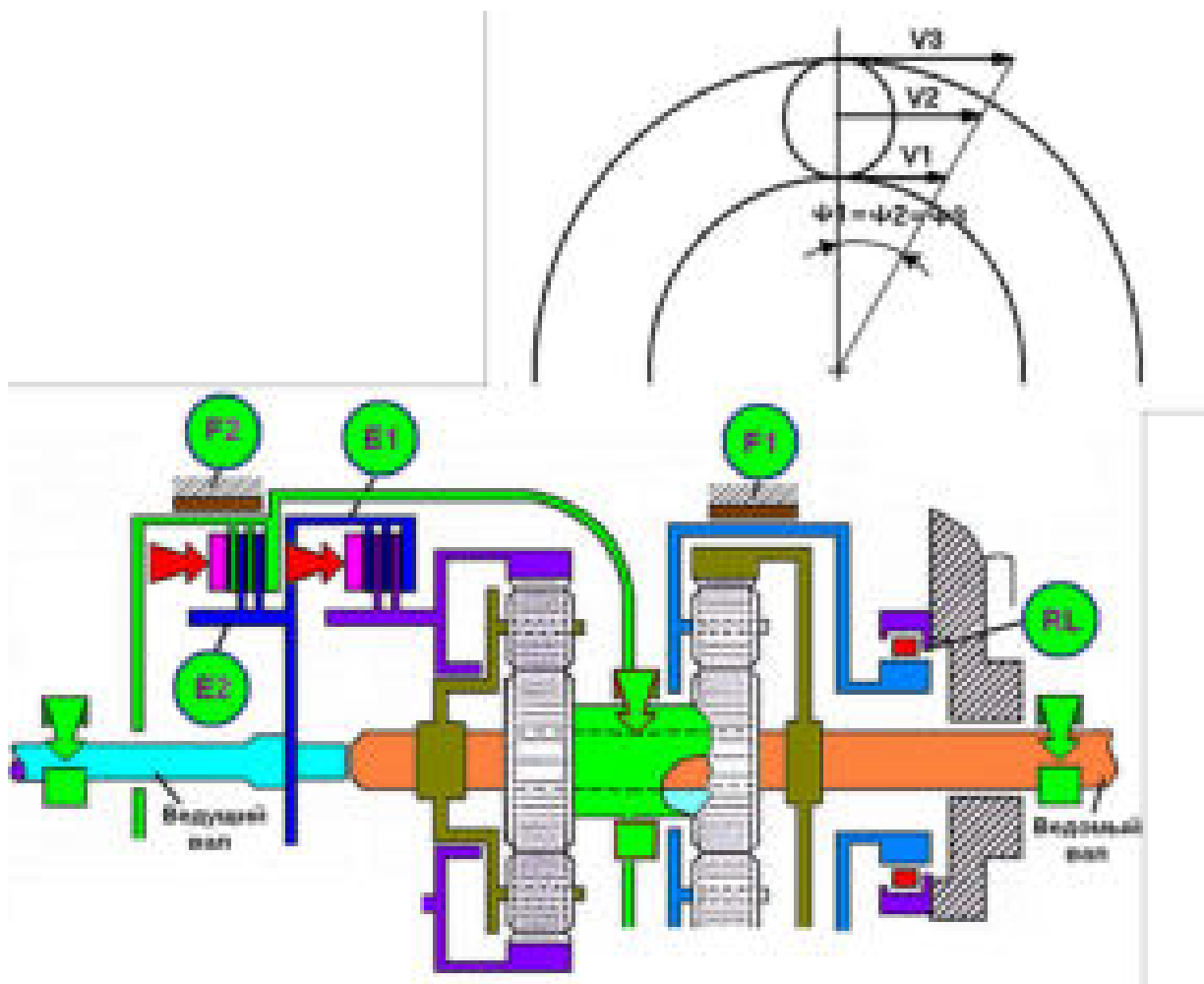


Рисунок 3.24 – Третья передача.

Для включения прямой передачи (см. рисунок 3.24) необходимо включить муфты E1 и E2.

При включении двух этих муфт окажутся жестко соединенными с ведущим валом сразу два звена первого планетарного ряда – большое центральное колесо (эпицикл) и малое центральное колесо (солнечная шестерня). При таком включении все звенья первого планетарного ряда будут вращаться синхронно.

Ведомое звено – каретка сателлитов (водило) первого планетарного ряда станет вращаться с той же скоростью, что и ведущее звено – эпициклическое колесо первого планетарного ряда.

Передача заднего хода

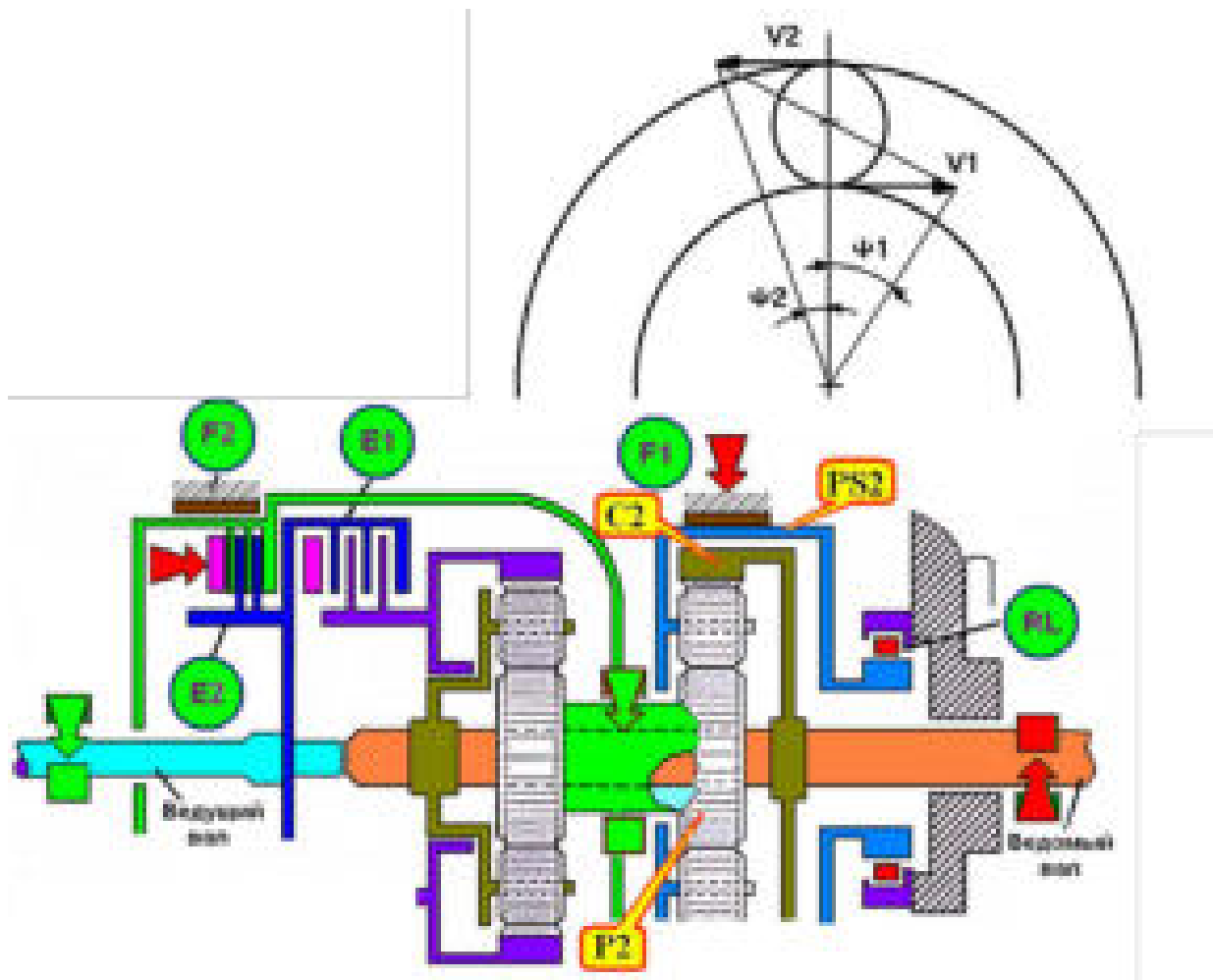


Рисунок 3.25 – Передача заднего хода.

Для включения задней передачи (см. рисунок 3.25) все преобразование крутящего момента будет происходить во втором планетарном ряду. Для этого необходимо включить блокировочную муфту E2, соединяющую ведущий вал с малым центральным колесом второго планетарного ряда, а так же включить

ленточный тормоз F1, останавливающий каретку сателлитов (водило) второго планетарного ряда. При таком включении ведомое и ведущее звено вращаются в противоположные стороны.

Таким образом схема Симпсона–I позволяет реализовать три передние и одну заднюю передачу.

Теперь рассмотрим устройство автоматической коробки передач, реализующей схему Симпсона-1. В качестве примера изучим автоматическую трансмиссию MB3, изготовленной западногерманским концерном ZF.

3.2 Автоматическая трансмиссия с электронным управлением MB3

Автоматическая трансмиссия MB3 – трехступенчатая электронная коробка передач, которая: обеспечивает высокую плавность передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам во время переключений передач; обеспечивает комфортное переключение, удаляя явления колебания и резкие переходы скоростей при переключениях передач, а также в случае, когда водитель убирает ногу с педали газа.

При выявлении неисправности одного или нескольких компонентов системы управления автоматической трансмиссией ЭБУ включает запасную программу, ограничивающую возможности быстрого движения, так называемый режим «ковыляй потихонечку».

Механизм АКПП обеспечивает одну передачу заднего хода и 3 передачи переднего хода с помощью двух планетарных рядов, соединенных по схеме Симпсона 1. Механизм автоматически переключает передачи без какого-либо прерывания передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам. Чтобы получить этот результат, механизм АКПП содержит три основных части: механическую часть; гидравлическую часть; электрическую и электронную часть.

3.2.1 Общее устройство и управление автоматической трехскоростной трансмиссией

Для примера нами будет рассмотрена автоматическая 3-х скоростная трансмиссия, именуемая МВЗ и предназначенная для переднеприводных автомобилей с поперечным расположением двигателя и гидротрансформатором.

Главными отличительными особенностями автоматической трехскоростной трансмиссии является то, что использует одно и тоже масло как в коробке передач, так и в главной передаче с дифференциалом.

Автоматическая трансмиссия передаёт вырабатываемый двигателем крутящий момент, значением около 135 Нм, осуществляет переключение передач по команде ЭБУ трансмиссией, расположенным в подкапотном пространстве перед АКБ, производит качественное безударное переключение передач подбором вырабатываемого двигателем крутящего момента по результатам совместной работы ЭБУ трансмиссией и ЭСУД (электронной системы управления двигателем).

Автоматическая трансмиссия может комплектоваться теплообменником.

3.2.1.1 Компоновка автоматической трансмиссии

Автоматическая трансмиссия (см. рисунок 3.26) содержит: механическую часть, включающую фрикционные муфты и тормоза; гидротрансформатор 3, осуществляющий гидравлическую передачу крутящего момента от двигателя к трансмиссии; гидравлическую часть, расположенную под механической частью трансмиссии и осуществляющую все автоматические переключения по команде электронного блока управления; главную передачу с дифференциалом 1; теплообменника.

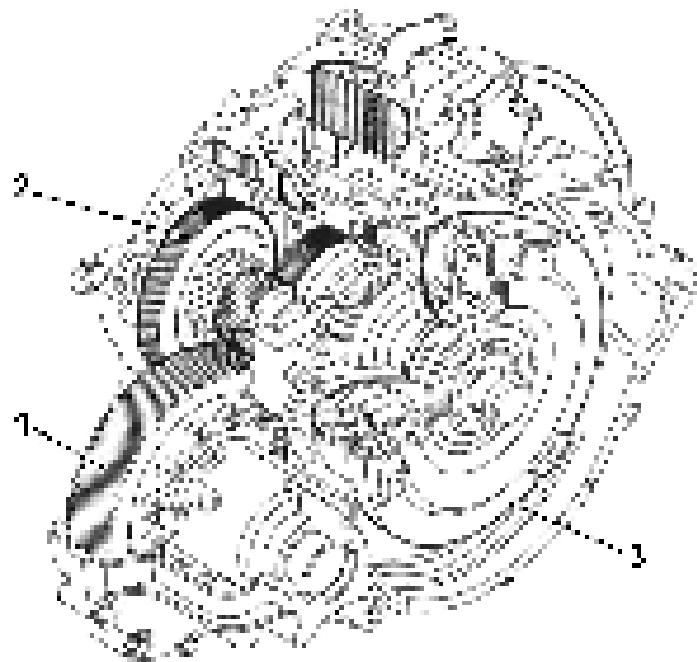


Рисунок 3.26 – Автоматическая трансмиссия.

Функция «Kick Down» производится совместным управлением электронными блоками управления двигателем и трансмиссией по информации, представленной датчиком положения дроссельной заслонки (датчика нагрузки) и датчика скорости движения автомобиля.

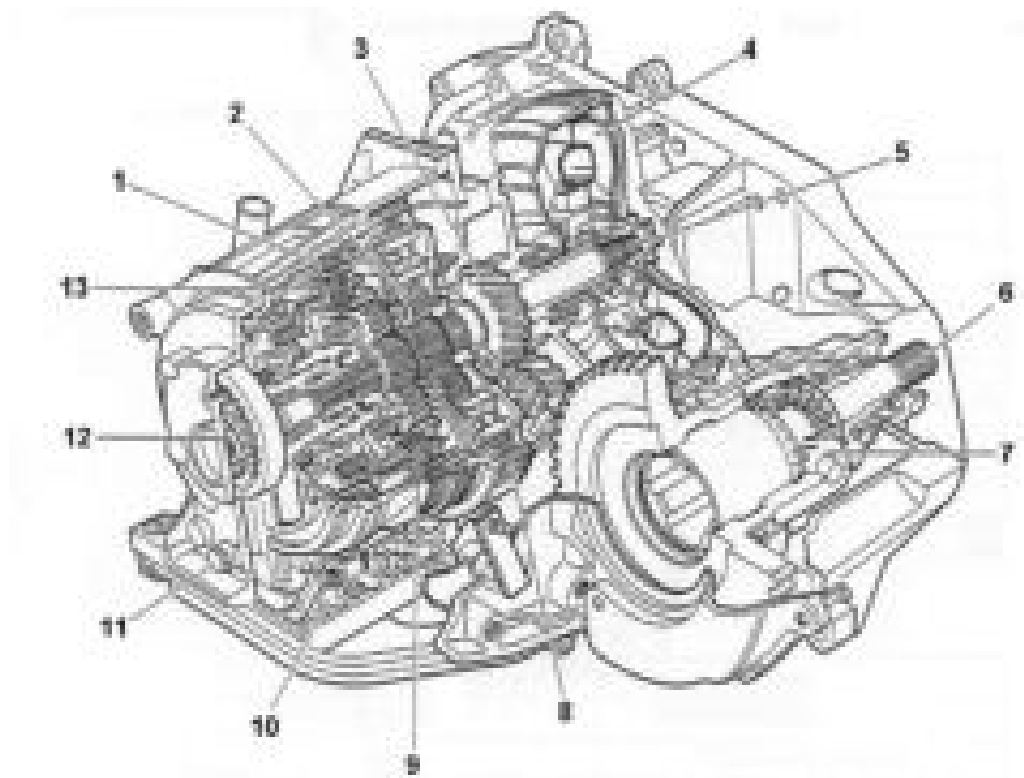


Рисунок 3.27 – Автоматическая трансмиссия MB3

В автоматической трансмиссии MB3 в отличие от ранее рассмотренной

конструкции коробки передач с ленточными тормозами (см. рисунок 3.27) применяются дисковые тормозные механизмы, которые не только значительно надежнее ленточных, но и работают тише. Под номером 1 на рисунок показаны тормозные диски, останавливающие блок объединенных солнечных шестерен, а под номером 8 тормоз, останавливающий каретку сателлитов (водило) второго планетарного ряда. Планетарные механизмы 2, соединенные по схеме Симпсона 1, имеют объединенные солнечные шестерни, а каретка сателлитов (водило) первого планетарного ряда жестко соединено с эпициклическим колесом второго планетарного ряда. Передача крутящего момента от ведущего вала 5 производится посредством многодисковой фрикционной муфты 9, которая вращает блок солнечных шестерен, и многодисковой фрикционной муфты 13, подводящей крутящий момент к эпициклическому колесу первого планетарного ряда. Финальная косозубая цилиндрическая передача 3 состоит из двух ступеней, что позволяет за счет увеличения частоты вращения снизить крутящий момент, передаваемый планетарными механизмами, и сделать автоматическую трансмиссию компактной. На ведущий вал 5 крутящий момент подается через гидротрансформатор 4, который обеспечивает непрерывный поток мощности, поступающий от двигателя к трансмиссии. Масляный насос 12, получающий вращение от двигателя через вал, проходящий через всю трансмиссию, обеспечивает поток масла к гидротрансформатору 4, гидравлическому блоку 10 управления автоматической трансмиссией. В одном картере с коробкой передач расположена главная передача с дифференциалом 7, солнечные шестерни которой передают вращение на присоединенные к валу 6 и обойме карданные шарниры равных угловых скоростей.

3.2.1.2 Управление автоматической трансмиссии

Управление автоматической трансмиссией (см. рисунок 3.28) производится перемещением рычага селектора диапазонов.

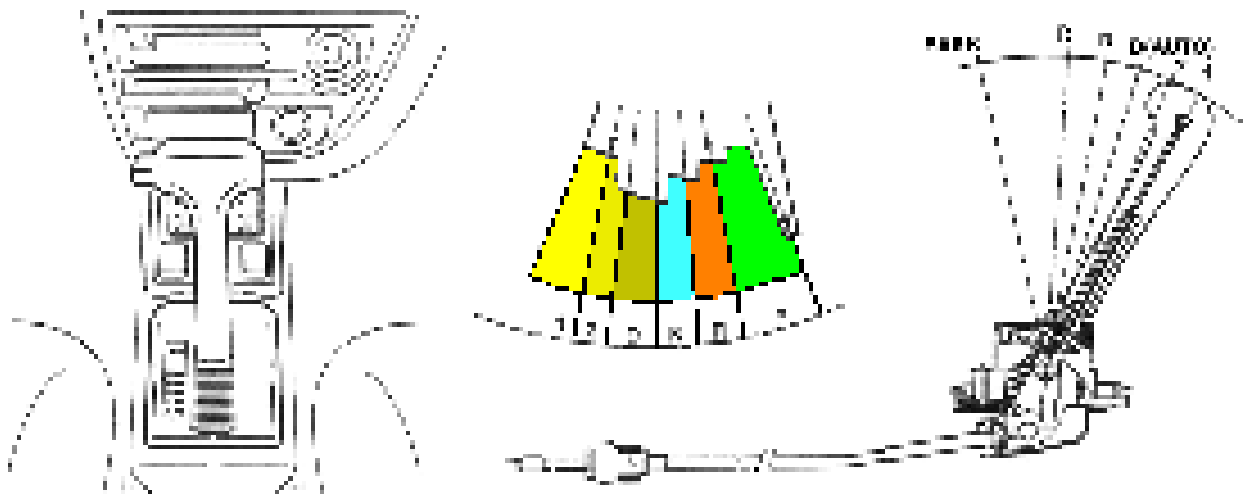


Рисунок 3.28 – Селектор выбора диапазонов и его шесть положений.

Селектор выбора диапазонов может находиться в одном из шести положений:

P – парковка: трансмиссия механически блокируется, электрический стартер может включаться;

R – реверс (передача заднего хода): включены механизмы, обеспечивающие движение автомобиля назад, включен сигнальный свет «Задний ход»;

N – нейтраль: механизмы, обеспечивающие движение автомобиля отключены, электрический стартер может включаться;

D – драйв (вождение): все три передачи могут переключаться в автоматическом режиме;

2 – вторая фиксированная: в автоматическом режиме могут включаться только две передачи;

1 – первая фиксированная: автомобиль будет двигаться только на первой передаче. Автоматическое переключение передач невозможно.

3.2.1.3 Ручные устройства безопасности переключений

Переключатель уровней имеет вертикальное устройство безопасности, которое запирается с помощью кнопки, размещенной на верхней части рычага селектора: Эту кнопку необходимо нажимать при переключениях в следующих перечисленных случаях:

Перевод из позиции Р в позицию R;

Перевод из позиции R в позицию Р;

Перевод из позиции N в позицию R;

Перевод из позиции R в позицию N;

Перевод из позиции D в позицию N;

Перевод из позиции 2 в позицию 1;

Варианты выбора диапазона

Двигатель может быть заведен электрическим стартером только при установке рычага селектора в положение «Р» или «N».

Позиция «D»

Если рычаг селектора установить в позицию «D» (Драйв), автоматически включается первая передача и автомобиль начнет движение вперед, как только водитель нажмет на педаль газа. Скорость будет нарастать, если водитель будет усиливать нажатие на педаль газа.

Движение в режиме «D» сопровождается автоматическим переключением передач в возрастающем порядке, если водитель продолжает нажимать на педаль газа. Момент переключения передач определяется скоростью движения автомобиля и положением педали газа. Изменение направления переключений определяется положением педали газа.

В целях обеспечения безопасности движения в положении «D» отсутствует функция торможения двигателем, так как резкое снижение скорости вращения ведущих колес во время движения по скользкой дороге может вызвать занос.

Примечание: автоматическая трансмиссия производит переключение передач на более низкую ступень очень плавно, согласуя время переключения со скоростью движения транспортного средства, если только водитель вновь не нажмет на педаль газа.

Повторное нажатие на педаль газа приведет к включению той передачи, которая более всего соответствует скорости движения транспортного средства.

Позиция «2»

Если рычаг селектора переведен в положение «2», третья передача не будет включаться никогда. Такое положение селектора очень удобно применять при движении по горным дорогам или для того, чтобы искусственно задерживать момент включения третьей передачи (например, при движении в спортивном режиме).

В этом положении, отсутствует режим торможения двигателем, так как автоматическая трансмиссия произведет плавный переход на первую передачу.

Позиция «1»

Если селектор переведен в положение «1», вторая или третья передача не может быть включена ни при каких условиях. Скорость движения в этом случае ограничивается 60 км/час, что соответствует переходу на первую передачу при изменении позиции селектора из «D» режима в режим «1» или из режима «2» в режим «1».

В положении селектора «1» возможен режим торможения двигателем.

Позиция «R»

Внимание: Запрещено переводить рычаг селектора в положение «R», во время движения автомобиля.

Когда рычаг селектора перемещается в положение «R», транспортное средство должно быть неподвижно (в этом положении рычага селектора переключение не производится с помощью электроники).

Позиция «P»

При переводе рычага селектора в положение «P» (парковка) транспортное средство должно находиться в неподвижности.

В этой позиции выходной вал автоматической трансмиссии блокируется механическим запирающим устройством.

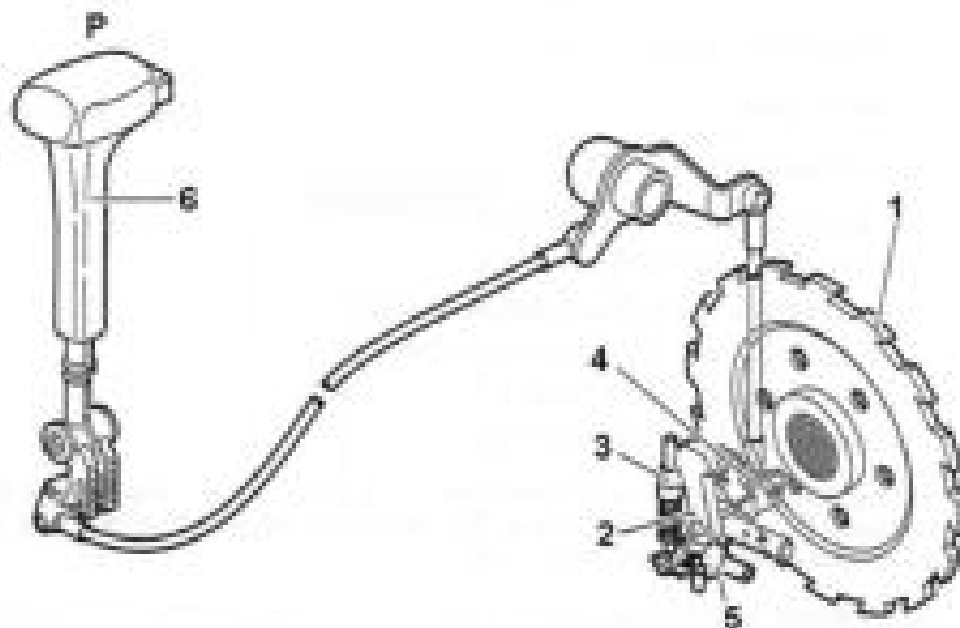


Рисунок 3.29 – Селектор в положение «Р».

При переводе рычага селектора в положение «Р» (парковка) сегмент 5 (см рисунок 3.29) воздействует на стержень толкателя 3, который через пружину и поршень вводит плунжер храпового парковочного устройства 2 в паз парковочного колеса 1.

Если плунжер храпового парковочного устройства не может немедленно войти в паз парковочного колеса из-за несовпадения выступа плунжера с пазом парковочного колеса, пружина поршня сжимается и плунжер прижимается к парковочному колесу. Как только автомобиль сдвинется с места, парковочное колесо провернется, и плунжер храпового парковочного устройства опустится в паз парковочного колеса.

3.2.1.4 Параметры автоматического переключения передач

Ниже приведены пороговые значения и условия, при которых происходит переключение передач.

Переключение передач в автоматическом режиме происходит в результате обработки электронным блоком управления информацией, получаемой от датчика скорости автомобиля и от датчика положения педали газа.

Переключение с третьей передачи на вторую происходит при условии: скорость движения снизилась до 124 км/час, педаль газа в положении, соответствующему полной нагрузке.

Переключение со второй передачи на первую происходит при условии: скорость движения снизилась до 67 км/час, педаль газа в положении, соответствующему полной нагрузке.

Переключение с третьей передачи на вторую происходит при условии: педаль газа в положении, соответствующей отсутствию нагрузки, скорость переключения выбирается по стратегии компьютера, основанной на принципе безударного переключения передач.

Переключение со второй передачи на первую происходит при условии: педаль газа в положении, соответствующей отсутствию нагрузки, скорость переключения выбирается по стратегии компьютера, основанной на принципе безударного переключения передач.

Переключение передач с первой на вторую происходит при условии: педаль газа в положении, соответствующей полной нагрузке, частота вращения коленчатого вала двигателя возросла до 5212 об/мин.

Переключение передач со второй на третью происходит при условии: педаль газа в положении, соответствующей полной нагрузке, частота вращения коленчатого вала двигателя возросла до 5614 об/мин.

Для улучшения качества переключений передач скорость движения транспортного средства и нагрузка на двигатель, определяемая по положению педали газа, согласуется с крутящим моментом, вырабатываемым двигателем, по согласованной информации о работе ЭБУ (электронному блоку управления) трансмиссии и работе ЭСУД (электронному блоку управления двигателем).

3.2.2 Элементарное сервисное обслуживание автоматической трансмиссии МВЗ

3.2.2.1 Смазка автоматической трансмиссии

Для смазки автоматической трансмиссии, работы гидротрансформатора, и гидравлического управления режимами переключения передач, а также главной передачи и дифференциала используется одно и то же масло.

Режим смазки трех основных частей автоматической трансмиссии различный:

Гидротрансформатор (конвертор) – смазка поступает под давлением, создаваемым масляным насосом;

Главная передача и дифференциал смазываются самотеком, окутанием зубьев в смазку и разбрызгиванием при вращении зубчатых колес;

Механизмы автоматической трансмиссии смазываются под давлением, создаваемым масляным насосом.

Во избежание перегрева, масло автоматической трансмиссии подается в теплообменник, в котором охлаждение масла происходит потоком охлаждающей жидкости двигателя.

Обратите внимание, что для смазки автоматической трансмиссии может применяться только специальное масло, рекомендованное изготовителем автоматической трансмиссии. Например, для автоматической трансмиссии МВЗ рекомендуемая смазка ESSO D 21065 или TOTAL D 20356

Объем системы смазки: Полный объем – 4,5 литра. Объем масла, необходимый для поднятия уровня от нижней отметкой щупа до его верхней отметки – 0,5 литра.

3.2.2.2 Условия проверки уровня масла

Проверку уровня смазки в картере автоматической трансмиссии нужно

производит в строго соблюдаемой последовательности. В частности, для проверки уровня смазки в автоматической трансмиссии МВЗ необходимо соблюсти следующие условия. Двигатель должен работать, проверку производят на прогревом двигателе. Автомобиль установлен на горизонтальной площадке. Держа ногу на педали тормоза, производят перевод рычага селектора через все положения. Устанавливают рычаг селектора в положение «Р» (парковка). Не останавливая двигатель, вынимают щуп уровня масла. Уровень масла должен находиться между отметкой минимального уровня (А) и отметкой максимального уровня (В).

Важное замечание: ни при каких обстоятельствах уровень масла не должен превышать отметку максимального уровня (В). Слишком высокий уровень масла в гидравлической системе может повлечь следующие неприятности: образование течи масла через уплотнения и их выдавливание излишним давлением.

Слишком низкий уровень масла может вызвать повреждение деталей автоматической трансмиссии.

Замечание: большая часть масла, содержащееся в гидротрансформаторе при остановке двигателя возвращается в поддон, поэтому перед проверкой уровня масла необходимо провести все операции, перечисленные выше. Перед сливом масла необходимо его прогреть путем движения автомобиля на различных режимах. Для более полноценной замены необходимо после окончания поездки дать возможность маслу стечь в поддон. Трансмиссия при сливе масла освобождается от масла не полностью, так как каналы гидравлического распределителя и гидротрансформатор можно осушить только в результате их полной разборки. Сливается примерно 2,5 литра масла, остальное масло не вытекает из полостей трансмиссии. Пусть вас это не пугает. Это нормальное явление.

Смену масла необходимо производить каждые 30 000 километров пробега.

При сливе масла необходимо отвернуть две пробки: слива и контроля.

При каждой смене масла необходимо заменить фильтрующий элемент, расположенный на гидравлическом распределителе. Для этого вам придется снять поддон автоматической трансмиссии.

Заполнение автоматической трансмиссии маслом производится следующим способом. Установите на место сливные пробки, установив на них новые прокладки. Масло может быть залито через трубку, в которую обычно вставлен измерительный щуп. При заливке используйте воронку, снабженную сеткой с отверстиями не более 0,15 мм. После слива масла необходимо приготовить приблизительно 2,4 литра нового масла, рекомендуемого изготовителем автоматической трансмиссией. Завершите операцию смены масла проверкой его уровня по щупу на заведенном двигателе. Замечание: при каждой смене фильтрующего элемента проверьте состояние и положение магнитных уловителей на корпусах электромагнитных клапанов. Неправильное расположение магнитного уловителя снижает эффективность его работы.

3.2.2.3 Меры предосторожности при буксировке

Транспортное средство, оснащенное автоматической трансмиссией, может буксироваться специальным эвакуатором только с приподнятыми над землей ведущими колесами, так как механизмы трансмиссии смазываются должным образом только при заведенном двигателе, когда масло под давлением поступает в систему смазки трансмиссии.

Однако если транспортное средство вынуждено буксироваться обычным способом, во избежание повреждения трансмиссии необходимо предпринять некоторые меры предосторожности:

Долейте масла в трансмиссию на 2 литра больше нормы;

Рычаг селектора передач поставьте в положение N;

Буксируйте транспортное средство со скоростью не более 30 км/час, но не более 50 км;

Не забудьте слить избыток масла после буксировки.

Вождение автомобиля не должно сопровождаться движением накатом с выключенным зажиганием.

3.2.3 Гидравлическая передача крутящего момента

Гидравлическая передача (конвертор или гидротрансформатор) служит для передачи крутящего момента от двигателя к трансмиссии, а так же, при определенных условиях работы конвертора, увеличивает крутящий момент, передаваемый от двигателя к трансмиссии.

Конвертор (см. рисунок 3.30) состоит из двух половин, соединенных в единый корпус сваркой.

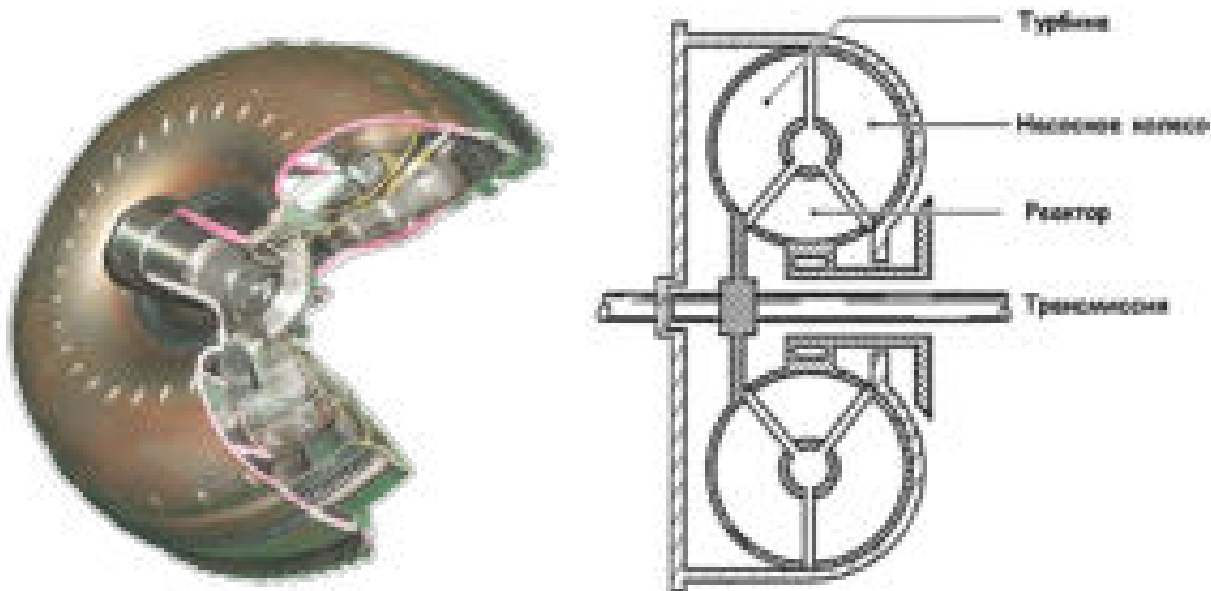


Рисунок 3.30 – Конструктивное и схематическое изображение конвертора (гидротрансформатора).

Корпус конвертора связан с двигателем через ведущую пластину, присоединенную к коленчатому валу двигателя. При работе двигателя конвертор постоянно заполнен маслом.

В состав гидравлической передачи (конвертора) входят: насосное колесо; турбинное колесо; реакторное колесо (статор); корпус гидравлической передачи (конвертор); рабочее тело (жидкость), находящаяся внутри конвертора.

3.2.3.1 Насос (рабочее колесо)

Насосное колесо (см. рисунок 3.31) соединено с маховиком двигателя и обеспечивает гидравлическую передачу потоком жидкости, несущей кинетическую энергию. Кроме того, насосное колесо через поток жидкости способствует гашению крутильных колебаний, возникающих из-за неравномерности передачи крутящего момента при работе двигателя и движении автомобиля.

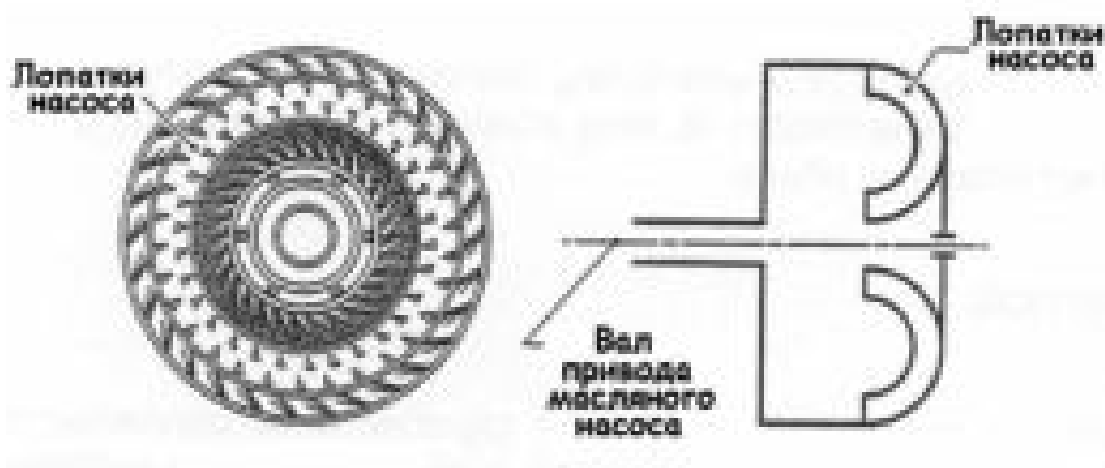


Рисунок 3.31 – Насосное колесо конвертора (гидротрансформатора).

3.2.3.2 Турбина

Турбинное колесо (см. рисунок 3.32) может свободно вращаться относительно насосного колеса, но, получив кинетическую энергию от потока жидкости, срывающегося с лопаток насосного колеса, приводится во вращение воздействующего на лопасти турбинного колеса потока жидкости. Турбинное колесо связано с входным валом трансмиссии автомобиля и передает трансмиссии крутящий момент от насосного колеса.

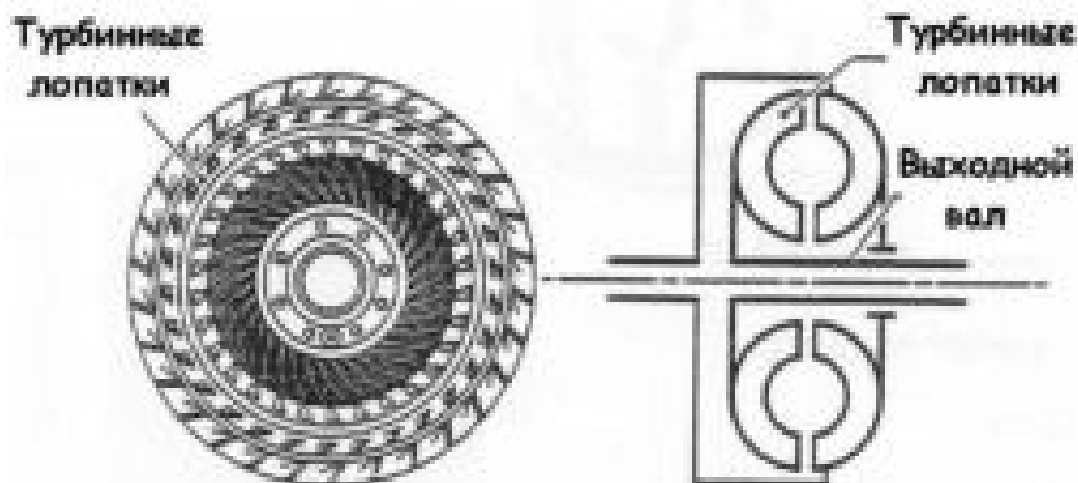


Рисунок 3.32 – Турбинное колесо конвертора (гидротрансформатора).

3.2.3.3 Реакторное колесо

Реакторное колесо (см. рисунок 3.33) связано с корпусом гидротрансформатора муфтой свободного хода и может вращаться только в одном направлении с насосным колесом.

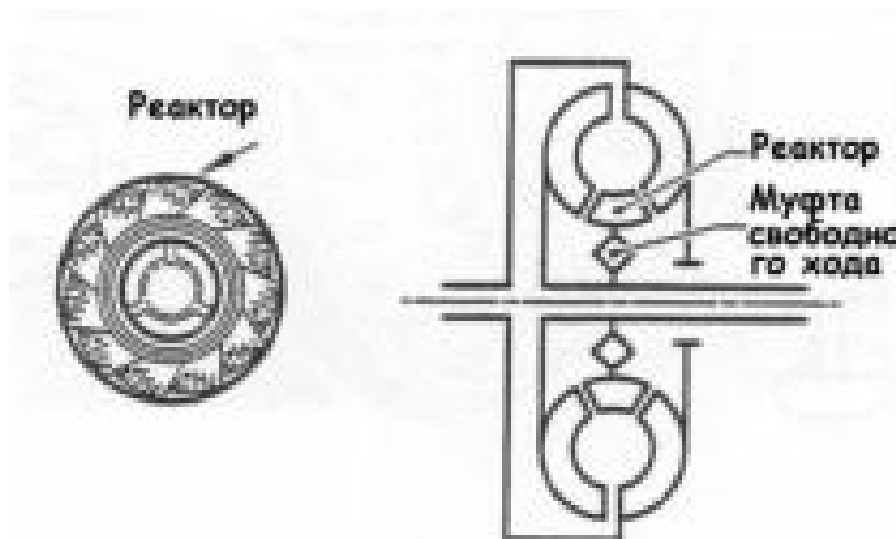


Рисунок 3.33 – Реакторное колесо конвертора (гидротрансформатора).

Реакторное колесо предназначено для того, чтобы перенаправить поток масла на выходе из турбины так, чтобы оно возвратилось к насосному колесу в направлении, соответствующем его вращению. Установка реакторного ко-

леса способствует увеличению передачи крутящего момента на низкой частоте вращения турбинного колеса, когда это увеличение максимально способствует разгону автомобиля.

Корпус гидравлической передачи (конвертора) состоит из двух стальных раковин, одна из которых соединена с корпусом конвертора, а другая с выходным валом гидравлической передачи. Корпус конвертора ограничивает движение потока масла внутри гидравлической передачи. Циркуляция жидкости внутри корпуса позволяет передавать крутящий момент от насосного колеса к турбинному без потерь масла. Это же самое масло, используемое для передачи крутящего момента в гидравлической передаче, производит включение исполнительных механизмов автоматической трансмиссии, смазывает трущиеся детали. Масло также отводит тепло, образующиеся в результате трения, и в результате преобразования кинетической энергии потока масла в механическую энергию движения турбинного колеса.

3.2.3.4 Принцип работы гидравлической передачи

Действие гидравлической передачи может быть условно разделено на две стадии:

При скорости вращения турбинного колеса значительно ниже скорости вращения насосного колеса происходит увеличение крутящего момента, передаваемого от двигателя. В этот момент гидравлическая передача работает как гидротрансформатор (конвертор).

При скорости вращения турбинного колеса, близкой к скорости вращения насосного колеса происходит передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии без его увеличения. В этом случае гидравлическая передача выполняет функцию турбомуфты.

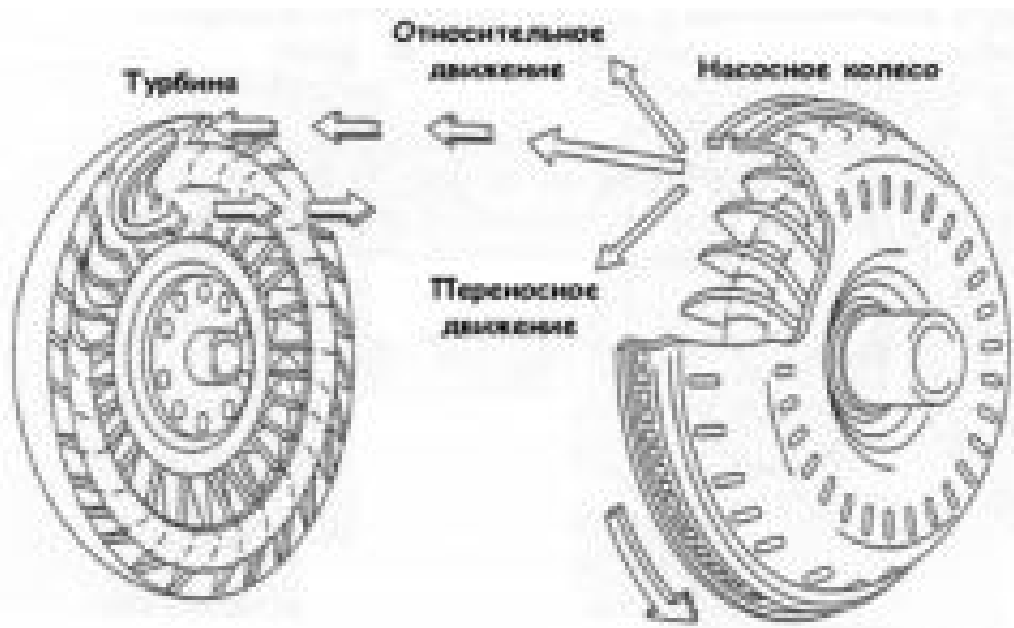


Рисунок 3.34 – Циркуляция потока масла в турбомуфте.

При вращении гидравлической передачи насосное колесо сообщает жидкости два вида движения (см. рисунок 3.34):

Движение переносного потока (переносное движение), обусловленное вращением насосного колеса относительно оси вращения;

Движение относительного потока (относительное движение), обусловленное наличием центробежной силы, действующей на каждую частицу масла, и вызванной её движением по окружности.

При работе двигателя, насосное колесо вращается в той же самой скоростью, как и коленчатый вал двигателя; турбинное колесо вращается медленнее насосного колеса, или остановлено. Насосное колесо, которое соединено с корпусом гидравлической передачи и вращается вместе с ним, сообщает силу, скорость и направление каждой капле масла, и образуя поток масла, обладающего высокой кинетической энергией. Вращаясь, насосное колесо придаёт маслу центробежное ускорение, так как частицы масла двигаются от центральной части гидравлической передачи к её внешнему краю. Суммарное относительное и переносное движение потока масла позволяет получить каждой его капле, находящейся в конверторе, запasti большую кинетическую энергию. Поток масла направляется в турбинное колесо и, передавая кинетическую энергию лопастям турбины, вращает её.

Обратите внимание: на холостом ходу, масляный поток, образуемый насосным колесом обладает энергией, достаточной для того, чтобы "вести" турбинное колесо. Этим объясняется стремление транспортного средства медленно "ползти" при его остановке на светофоре.

Передача крутящего момента возможна только при условии вращения турбинного колеса со скоростью, меньшей скорости вращения насосного колеса. Так как эти две скорости различны по величине, снижается коэффициент полезного действия (КПД) гидравлической передачи. Кроме того, поток масла, срывающийся с лопастей насосного колеса, ударяясь в лопасти турбинного колеса, частично срезается, попадая в зазор между насосным и турбинным колесом.

Поток масла, возвращаясь с турбинного колеса к насосному колесу, воздействует на его лопасти в противоположном направлении, тормозя его вращение. Для решения этой проблемы между насосным и турбинным колесом размещают реакторное колесо.

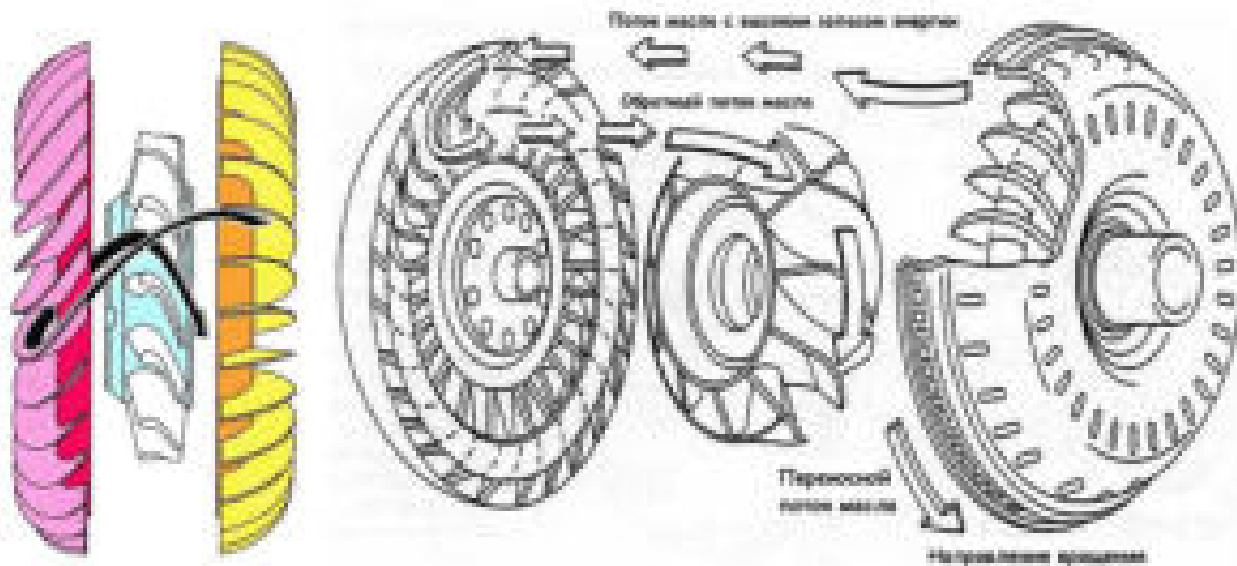


Рисунок 3.35 – Циркуляция потока масла в турбомуфте.

Реактор (см. рисунок 3.35), направляет поток масла, возвращающегося с турбинного колеса к насосному колесу так, чтобы поток масла попадал на его лопасти в попутном направлении. Это увеличивает крутящий момент, передаваемый от насосного колеса турбинному, так как поток масла, получивший

попутное с насосным колесом движение, передаёт ему оставшуюся кинетическую энергию, разгоняя его.

Крутящий момент турбинного колеса (C_t) равен крутящему моменту насосного колеса (C_i), плюс - крутящий момент реактора (C_r). Таким образом, крутящий момент турбинного колеса всегда больше крутящего момента насосного колеса на величину крутящего момента, передаваемого реактором от турбинного колеса к насосному. Отношение крутящих моментов определяется по формуле

$$a = \frac{C_t}{(C_i + C_r)} \quad (3.08)$$

Где a - так называемый коэффициент трансформации.

Крутящий момент при помощи гидравлической передачи, включающий в свой состав реактор, способен увеличить его примерно вдвое.

$$C_t = 2(C_i + C_r) \quad (3.09)$$

Такой способ передачи крутящего момента от двигателя к трансмиссии с его увеличением (конвертацией) возможен с помощью гидротрансформатора (отсюда и название – конвертор), а фаза работы гидравлической передачи с применением реактора получила название конверторной.

Чем больше турбинное колесо ускоряет скорость вращения, тем ближе эта скорость приближается к скорости вращения насосного колеса. Поэтому происходит постепенное уменьшение коэффициента полезного действия гидравлической передачи, так как сила удара потока масла в лопатки турбинного колеса уменьшается. Из-за увеличения скорости вращения турбинного колеса на каждую каплю масла, находящегося в турбинном колесе, все больше и больше действует центробежная сила, стремящаяся отбросить масло от центра к периферии. Это является причиной уменьшения циркуляции масла внутри гидравлической передачи. Направление потока масла в турбинном колесе под действием центробежной силы изменяется и это изменение, естественно, подвергает лопасти насосного колеса действию потока масла в направлении, совпадающем с его направлением вращения.

Турбинное колесо прекращает наращивать свою скорость вращения, когда его скорость окажется близкой к скорости вращения насосного колеса. Но передача крутящего момента возможна лишь в случае небольшого проскальзывания колес относительно друг друга. При полном равенстве скоростей вращения колес передача крутящего момента невозможна.

Вышесказанное можно пояснить на примере. Вы моете стоящий автомобиль струей воды, поступающей под напором из шланга. Пыль и грязь снимается потоком воды, то есть вы производите полезную работу. А теперь представьте, вы мыли заднюю часть автомобиля, и вдруг автомобиль стал от вас удаляться. Как вы думаете, сила действия струи воды на поверхность уменьшилась? Значит и полезная работа стала меньше. В какой-то момент скорость автомобиля станет равной скорости потока воды, выходящей из шланга. Будет ли производиться работа?

Так вот в момент равенства скоростей насосного и турбинного колеса процесс движения элементов гидравлической передачи становится похожим на синхронное вращение двух лопастных колес, которые попросту вращают имеющееся внутри них масло, не перекачивая его с одного колеса на другое. Центробежная сила, оказывающая воздействие на каждую каплю масла, находящегося в насосном и турбинном колесах, становится примерно равной, и относительное движение потока масла прекращается. В этой фазе работы гидравлической передачи реакторное колесо не только не оказывает никакого воздействия на передачу крутящего момента, но даже становится тормозом.

Как мы выяснили, циркуляция масла внутри гидравлической передачи пропорциональна различию в скорости насосного и турбинного колеса.

На рисунке 3.36 показано изменение циркуляции масла в гидравлической передаче при росте скорости вращения турбинного колеса.

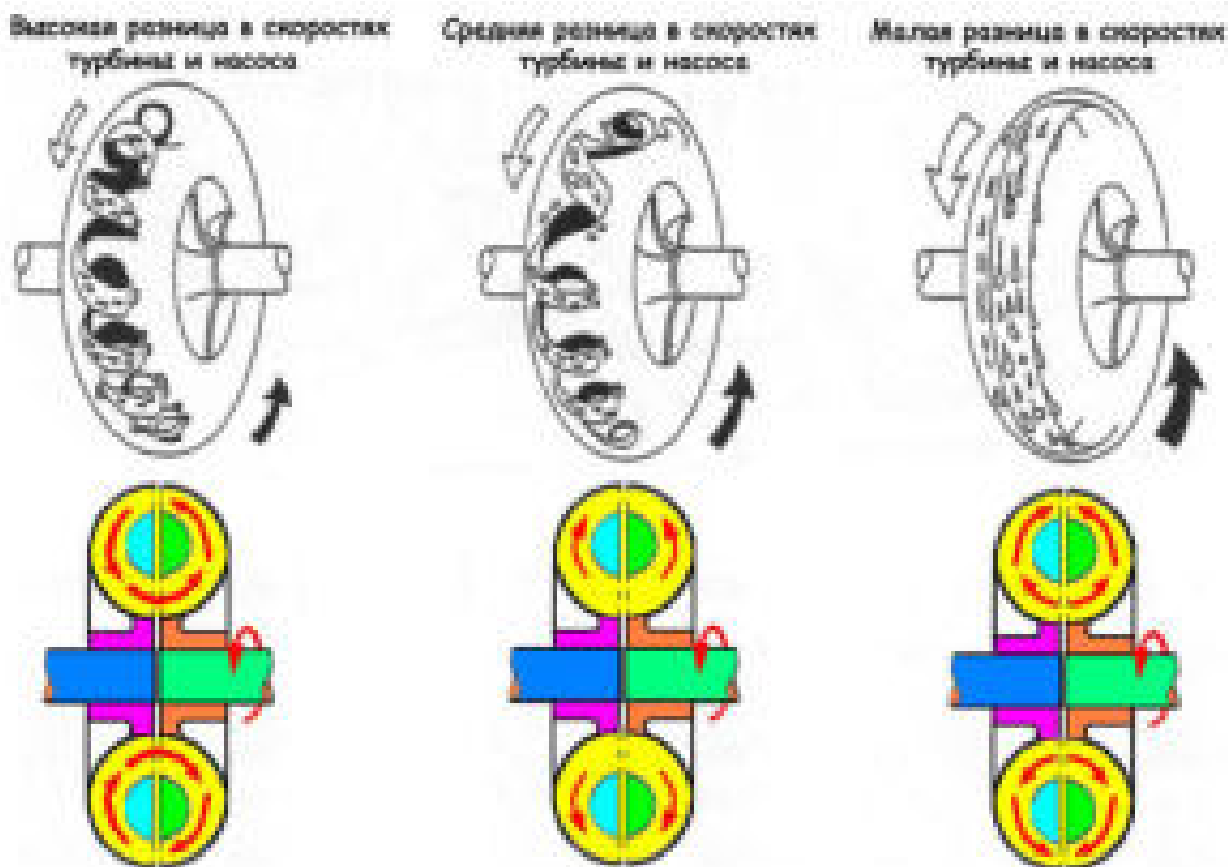


Рисунок 3.36 – Поток масла в турбомуфте при различных значениях разницы скоростей насосного и турбинного колеса.

Высокая разница в скорости турбинного и насосного колеса приводят к интенсивной циркуляции потока масла внутри гидравлической передачи. Поток масла покидает турбинное колесо в направлении, противоположном направлению вращения насосного колеса, при этом вращение насосного колеса замедляется потоком выходящего из турбины масла. Назначение реактора состоит в том, чтобы уменьшить этот нежелательный эффект.

При средней разнице в скорости турбинного и насосного колеса происходит поворот потока масла в направлении, совпадающем с направлением движения потока в насосном колесе. Циркуляция масла уменьшается. Поток масла теперь едва перемещается с насосного колеса на турбину. Центробежная сила перемещает масло к внешнему краю колес и делает насосное колесо и турбину, фактически едиными, хотя происходит не очень большое проскальзывание насосного колеса относительно турбины.

Если же скорость вращения турбинного и насосного колеса примерно

одинакова, центробежная сила, действующая на каждую каплю масла в насосном и турбинном колесе, становится одинаковой и циркуляция масла в гидравлической передаче прекращается. Два колеса как бы соединены между собой. Естественно, передача крутящего момента в этом случае невозможна.

Мы говорили, что реакторное колесо должно менять направление потока масла. Но, на высокой скорости вращения реакторное колесо может оказать дополнительное сопротивление перемещению потока масла из турбинного колеса в насосное колесо, при этом КПД гидравлической передачи с ростом скорости вращения турбинного колеса станет неуклонно уменьшаться.

Рассмотрим схему движения потока масла у края реакторных лопаток, обращенных к турбинному колесу, приведенную на рисунке 3.37.

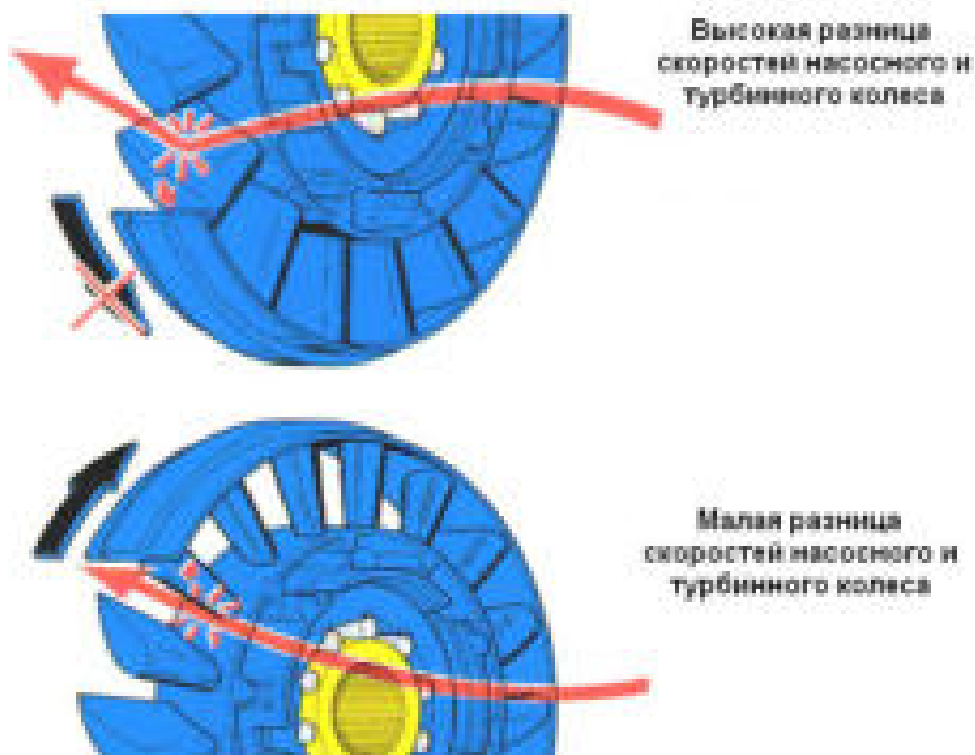


Рисунок 3.37 – Направление потока масла, срывающегося с турбинных лопаток и воздействующего на лопатки реактора.

При значительной разнице в скорости вращения насосного и турбинного колеса, поток масла, ударяясь в лопасти реактора, меняет своё направление. Поэтому реактор должен вести себя так, как будто он жестко связан с картером гидравлической передачи.

При малой разнице в скорости вращения насосного и турбинного колеса,

поток масла в турбине под действием увеличившейся центробежной силы меняет направление движения. Так как вращательное движение масла в гидравлической передаче прекратилось, поток масла больше не может переадресовываться от турбинного колеса к насосному. Реакторное колесо перестаёт выполнять возложенную на него задачу, кроме того, поток масла начинает действовать на лопасти реактора в противоположном направлении. Возникает дополнительная помеха перемещению потока масла, что вызывает резкое увеличение гидравлических потерь. Для предотвращения этого, под действием потока масла, изменившего направления движения, реакторное колесо должно начать вращаться, как будто было свободно посажено на его оси и имело бы возможность вращения вместе с насосным колесом.

Решение вышеуказанной проблемы возможно путем установки муфты свободного хода, находящейся между реактором и его опорной осью. Муфта свободного хода состоит из набора роллеров, имеющих различный размер по диагоналям, которые установлены в пружинной обойме.

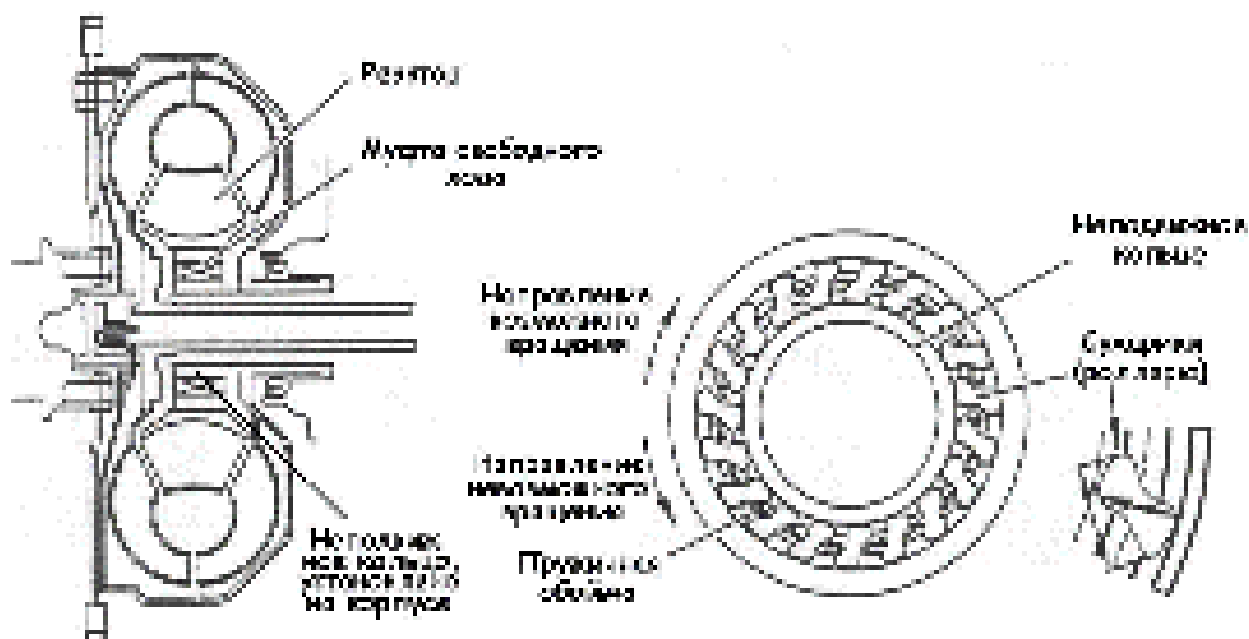


Рисунок 3.38 – Установка реактора на муфте свободного хода и её конструкция.

Внутреннее кольцо муфты свободного хода жестко связано с корпусом гидравлической передачи. На наружном кольце установлено реакторное колесо. Вращение реакторного колеса относительно корпуса возможно только в

одном направлении. На рисунке 3.38 видно, что вращение наружного колеса по часовой стрелке вызовет поворот роллеров так, что их малая диагональ, которая несколько короче расстояния между кольцами, позволяет наружному колесу свободно вращаться относительно внутреннему. Вращение в противоположном направлении невозможно. Роллеры, поворачиваясь в обойме, блокируют наружное кольцо относительно внутреннего кольца, так как большая диагональ роллеров расклинивает кольца.

На рисунке 3.39 показаны четыре фазы работы реактора при изменении разницы в скоростях вращения турбинного и насосного колеса гидротрансформатора.

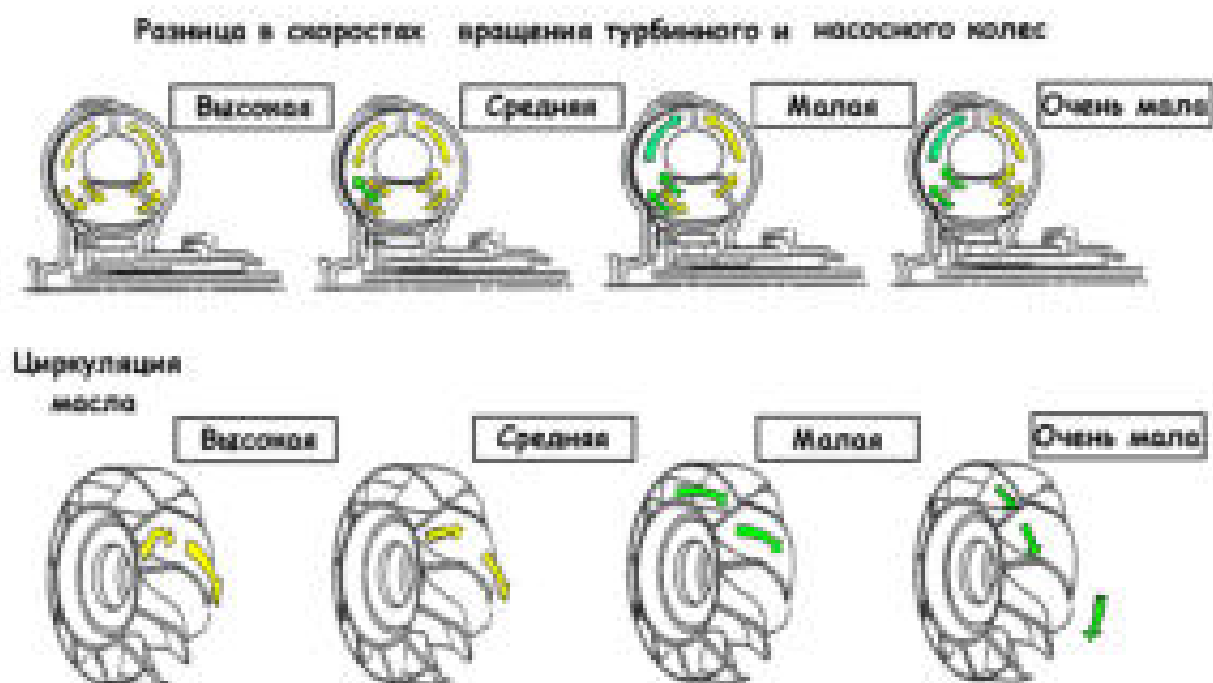


Рисунок 3.39 – Четыре фазы работы реактора гидротрансформатора.

Фаза 1. Турбина вращается с малой скоростью.

Реактор заблокирован обгонной муфтой относительно корпуса и работает как дефлектор. Гидравлическая передача работает как гидротрансформатор.

Лучший угол входа потока масла из реакторного колеса в насосное колесо. Реактор оказывает помощь в его вращении. Передаваемый крутящий момент от двигателя турбине увеличивается примерно вдвое.

Фаза 2. Турбина вращается со средней скоростью.

Реактор все еще заблокирован, но поток масла, ударяясь в его лопатки, возвращается в насосное колесо, тормозя его вращение.

Не самый удачный угол входа потока масла в насосное колесо. Наблюдается снижение передачи энергии. Передаваемый крутящий момент от двигателя к турбине несколько увеличен, но с ростом скорости вращения турбины снижается.

Фаза 3. Турбина вращается с высокой скоростью. Разница в скоростях вращения турбинного и насосного колеса малая.

Потоки масла в насосном и турбинном колесах параллельны. Реактор перестаёт работать как дефлектор. Крутящий момент, передаваемый двигателем, становится равным крутящему моменту на турбине. Гидравлическая передача переходит в режим турбомуфты, так как реакторное колесо разблокировалось и начинает вращаться вместе с насосным.

Фаза 4. Турбина вращается со скоростью, приблизительно равной скорости вращения насосного колеса. Разница в скоростях вращения очень низкая.

Самый плохой угол входа потока масла в реактор. Реактор получает свободу вращения. Крутящий момент на турбине меньше крутящего момента на двигателе. Наблюдается небольшое проскальзывание турбинного колеса относительно насосного.

Когда селектор автоматической трансмиссии находится в положении «Parking» или «Neutral», турбина и выходной вал гидравлической передачи вращаются, не передавая крутящего момента. Ситуация очень похожа на вращение муфтой сцепления первичного вала коробки передач с ручным переключением при выключенных передачах.

Однако, при переводе селектора в положение «Drive», удержание автомобиля на месте возможно только при помощи тормоза. При этом турбина остановлена, хотя насосное колесо вращается, перегоняя поток масла со своих лопаток к турбине. Крутящий момент от двигателя к трансмиссии будет пере-

даваться с большим увеличением, так как реакторное колесо при большой разнице в скоростях вращения насосного колеса и турбины, помогает вращению коленчатого вала двигателя.

При переключении передач традиционное разъединение кинематической цепи в автоматической трансмиссии не используется. Применение гидравлической передачи позволяет турбине оставаться неподвижной, хотя насосное колесо продолжает нагнетать поток масла на турбинные лопатки. Поток масла соскальзывает с турбинных лопаток, не передавая им крутящего момента, но это не приносит никакого вреда, так как механическая связь между насосным колесом и турбиной отсутствует.

Масло используется как инструмент, соединяющий насосное колесо с турбиной, когда турбина не остановлена тормозной системой автомобиля, в противном случае масло, как весьма податливое вещество, попросту циркулирует внутри корпуса гидравлической передачи.

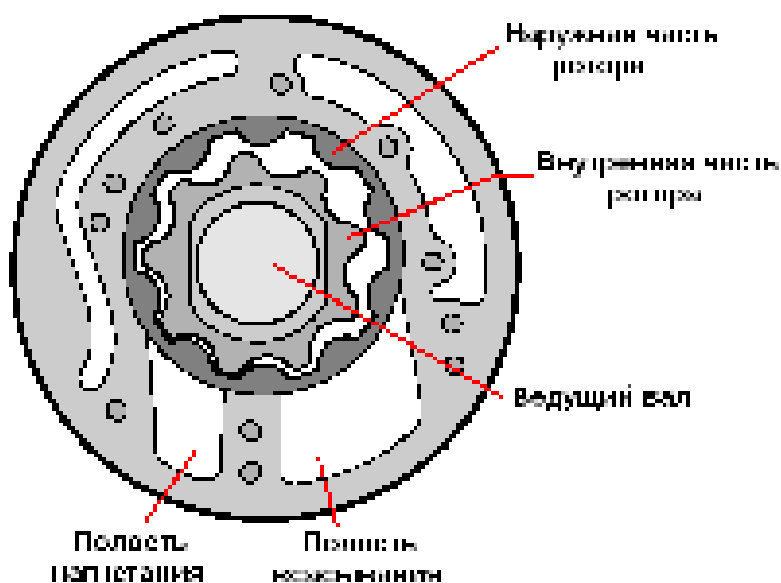


Рисунок 3.40 – Ротационный насос.

Масло в гидравлической передаче подвергается постоянной замене, так как происходит его циркуляция, обеспечиваемая масляным насосом (см. рисунок 3.40).

Питание передачи происходит через полый вал привода масляного насоса, слив масла в корпус коробки передач происходит через отверстие в

центральной шахте реактора.

При первом пуске новой гидравлической передачи, а также после её ремонта, в корпус конвертора необходимо залить масло.

3.2.4 Механизмы автоматической трансмиссии МВЗ

В этой части главы мы рассмотрим устройство механизмов, включенных в состав автоматической трансмиссии, и передающих крутящий момент, создаваемый двигателем к ведущим колесам автомобиля.

К этим механизмам относятся:

Гидротрансформатор (конвертор);

Собственно автоматическая коробка передач;

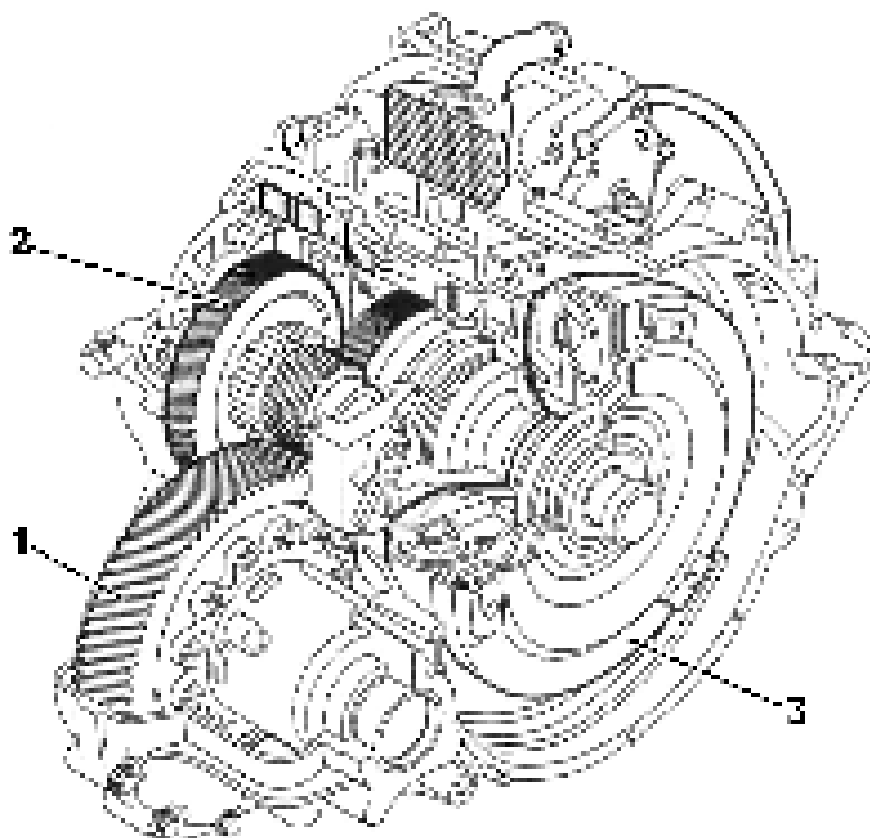
Финальная (главная) цилиндрическая передача;

Дифференциал.

Устройство и принцип работы гидротрансформатора мы рассмотрели в предыдущей главе, поэтому в этой главе сразу перейдем к тем частям автоматической трансмиссии, которые передают крутящий момент через зубчатые колеса, находящиеся в постоянном зацеплении.

Финальная передача.

Финальная (главная) передача (см. рисунок 3.41) предназначена для передачи вращательного движения, скорость которого выбрана автоматической трансмиссией, выходному валу, соединяющего АКПП с ведущими колесами автомобиля.



1 – вторичная цилиндрическая косозубая передача; 2 – первичная цилиндрическая косозубая передача; 3 – гидротрансформатор (конвертор).

Рисунок 3.41 – Вид автоматической трансмиссии со стороны главной передачи.

Финальная передача состоит из двухступенчатого редуктора, в состав которого входят:

Первичная цилиндрическая косозубая передача 2;

Вторичная цилиндрическая косозубая передача 1;

Дифференциал, стыкованный с зубчатым колесом вторичной передачи.

Первая ступень – повышающая. Имеет передаточное отношение, числа зубьев $35/29$. Вторая ступень – понижающая. Передаточное число этой ступени выражается соотношением числа зубьев $17/56$.

Симметричный дифференциал – обычной конструкции с двумя коническими планетарными шестернями и двумя полуосевыми шестернями. Передача вращения на полуоси происходит через трипоидные карданные шарниры.

3.2.4.1 Планетарные механизмы, применяемые в трехступенчатой автоматической трансмиссии МВЗ

Планетарный механизм этой автоматической трансмиссии построен по схеме Симпсона –I. Этот механизм состоит:

Из двух жестко соединенных между собой солнечных шестерен P1-P2 (см. рисунок 3.42);

Двух водил PS1 и PS2, содержащих по три сателлита каждый;

Двух эпициклических колес C1 и C2.

Примечание: на эпициклическом колесе C2 установлено зубчатое храповое парковочное колесо.

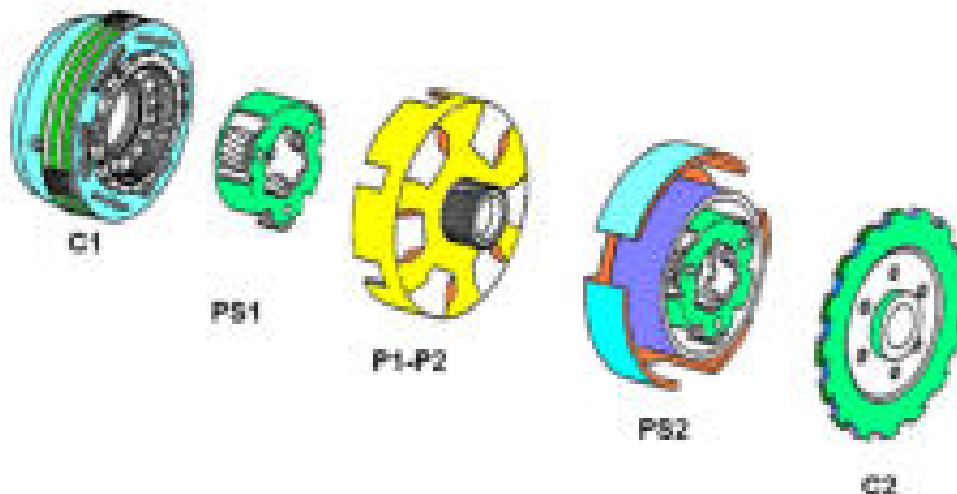


Рисунок 3.42 – Планетарный механизм трансмиссии, построенный по схеме Симпсона –I.

Схема планетарного механизма приведена на рисунке 3.43.

Подробное описание принципа работы планетарного механизма собранного по схеме Симпсона –I приведено в этой главе, поэтому здесь мы остановимся на принципе работы этой передачи очень коротко.

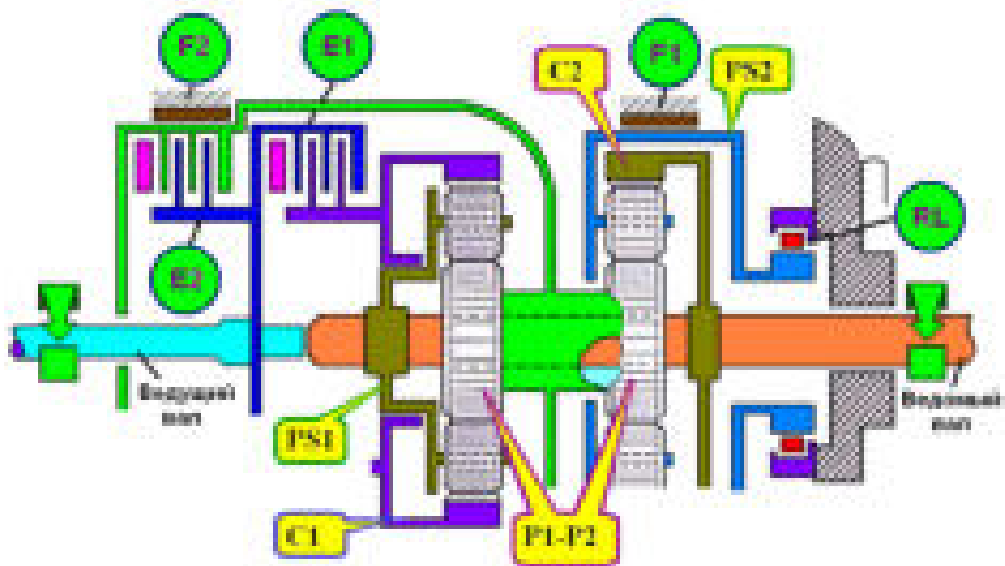


Рисунок 3.43 – Схема планетарного механизма трансмиссии, собранного по схеме Симпсона –I.

Первая передача.

Ведущим элементов является эпициклическое колесо (C1), получающее вращение через включенную фрикционную муфту (E1);

Ведомым элементом, передающим вращение на финальную (главную) передачу, является каретка сателлитов (води́ло) (PS1);

Эпициклическое колесо (C2) второго планетарного ряда, жестко соединенное с водило (PS1) первого планетарного ряда, вращается в одном с ним направлении;

Каретка сателлитов (води́ло) второго планетарного ряда (PS2) остановлено тормозом (F1);

При остановленном водиле (PS2) второго планетарного ряда, вращающийся эпицикл (C2) второго планетарного ряда заставляет вращаться солнечное колесо (P2) в противоположном направлении;

Так как солнечные колеса второго и первого планетарных колес сделаны заодно целое, то в первом планетарном ряду происходит следующее: эпицикл (C1) первого планетарного ряда вращает сателлит (S1), который обегает зубья вращающегося в противоположном направлении солнечного колеса (P1).

Происходящее можно описать следующим образом. Представьте, что вы

пытаетесь бежать вверх по эскалатору, идущему вниз. Не очень быстро получается. На второй передаче эскалатор остановится, а на третьей – двинется в одном с вами направлении.

Вторая передача.

Теперь рассмотрим процесс включения второй передачи. Эскалатор нужно остановить? Пожалуйста! Включаем тормоз (F2).

Ведущим элементов является эпициклическое колесо (C1), получающее вращение через включенную фрикционную муфту (E1);

Ведомым элементом, передающим вращение на финальную (главную) передачу, является каретка сателлитов (водило) (PS1);

Тормоз (F2) удерживает солнечное колесо (P1) неподвижным;

Эпицикл (C1) первого планетарного ряда вращает сателлит (S1), который обегает зубья остановленного солнечного колеса (P1);

Крутящий момент снимается с каретки сателлитов (водило) (PS1) первого планетарного ряда.

Третья передача.

Напоминаю, что в этом случае эскалатор должен двигаться в одном направлении с вами. Что же, включим две фрикционные муфты (E1) и (E2). Вспоминаем, если заблокировать (связать) два элемента планетарного ряда, то будет происходить синхронное вращение всего планетарного ряда.

Ведущим элементов является эпициклическое колесо (C1), получающее вращение через включенную фрикционную муфту (E1);

Одновременно с ним ведущим станет и солнечное колесо (P1) первого планетарного ряда, так как посредством включенной фрикционной муфты (E2) оно получит вращение от ведущего элемента 10.

Заблокированы два элемента планетарного ряда, следовательно, каретка сателлитов (водило) (PS1) первого планетарного ряда будет вращаться синхронно с ведущими звеньями. Мы получили прямую передачу.

Крутящий момент снимается с каретки сателлитов (водило) (PS1) первого планетарного ряда.

Задний ход.

Ведущим элементом будут солнечная шестерня (P1) первого планетарного ряда и соединенная с ней солнечная шестерня (P2) второго планетарного ряда. Вращение передается через включенную фрикционную муфту (E2);

С помощью тормоза (F2) остановлено каретка сателлитов (водило) (PS2) второго планетарного ряда;

Солнечная шестерня (P2) вращает сателлиты (S2), которые, в свою очередь, вращают эпициклическое колесо (C2) второго планетарного ряда;

Крутящий момент снимается с эпициклического колеса (C2) второго планетарного ряда.

3.2.4.2 Тормоза и фрикционные муфты

Как было рассмотрено выше, передача крутящего момента производится через фрикционные муфты, которые способны соединить ведущий вал с каким-либо элементом, при этом выходной вал тоже должен быть соединен с каким-либо элементом планетарного механизма. Соединение выходного звена может происходить посредством фрикционной муфты, но лучше сразу же жестко соединить некоторые элементы с выходным звеном, тогда отпадет необходимость включать фрикционную муфту, снимающую крутящий момент с планетарного механизма. В схеме Симпсона – I жестко соединенными с выходным звеном оказываются два элемента: каретка сателлитов (водило) (PS1) первого планетарного ряда и эпицикл (C2) второго планетарного ряда. Что же можно сделать, включая те или иные элементы управления планетарным механизмом?

Рассмотрим все по порядку.

Фрикционная муфта (E1) может соединить между собой два элемента: ведущее звено (см. рисунок 3.43) и эпицикл (C1) первого планетарного ряда. Если же фрикционная муфта (E1) будет выключена, ведущее звено и эпицикл (C1) первого планетарного ряда могут вращаться свободно относительно друг

друга;

Фрикционная муфта (E2) может соединить ведущее звено с солнечной шестерней (P1) первого планетарного ряда, а так как две солнечные шестерни (P1) и (P2) сделаны как одно целое, фрикционная муфта (E2) может соединить ведущее звено и с ней;

Тормоз (F1) может остановить каретку сателлитов (водило) (PS2) второго планетарного ряда относительно корпуса АКПП;

Тормоз (F2) может остановить солнечные шестерни (P1) и (P2) относительно корпуса АКПП;

Муфта свободного хода (RL) позволяет свободно вращаться водиле (PS2) второго планетарного ряда относительно корпуса, если не включен тормоз (F1), но только в одном направлении. Как только направление вращения каретки сателлитов (водило) (PS2) второго планетарного ряда изменится на противоположное, это каретка сателлитов (водило) муфтой свободного хода (RL) будет остановлено относительно корпуса.

Как было упомянуто ранее, ленточные тормозные механизмы в автоматической трансмиссии МВЗ не применяются. И фрикционные муфты, и тормоза в автоматической трансмиссии этого типа состоят из набора фрикционных 3 (см. рисунок 3.44) и стальных 4 дисков.

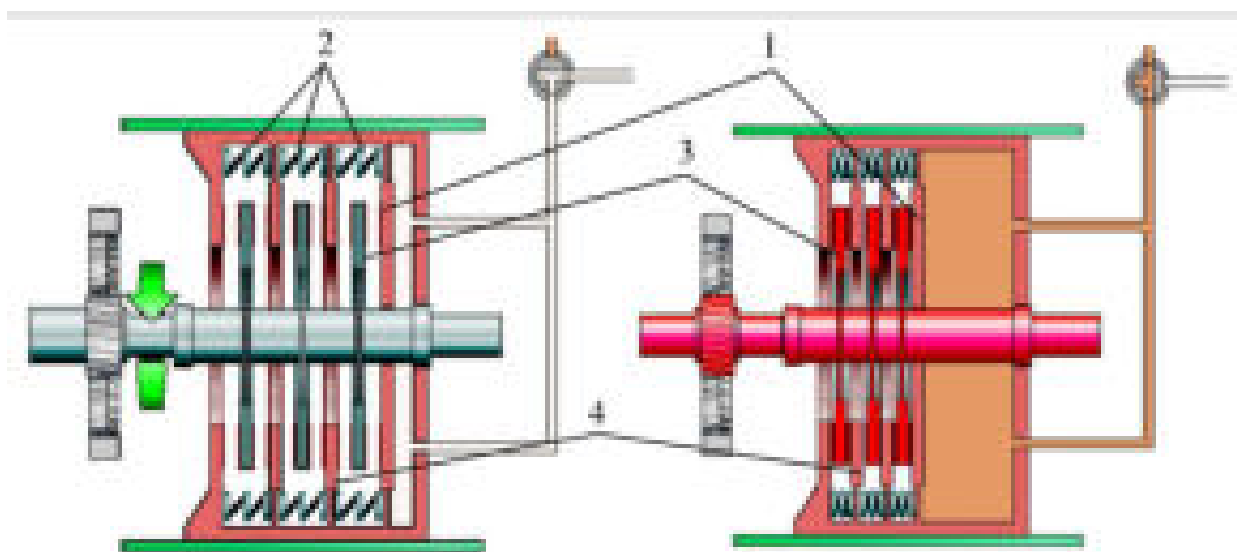


Рисунок 3.44 – Схема фрикционной муфты.

Включение фрикционных дисков и тормозов производится путем прижатия фрикционных дисков 3 к стальным дискам 4 поршнем 1, а их разъединение - с помощью пружин 2, которые при снятии управляющего давления с поршня 1 возвращают его в исходное положение, освобождая пакет дисков от силового воздействия поршня.

3.2.5 Работа управляющих элементов автоматической трансмиссии

3.2.5.1 Исполнительный цилиндр

Для включения фрикционной муфты или тормозов масло под давлением подается в исполнительный цилиндр (см. рисунок 3.45) где, воздействуя на шариковый клапан, закрывает коническое сливное отверстие. Масло под давлением действует на поверхность поршня, перемещая его навстречу возвратным пружинам и сжимая пакет фрикционных дисков.

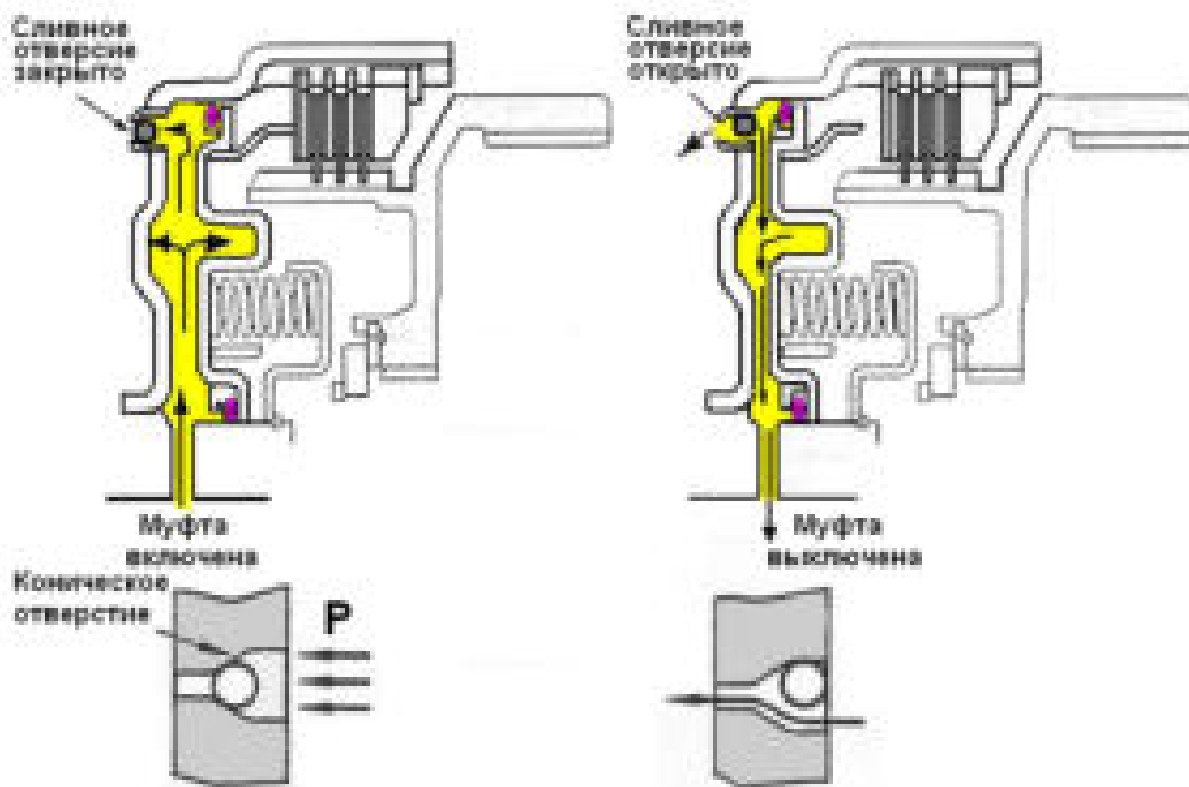


Рисунок 3.45 – Схема работы фрикционной муфты.

После отключения подачи масла в цилиндр давление, прижимающее шариковый клапан, ослабевает, но так как цилиндр вращается вокруг собственной оси, маслу трудно было бы покинуть цилиндр, так как на него будет действовать центробежная сила, стремящаяся отбросить масло как можно дальше от оси вращения. Эта центробежная сила действует и на шариковый клапан, который отходит от сливного отверстия, открывая его. Теперь масло вытекает из цилиндра не только под действием возвратных пружин, отталкивающих поршень от пакета фрикционных дисков, но и через сливные отверстия в результате действия на него центробежных сил. Наличие нескольких сливных отверстий, расположенных по периферии цилиндра, позволяет маслу быстро покинуть цилиндр, освобождая от усилия сжатия пакет фрикционных дисков и выключая фрикционную муфту или освобождая тормоз.

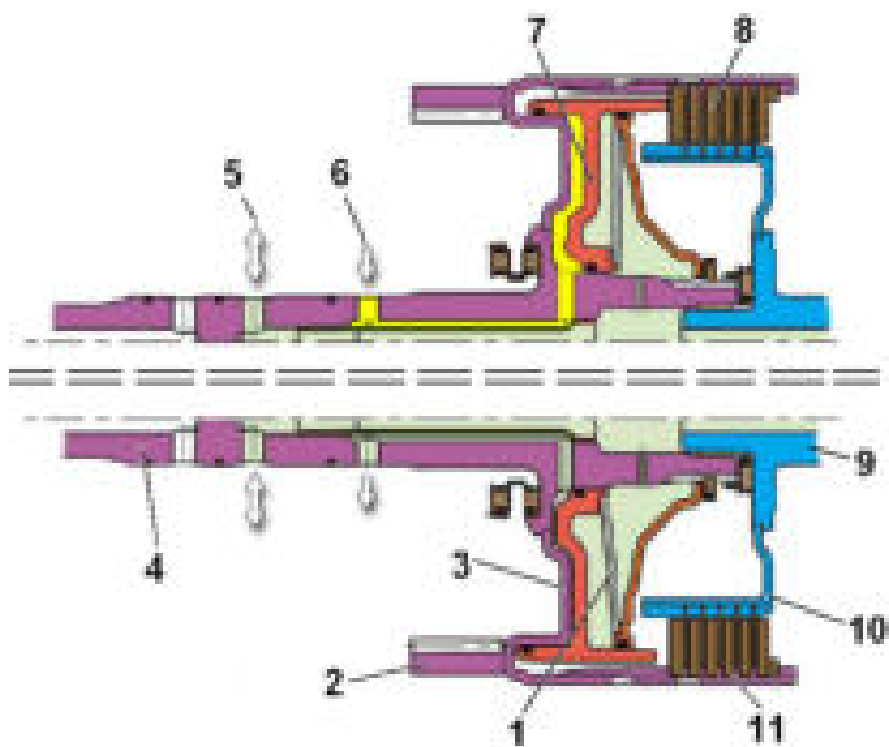


Рисунок 3.46 – Схема работы фрикционной муфты.

В некоторых случаях выключение фрикционной муфты производится контрдавлением, возникающим в результате действия центробежной силы на частицы масла, поступающего в систему смазки коробки передач. На рисунке 3.46 показана фрикционная муфта, соединяющая эпициклическое колесо 2 первого планетарного ряда со ступицей 9 второго планетарного ряда. Масло

под давлением поступает через канал 6 во внутреннюю полость гидравлического цилиндра 3, где, действуя на поршень 7, сжимает пакет фрикционных и стальных дисков 8, соединяющих наружную 11 и внутреннюю 10 ступицы фрикционной муфты. При отключении подачи масла через канал 6 расцепление фрикционных дисков происходит совместным усилием, прикладываемым к поршню 7 диафрагменной пружиной 1, и давлением масла, поступающего в систему смазки фрикционной муфты через канал 5. Причем действие давления увеличивается в периферийной зоне поршня из-за действия на него центробежной силы, возникающей при вращении фрикционной муфты.

3.2.5.2 Муфта свободного хода

Вместо тормоза, для соединения звеньев планетарных механизмов с картером коробки передач используются муфты свободного хода с роликами или специальными сухариками. Муфты свободного хода при их поразительной простоте устройства работают очень надежно. Принцип работы муфты свободного хода построен на возможности свободного их вращения в одном направлении, но мгновенного их заклинивания при вращении в противоположном направлении. Они сами точно определяют момент их включения или выключения, то есть отпадает как таковая необходимость их включения, что значительно упрощает конструкцию системы управления автоматической трансмиссией. На рисунке 3.47 механизмов автоматической трансмиссии муфта свободного хода (RL) установлена между кареткой сателлитов (водителом) второго планетарного ряда и корпусом, параллельно тормозному механизму F1. Проследим, как же произойдет включение муфты свободного хода при включении первой передачи только лишь посредством сжатия фрикционных дисков муфты (E1)?

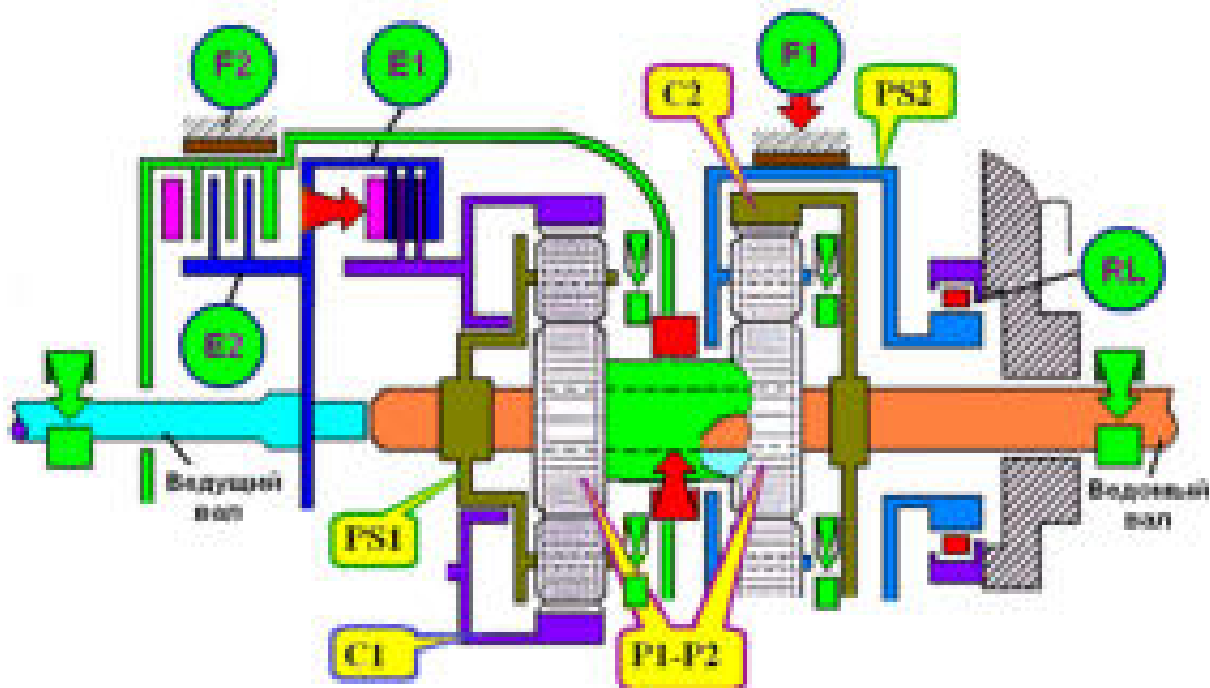


Рисунок 3.47 – Первая передача. Включение управляющих механизмов и направление вращения валов и шестерен АКПП.

Каретка сателлитов (водило) (PS1) первого планетарного ряда жестко связанное с эпициклическим колесом (C2) второго планетарного ряда, в момент начала движения автомобиля окажется неподвижным, так как эти два элемента через финальную (главную) передачу связаны с колесами стоящего на месте автомобиля. А если в первом планетарном ряду при неподвижном водиле (PS1) ведущим окажется эпицикл (C1) – солнечное колесо (P1) начнет вращаться в противоположном направлении.

Во втором планетарном ряду при неподвижном эпицикле (C2) ведущим окажется солнечное колесо (P2), следовательно, каретка сателлитов (водило) (PS2) второго планетарного ряда будет стремиться вращаться в том же самом направлении, что и солнечное колесо (P2) этого планетарного ряда. Однако, каретка сателлитов (водило) (PS2), связанное с корпусом коробки передач посредством муфты свободного хода (RL) немедленно будет им остановлено, так как при данном направлении вращения муфта свободного хода блокируется. Вот и получается, что тормоз (F1) «отдыхает», то есть его включать нет необходимости.

3.2.6 Приборы гидравлических систем автоматических трансмиссий

Вначале нам предстоит ознакомиться с необходимой информацией о назначении и работе гидравлических устройств, описанных в этой главе.

Основная причина широкого внедрения автоматических трансмиссий – облегчить процесс управления транспортным средством, сняв с водителя необходимость управления педалью сцепления и рычагом переключения передач. При полностью автоматическом управлении в коробке передач должно обеспечиваться наиболее рациональное переключение передач, обеспечивающее разгон автомобиля и движение в любых дорожных условиях. Кроме того, коробка передач должна немедленно реагировать на сигнал водителя об изменении режима движения.

Для обеспечения автоматического управления коробкой передач, масло от гидравлического насоса через клапанную систему управления подводится в бустеры и сервоцилиндры тормозов и фрикционных муфт планетарной коробки передач.

Любая, даже самая сложная система управления автоматической коробкой передач, состоит, примерно, из одних и тех же основных элементов. Если последовательно изучить назначение и принцип работы этих элементов, можно разобраться в принципе работы гидравлической системы. Если же попытаться бежать, перепрыгивая через ступени, то недолго и упасть, а в знаниях возникнут неустранимые пробелы, которые приведут к непониманию процессов управления, которые являются основой постановки верного диагноза. Электронные системы управления и современное диагностическое оборудование – вещи замечательные, но без твердых знаний основных законов гидравлики и принципа работы всех исполнительных устройств, нетрудно и заблудиться, даже имея самое совершенное диагностическое оборудование.

В этой части главы мы шаг за шагом будем изучать основные элементы гидравлических систем, чтобы потом понять, какую роль в общей работе они

играют.

3.2.6.1 Насос

Гидравлический насос – сердце любой гидросистемы. Он обеспечивает приток масла к исполнительным устройствам, обеспечивает их смазку и отводит излишки теплоты, возникающие в процессе их работы.

Если насос не в состоянии выполнить эти задачи, система становится частично или полностью неисправной. Подчеркнем, что насос обеспечивает только поток масла. Для создания давления в системе должно быть некоторое сопротивление потоку масла. Без сопротивления поток называется свободным, и какое-либо давление в системе отсутствует.

В автоматических коробках передач используются разнообразные насосы вращательного действия с одинаковым принципом работы. Основным принципом работы насоса является втягивание через входное отверстие масла и выдавливание его в систему через выходное отверстие. Втягивание масла происходит за счет разрежения, возникающего в увеличивающемся объеме всасывающей полости насоса.

Для привода насоса требуется источник энергии. В автоматических коробках передач насосы приводятся во вращение механически от коленчатого вала двигателя. Именно от коленчатого вала, приводящего в движение насосное колесо гидротрансформатора, так как без потока смазки, обеспечиваемой насосом, вращение механизмов всухую может привести к их поломкам.

3.2.6.2 Ротационные насосы

Ротационные насосы бывают двух видов: кулачковые и шестеренчатые.

В кулачковом насосе (см. рисунок 3.48) одновременно вращаются оба элемента. Внутренний ротор, являющийся ведущим элементом, через кулачки ведет внешний ротор. Насосная камера формируется между кулачками. При

вращении кулачки выходят из впадин, и камера увеличивается, создавая зону разрежения. Преодолев пол-оборота, кулачки опять входят в углубления, уменьшая объем камеры. Жидкость из этих углублений вытесняется в гидравлическую систему.

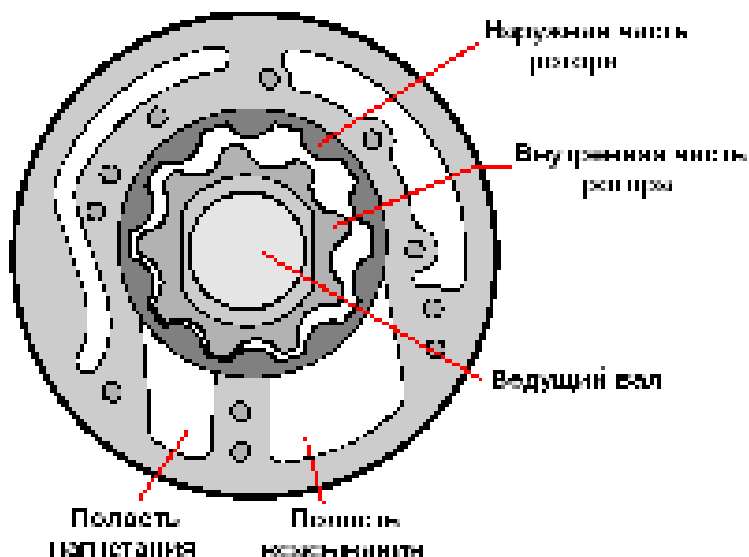


Рисунок 3.48 – Кулачковый насос.

Принцип шестеренчатого насоса (см. рисунок 3.49) аналогичен принципу действия насоса с кулачками. Работа этого насоса похожа на работу зубчатой передачи с внутренним зацеплением. При выходе зубьев из зацепления объем между колесами увеличивается, здесь и расположено входное отверстие. Объем уменьшается при входе зубьев в зацепление, здесь расположено выпускное отверстие, через которое масло выталкивается в канал гидравлической системы. Напорная и всасывающая стороны отделены друг от друга делителем в форме полумесяца, который установлен между двумя зубчатыми колесами. Между вершинами зубьев и поверхностями разделительного полумесяца очень маленький зазор, что позволяет удерживать масло от перетекания назад в сторону входного отверстия.

Ротационные и шестеренчатые насосы относятся к классу насосов с положительным расходом. Это означает, что производительность насоса, превышает потребность систем автоматической трансмиссии, особенно на высоких

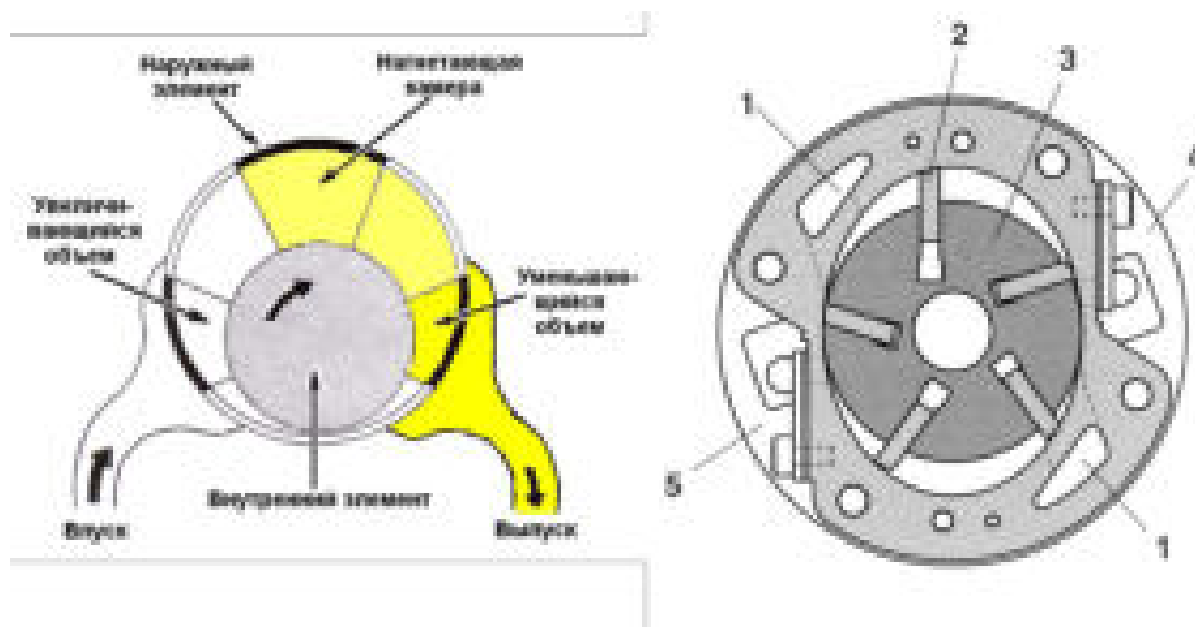
оборотах двигателя, так как с увеличением частоты вращения рабочих элементов насоса, пропорционально растет и его производительность. Лишнее масло сливается в расходную поддон коробки передач через регулятор давления. Из-за положительной характеристики расхода ротационных и шестеренчатых насосов, часть энергии тратится вхолостую на перекачку жидкости, которая сливается обратно в поддон.



Рисунок 3.49 – Шестеренчатый насос.

3.2.6.3 Лопастные насосы

Лопастные насосы (см. рисунок 3.50) нашли широкое применение в гидравлических системах различного назначения. Например, при изучении рулевого управления с гидравлическим усилителем мы уже встречали такую конструкцию насоса. Ротор насоса приводится во вращение валом, соединенным с насосным колесом гидротрансформатора и увлекает за собой скользящие по направляющим пазам лопасти. Масло, попавшее между лопастями во всасывающей области, перемещается в область сжатия. Конструкция насоса весьма проста, но в автоматической трансмиссии такой тип насоса практически не встречается.



1 – впуск; 2 – лопасть; 3 – внутренний элемент; 4 и 5 – выпуск.

Рисунок 3.50 – Лопастной насос.

3.2.6.4 Жиклеры

Самое простое средство управления расходом и давлением - жиклер. Он замедляет поток жидкости, создавая дополнительное сопротивление, и задерживает нарастание давления в области, находящейся за ним. При установке в

магистрали жиклера масло не может свободно пройти через него из-за уменьшения поперечного сечения канала, поэтому со стороны насоса создается повышенное давление (см. рисунок 3.51a). Если за жиклером нет тупика (пробки), т.е. жидкость может свободно двигаться дальше, то возникает перепад давлений. В гидроприводах жиклеры – простые средства понижения давления. Если после жиклера имеется тупик (см. рисунок 3.51b), то в соответствии с законом Паскаля давление по обе стороны жиклера через некоторое время выравнивается.

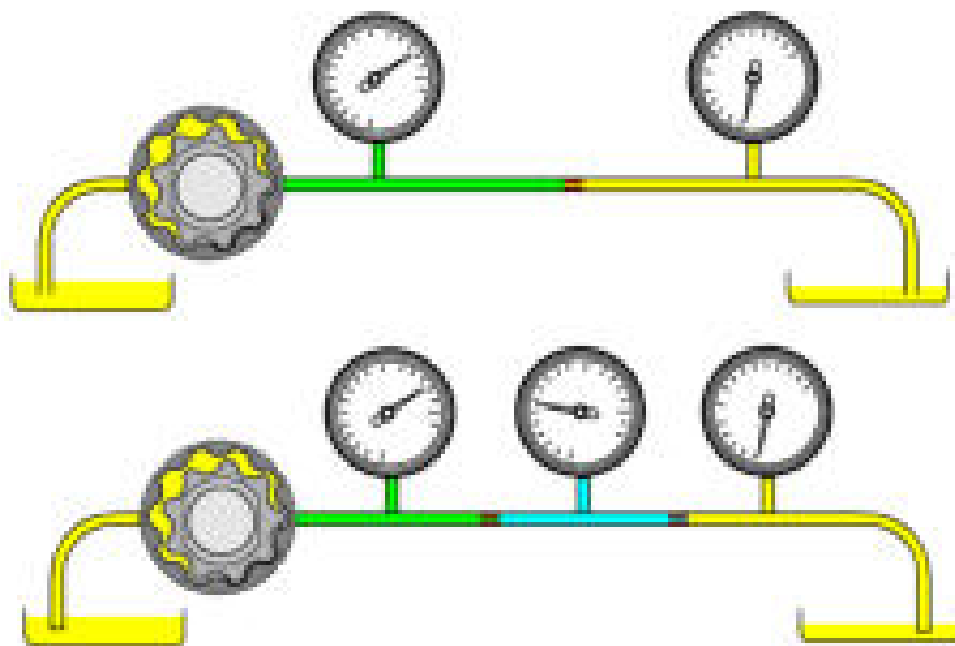


Рисунок 3.51 – Работа жиклера, установленного в напорной магистрали.

Жиклеры используются для обеспечения плавного нарастания давления или управления расходом жидкости. На рисунке 3.52 показан элемент включения муфты с двумя бустерами: внутренним и внешним. Внутренний бустер соединен с каналом напрямую. Этот бустер используется для обеспечения быстрого соединения дисков фрикционной муфты или дисков тормоза. Внешний бустер соединен с каналом через жиклер.

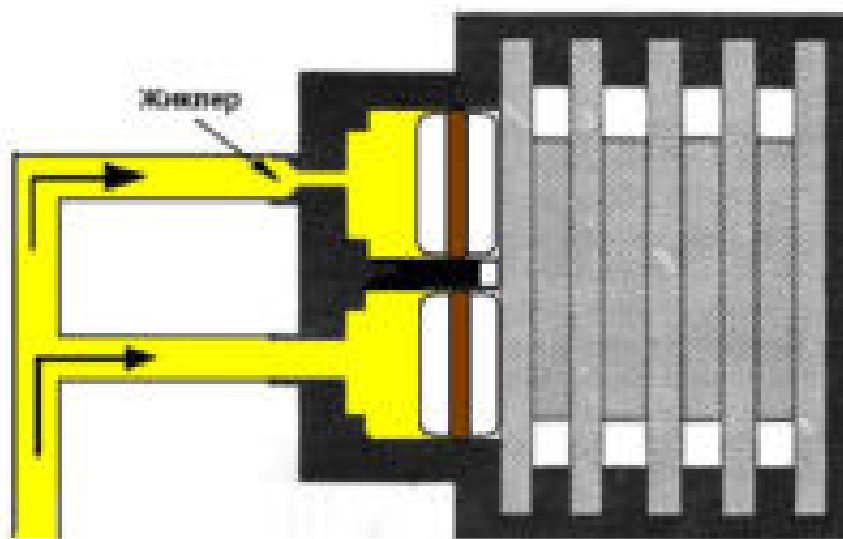


Рисунок 3.52 – Установка жиклера на входе в исполнительный цилиндр для обеспечения плавного нарастания давления.

Быстро возрастающее давление во внутреннем бустере позволяет за короткий отрезок времени выбрать зазоры между дисками и начать включение муфты. Однако этого давления будет не хватать для передачи всего крутящего момента. Во внешнем бустере, получающем масло через жиклер, будет происходить плавное нарастание давления, что и обеспечивает плавное включение фрикционного элемента. В конечном счете, поток жидкости через жиклер прекращается, и давление в обоих бустерах выравнивается до максимального значения, необходимого для передачи требуемого момента.

Жиклеры в гидравлических схемах используются также и для обеспечения заданного закона нарастания давления и обеспечения различной величины давления в гидравлических линиях систем управления трансмиссии.

3.2.6.5 Гидравлические клапаны

В автоматических коробках передач клапаны используются для регулирования давления и распределения потоков масла. Клапаны состоят, как правило, из плунжера и пружин, и располагаются обычно в клапанной коробке. В некоторых конструкциях коробок передач клапаны могут располагаться в корпусе насоса.

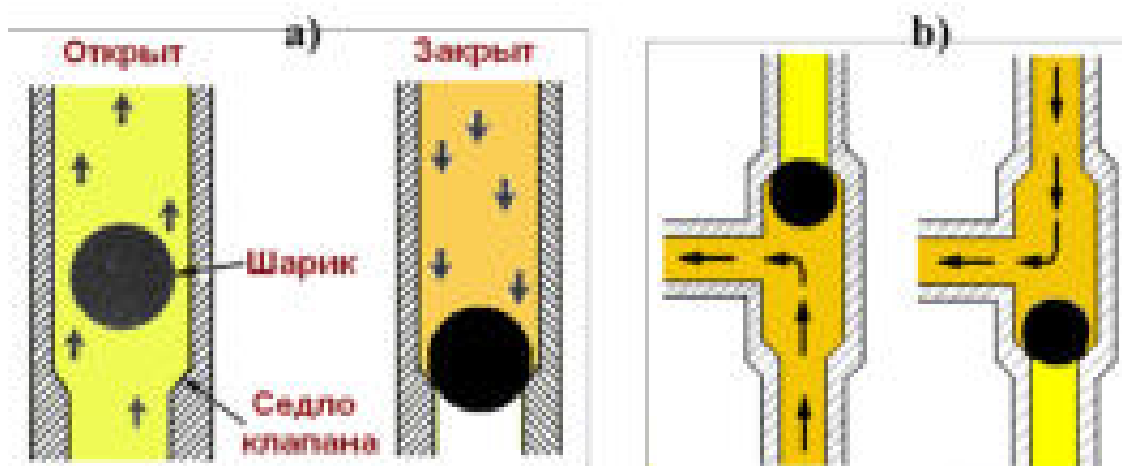
Гидравлические клапаны можно разделить на два класса: регуляторы потока (управляющие) и регуляторы давления. Первые управляют потоком масла, а вторые формируют необходимое давление.

Клапаны управления потоком работают подобно переключателю: "ВКЛ/ВЫКЛ". Они соединяют или разъединяют каналы без изменения давления. Эти клапаны обычно называются переключающими или клапанами реле, и исполняют достаточно простую функцию - прерывают поток масла или пропускают этот поток.

Рассмотрим работу некоторых клапанов реле и клапанов регуляторов давления, используемых в автоматических коробках передач. Это поможет понять работу системы управления, если рассматривать каждую ветвь отдельно, выделяя из нее отдельные компоненты и рассматривая их работу в каждой ветви.

3.2.6.6 Управляющие клапаны

Управляющий клапан – простой клапан одностороннего действия. Он действует как "регулирующий", направляя поток в нужном направлении.



а) – клапан регулирования потока; б) – клапан распределения потока.

Рисунок 3.53 – Гидравлические клапаны.

Обычно в коробках передач используются шариковые клапаны. Шарик и седло клапана изготавливают из металла или нейлона. Если масло поступает

со стороны седла (см. рисунок 3.53а), то шарик отжимается потоком масла и пропускает его. Если же масло поступает с противоположной стороны, шарик прижимается к седлу и прерывает поток масла.

В автоматических коробках передач регуляторы потока играют важную роль в управлении большим количеством потоков масла, подаваемого к исполнительным и управляющим устройствам.

Распределительные шариковые клапаны (см. рисунок 3.53b), подобно тройникам пневматических систем, имеют два противоположно расположенных седла, прижимаясь к которым шарик перекрывает поступление масла в этот канал. Например, к тормозу необходимо подавать масло при включении первой и второй передачи, в этом случае шарик может перекрыть одну магистраль, открывая возможность поступления масла из другой магистрали.

3.2.6.7 Предохранительные клапаны

Предохранительный клапан, в отличие от управляющего, имеет пружину, которая прижимает управляющий элемент к седлу. В результате сопротивления, обеспеченного пружиной, прижимающей управляющий элемент клапана к седлу, в магистрали возникает давление. Если это давление превышает допустимое значение, клапан отжимается от седла, соединяя напорную магистраль со сливом, ограничивая, таким образом, давление в системе. Предохранительный клапан устанавливается между выходным каналом насоса и сливной магистралью и открывается, если давление в напорной магистрали становится больше предельного. Предохранительные клапаны двух типов показаны на рисунке 3.54. Сила сжатия пружины регулируется винтом. Величина силы сжатия пружины определяет значение максимального давления в системе.

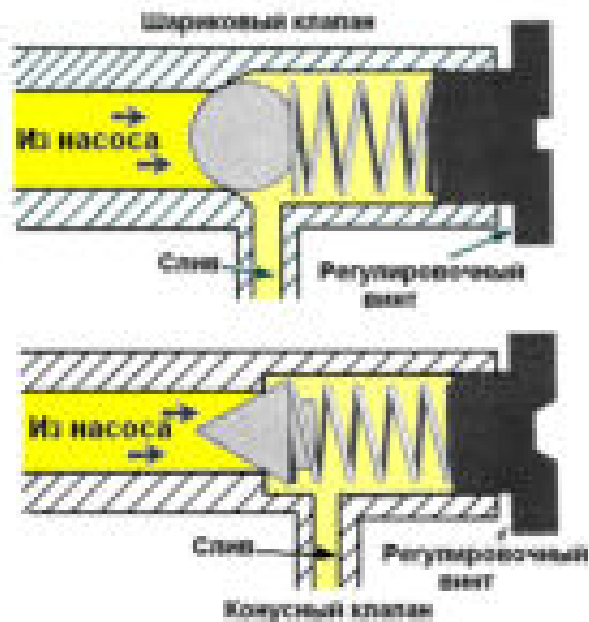


Рисунок 3.54 – Предохранительные клапаны.

Регулирование давления в автоматической коробке – задача весьма сложная. Необходимо производить регулирование так, чтобы избежать его больших колебаний. Кроме того, система регулирования должна иметь возможность изменять величину давления в гидравлической системе в зависимости от условий движения. Предохранительный клапан не отвечает этим требованиям и поэтому не может быть использован в качестве регулятора давления. Обычно этот тип клапана используются для защиты коробки передач и трансформатора от давления, превышающего заданную величину, а для изменения величины давления используются другие устройства.

3.2.6.8 Многопозиционные управляющие клапаны

Управляющие и предохранительные клапаны – самые простые виды гидравлических клапанов и по конструкции, и по действию. Их влияние ограничивается небольшим количеством магистралей, которыми они могут управлять. Если необходимо управлять большим числом каналов или создавать в системе переменное давление, то обычно для этих целей используется многопозиционные (см. рисунок 3.55) управляющие клапаны (золотники).

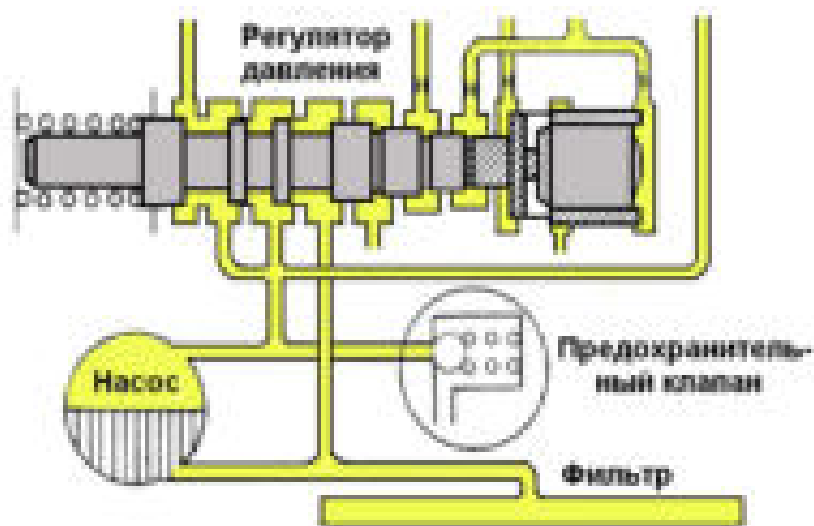


Рисунок 3.55 – Многопозиционный управляющий клапан.

В корпус золотника установлен плунжер цилиндрической формы с рядом кольцевых проточек, который с минимальным зазором может перемещаться в отверстиях корпуса клапана. Каналы соединяются друг с другом, в зависимости от положения кромок плунжера. Масло перетекает из канала в канал через кольцевые проточки плунжера.

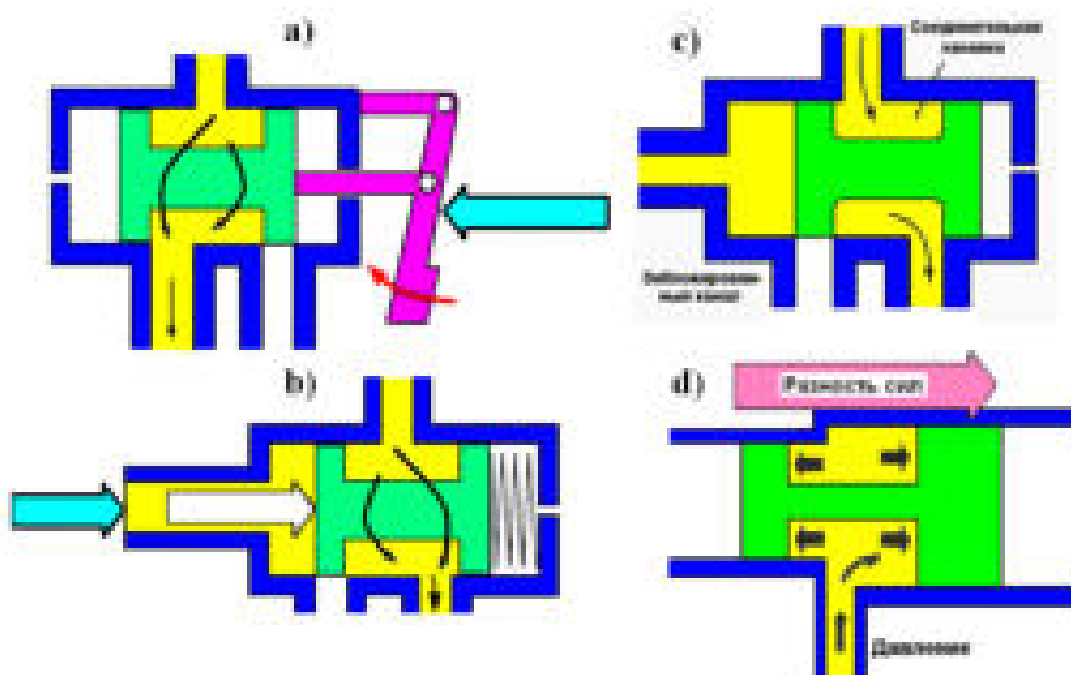


Рисунок 3.56 – Варианты управления плунжером в золотниковом механизме.

В коробке передач, золотниковые клапаны могут управляться вручную

(см. рисунок 3.56а), пружинами (b) или давлением (с). Если плунжер в золотнике имеет разные диаметры и давление подается в проточку между ними (d), то сила давления масла на большем диаметре будет больше силы давления на меньшем диаметре, и золотник должен двигаться в сторону расположения большего диаметра.

3.2.6.9 Клапаны регуляторы

Клапаны регуляторы используются в коробке передач для обеспечения различных значений давления. Классическим примером клапана регулятора может служить регулятор давления в основной магистрали. Он регулирует давление, подводимое к исполнительным органам элементов управления коробки передач. Кроме того, всем остальным клапанам регулятором давления подводится давление именно этого регулятора давления.

Работа клапанов регуляторов основана на принципе равновесного состояния плунжера. Это означает, что регулируемое давление клапана уравнивается механической силой или комбинацией механической и гидравлической сил. Упрощенная типовая схема клапана регулятора показана на рисунке 3.57. Этот клапан управляет давлением в системе.

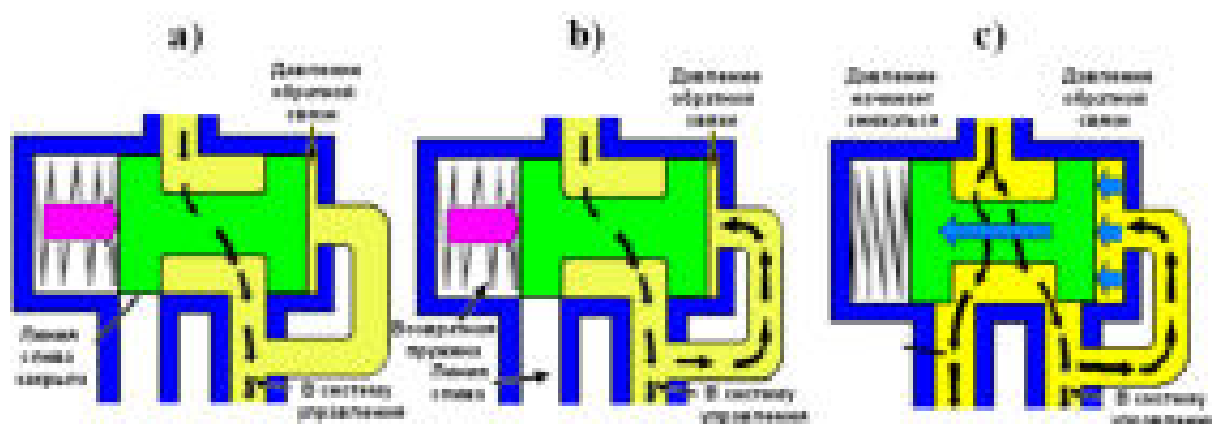


Рисунок 3.57 – Регулирование рабочего давления клапаном-регулятором.

Пока насос не начнет работать, на плунжер действует только одна сила – сила сжатия пружины. Она удерживает его в крайнем правом положении, и

клапан полностью открыт для прохода масла в систему (см. рисунок 3.57а). Весь поток масла от насоса поступает в систему до тех пор, пока давление под правым торцом плунжера не начнет возрастать (b), так как его увеличение создает силу, противодействующую силе пружины. Если сила давления масла в регулируемой магистрали превысит силу сжатия пружины, плунжер переместится вправо (с), частично перекрывая канал системы и открывая канал слива. Это приводит к снижению давления под правым торцом плунжера и в системе. Пружина, реагируя на снижение давления, немедленно начинает перемещать плунжер вправо, перекрывая сливную магистраль. Давление в системе опять начнет возрастать. Таким образом, осуществляется регулирование давления в системе, которое в данном случае определяется начальной деформацией пружины.

Некоторые клапаны регуляторы обеспечивают подачу масла к исполнительным или управляющим устройствам только на одном уровне давления, используя для этого только одну пружину. Однако в большинстве случаев, клапан регулятор может обеспечить плавную или ступенчатую регулировку нескольких различных по уровню давлений. Если необходимо повысить давление в системе управления коробкой передач, к действию пружины на плунжер добавляют вспомогательное корректирующее давление.

Типичная конструкция клапана регулятора давления, широко используемая в автоматических коробках передач показана на рисунке 3.58.

Давление масла, поступающего в регулятор по каналу 5, подводится под левый торец плунжера. Величина давления в магистрали 1 регулируется силой сжатия пружины и, если давление превысит силу её сжатия, часть масла будет сливаться через канал 4. В клапане установлен второй плунжер, имеющий две цилиндрические части разного диаметра 3. Масло к клапану повышения давления может поступать от цилиндра, связанного с педалью газа. Нажатие на педаль газа будет сопровождаться перемещением ступенчатого плунжера влево, который вызовет дополнительное сжатие пружины клапана-регулятора, и, как следствие, повышение давления в системе. Кроме того, подача масла

через канал 2 в проточку между цилиндрическими частями плунжера клапана повышения давления при включении заднего хода, вызывает рост давления в системе даже при минимальном нажатии на педаль газа.

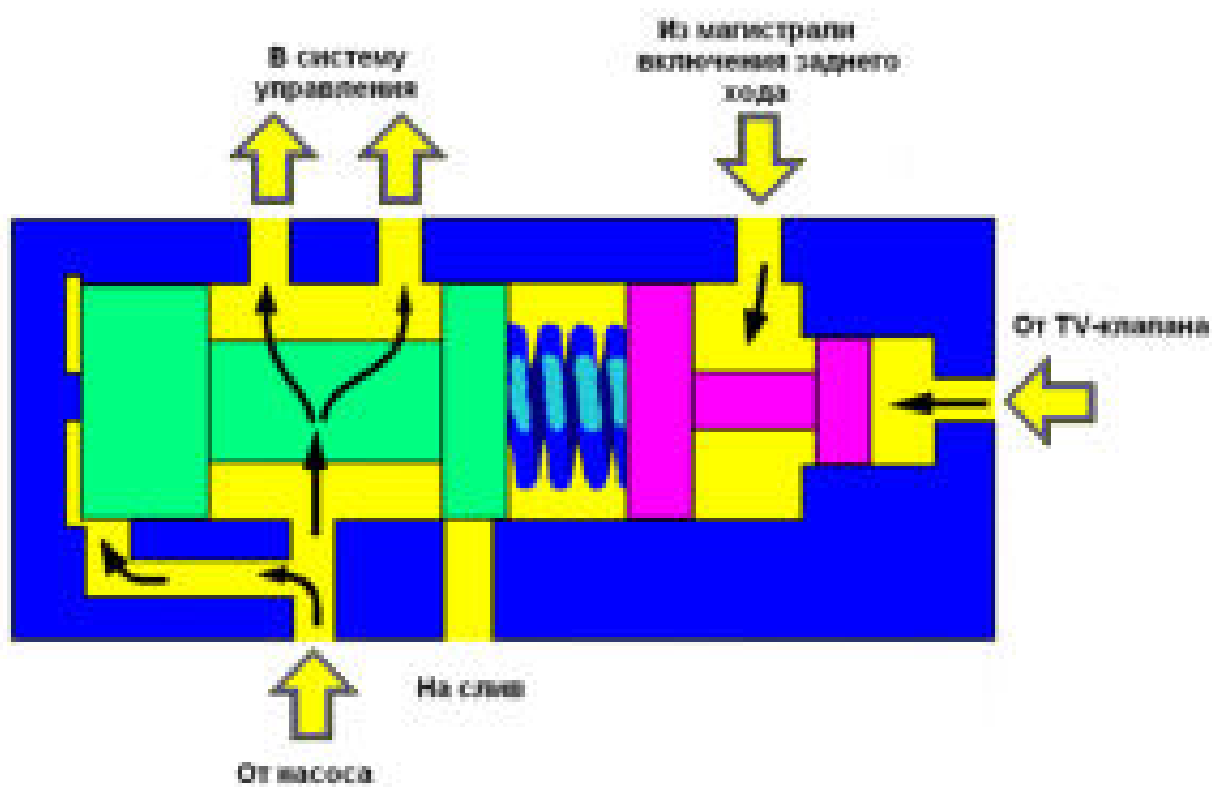


Рисунок 3.58 – Регулирование рабочего давления клапаном-регулятором.

Необходимость в повышении давления при включении передачи заднего хода возникает в связи с необходимостью движения автомобиля на малых оборотах двигателя, так как повышение частоты вращения коленчатого вала двигателя вызовет соответствующий рост скорости автомобиля.

3.2.7 Гидравлическая система управления автоматической трансмиссии МВ-3

Наиболее важными компонентами гидравлической цепи автоматической трансмиссии МВ3 (см. рисунок 3.59) являются: масляный насос, приводимый в движение валом, связанным с насосным колесом гидротрансформатора, и гидравлический распределитель. Работа этих компонентов должна

обеспечить: включение фрикционных муфт и тормозов посредством подачи давления масла по линиям подачи давления; регулирование давления с учётом скорости вращения двигателя и его нагрузки; обеспечение гидротрансформатора (конвертора) постоянной циркуляции масла; и снабжение маслом системы смазки трансмиссии.

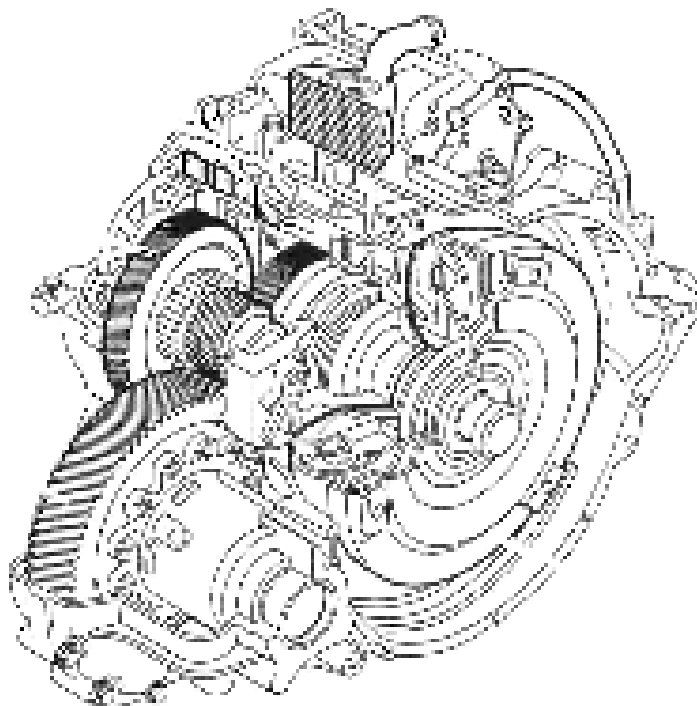


Рисунок 3.59 – Вид автоматической трансмиссии со стороны главной передачи.

3.2.7.1 Масляный насос

Масляный насос (G) (см. рисунок 3.60) шестеренчатого типа, приводится в движение шлицевым валом, соединенным с коленчатым валом двигателя. Масло втягивается в корпус насоса из масляного поддона и направляется к гидравлическому распределителю (C). Как мы выяснили ранее, шестеренчатый насос обеспечивает пропорциональность потока перекачиваемого масла скорости вращения коленчатого вала двигателя. В соответствии с выбранным водителем положением селектора диапазонов (F) и скорости вращения автомобиля, масло поступает к фрикционным муфтам (E1 и E2) или тормозам (F1

и F2). Направление потока масла к фрикционным муфтам и тормозам происходит посредством электрогидравлических клапанов (EL1 и EL2) по команде электронного блока управления трансмиссией. Часть масла поступает по каналу (H) в систему смазки трансмиссии и к гидротрансформатору. Коррекция управления по нагрузке производится посредством вакуумного клапана (E), установленного на гидравлическом распределителе.

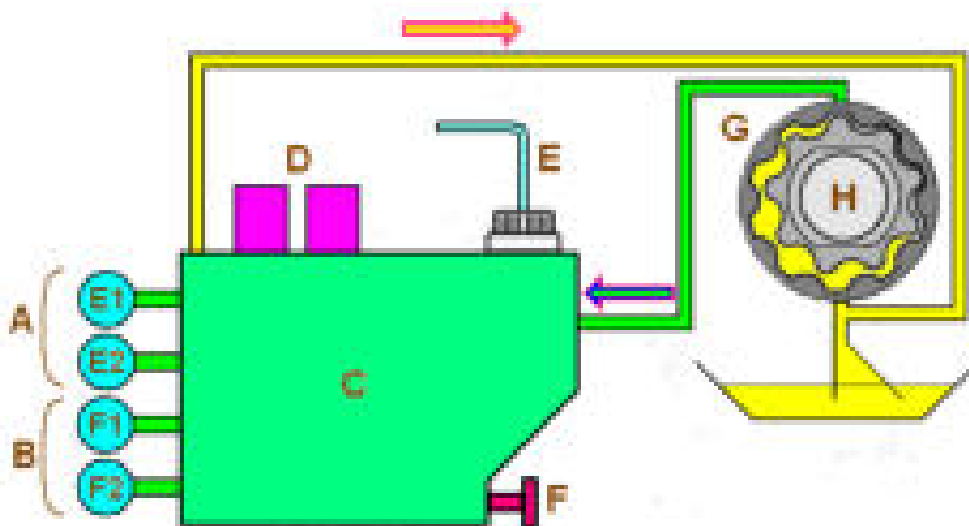


Рисунок 3.60 – Схематическое изображение гидравлической цепи управления автоматической коробкой передач.

3.2.7.2 Гидравлический распределитель

Через гидравлические и электрические клапаны гидравлический блок поставляет масло под давлением к фрикционным муфтам и тормозам, которые обеспечивают переключение механизмов с целью получения различных передаточных чисел.

Давление масла, поступающего к гидротрансформатору и в систему смазки должно быть не более 3 кг/см^2 . Ограничение давления обеспечивается клапаном (VLP) (см. рисунок 3.61).

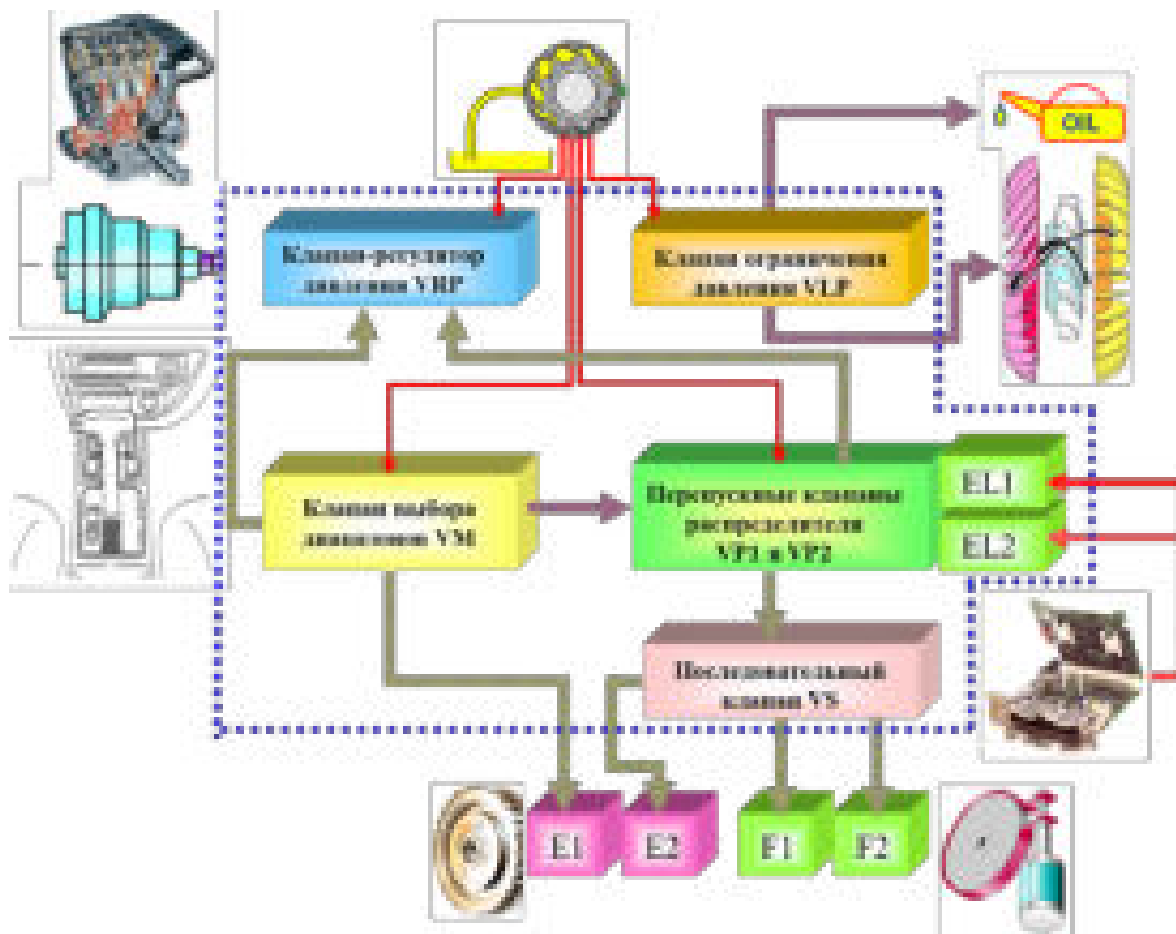


Рисунок 3.61 – Схематическое изображение управления автоматической коробкой передач.

Гидравлический блок получает информацию о положении селектора передач через клапан выбора диапазонов (VM).

Для обеспечения плавности переключения передач, давление, подаваемое к фрикционным муфтам и тормозам, должно быть приспособлено к величине передаваемого крутящего момента. Кроме того, крутящий момент от двигателя должен передаваться безударно, как в восходящем, так и нисходящем порядке переключения передач, особенно во время движения транспортного средства. С этой целью в состав гидравлического блока распределителя введен клапаном-регулятором давления (VRP). Изначально клапан-регулятор обеспечивает три уровня давления, которые зависят от выбранной передачи и определяются как:

Высокое давление в диапазонах «Р», «R», и «N».

Среднее давление в диапазоне «1-я передача».

Низкое давление в диапазоне «2-я и 3-я передача».

Кроме того, эти три уровня давления должны соответствовать нагрузке, воспринимаемой двигателем. Коррекция по нагрузке обеспечивается вакуумным клапаном, соединенным с плунжером клапана-регулятора давления (VRP).

Масло, поступающее по линии подачи давления, распределяется через два перепускных клапана-распределителя (VP1) и (VP2) к исполнительным цилиндрам, включающих два тормоза (F1) и (F2) и одну фрикционную муфту (E2). Переключение потока масла к исполнительным устройствам производится перепускными клапанами-распределителями (VP1) и (VP2).

Два электромагнитных клапана (EL1) и (EL2) предназначены для управления перепускными клапанами-распределителями (VP1) и (VP2).

Наконец, последовательный клапан (VS) используется для синхронизации включения механизмов, обеспечивая их безударное переключение. Эти переключения обеспечиваются совместной работой клапанов (VP1) и (VP2), а также клапаном (VS).

3.2.7.3 Электромагнитные клапаны EL1 и EL2

Электромагнитные клапаны (см. рисунок 3.62) монтируются на гидравлическом блоке и включают в себя шарик и соленоид (электромагнитную катушку). Управление электромагнитными клапанами производится по команде ЭБУ трансмиссии. Шарик (см. рисунок 3.63) перекрывает или открывает слив масла из торцевой камеры перепускных клапанов-распределителей (VP1) и (VP2), золотниковый механизм которых силой давления масла передвигается в соответствующие положения, при которых масло, проходя через последовательный клапан (VS), поступает к исполнительным цилиндрам механизмов включения тормозов и фрикционных муфт.

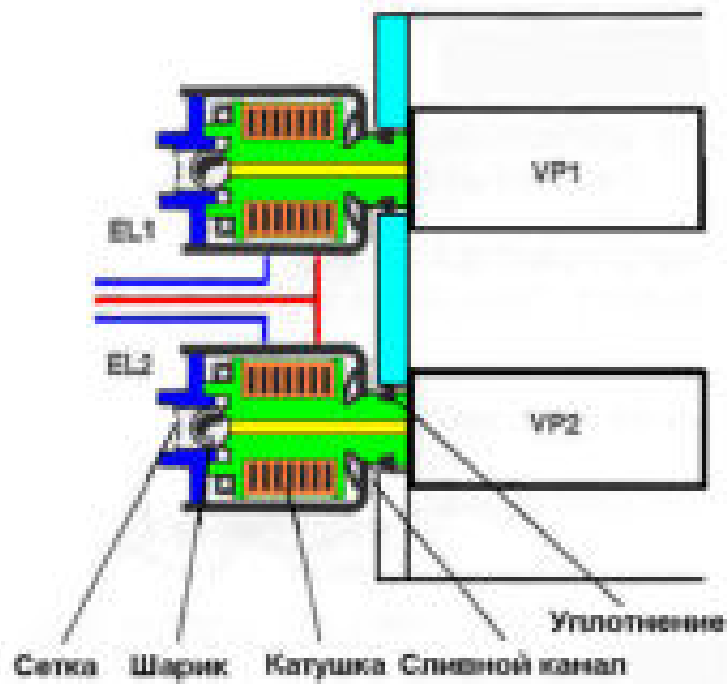


Рисунок 3.62 – Схематическое изображение электромагнитных клапанов EL1 и EL2.

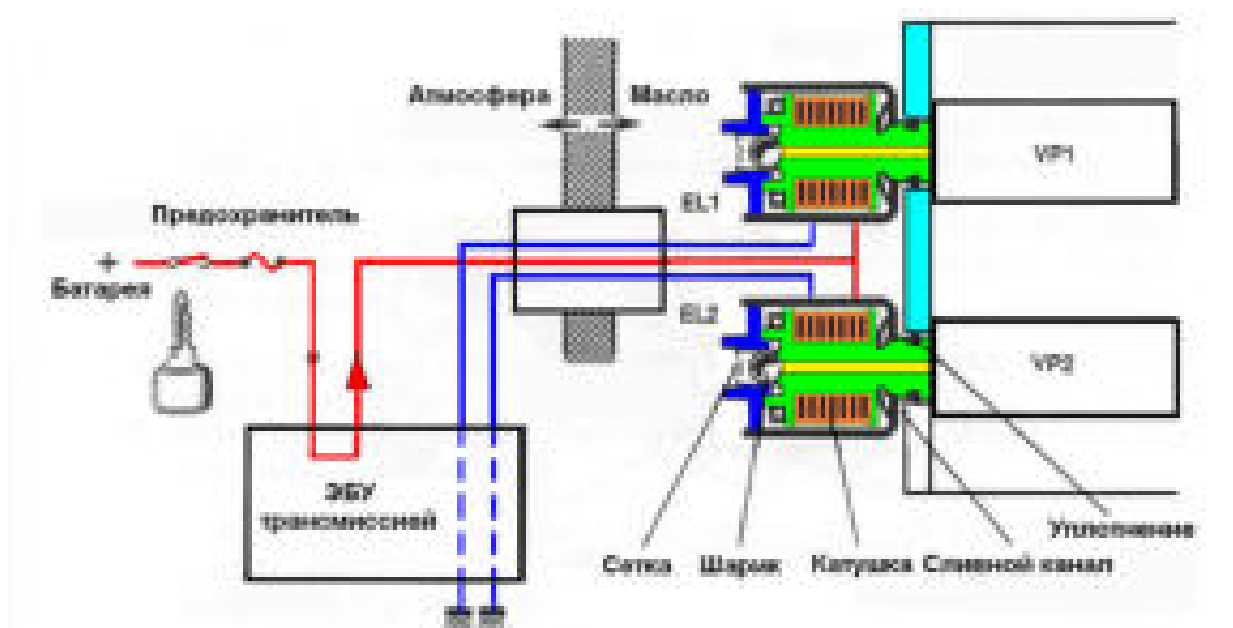


Рисунок 3.63 – Схема управления электромагнитными клапанами EL1 и EL2.

Электромагнитные клапаны состоят из: корпуса; осевого масляного канала; стального шарика, и сетчатой шайбы, предотвращающей выпадение шарика из корпуса клапана. Электрическая катушка (соленоид), играет роль электромагнита, притягивающего шар к корпусу, тем самым, перекрывая путь слива масла из торцевой части клапана-распределителя. Для предотвращения

подтекания масла на корпусе электромагнитного клапана установлено резиновое уплотнительное кольцо.

Шарик покрыт тонким слоем меди, которая предотвращает его намагничивание и приклеивание к корпусу. В корпусе держателя электромагнитных клапанов установлен магнит, предназначенный для сбора любых металлических частиц, который могут затруднить движение шариковых клапанов.

Катушки (соленоиды) электромагнитных клапанов получают электрическое питание через замок зажигания, предохранитель и электрические приборы управления и соединяются с массой через внутренние цепи электронного блока управления трансмиссией после переработки информации, поступающей на ЭБУ от датчиков. Блок управления трансмиссией готов к приему поступающей от датчиков информации и выдачи управляющих сигналов, как только замок зажигания будет переведен в положение «ON» (включено зажигание).

Когда электрическая цепь снабжения электромагнита замыкается, катушка создает магнитное поле, шарик притягивается и масляный канал перекрывается. Если электрическая цепь размыкается, шарик перестает притягиваться к седлу клапана, и масло получает возможность вытекать из масляного канала.

3.2.7.4 Клапан ограничения давления (VLP)

Выходя из насоса, масло поступает в корпус клапана ограничения давления (VLP), далее поступает к средней проточке распределительного клапана 1 (см. рисунок 3.64), откуда направляется к гидротрансформатору 5 и в систему смазки автоматической трансмиссии. Когда сила, созданная давлением масла, возвращающегося к торцу клапана 1, становится больше, чем сила сжатия пружины 3, клапан 1 перемещается вправо для того, чтобы заблокировать выходной канал поступления масла к гидротрансформатору и в систему смазки автоматической трансмиссии, одновременно открывая путь сброса

масла через канал, расположенный под пружиной 3. Давление масла, поступающего в проточку клапана, а так же под торец клапана 1, снижается и пружина 3 возвращает клапан в исходное положение, закрывая отверстие слива масла и восстанавливая снабжение гидротрансформатора и системы смазки. Благодаря установке жиклера давление в системе смазки механизмов коробки передач и снабжения гидротрансформатора стабилизируется на уровне 3 кг/см². При этом рабочее давление, создаваемое насосом, не претерпевает значительных колебаний.

Шариковый клапан 4, называется «клапаном безопасности» и предохраняет насос и гидравлические линии от поломки. Клапан откроется в случае избыточного давления выше 19 кг/см².

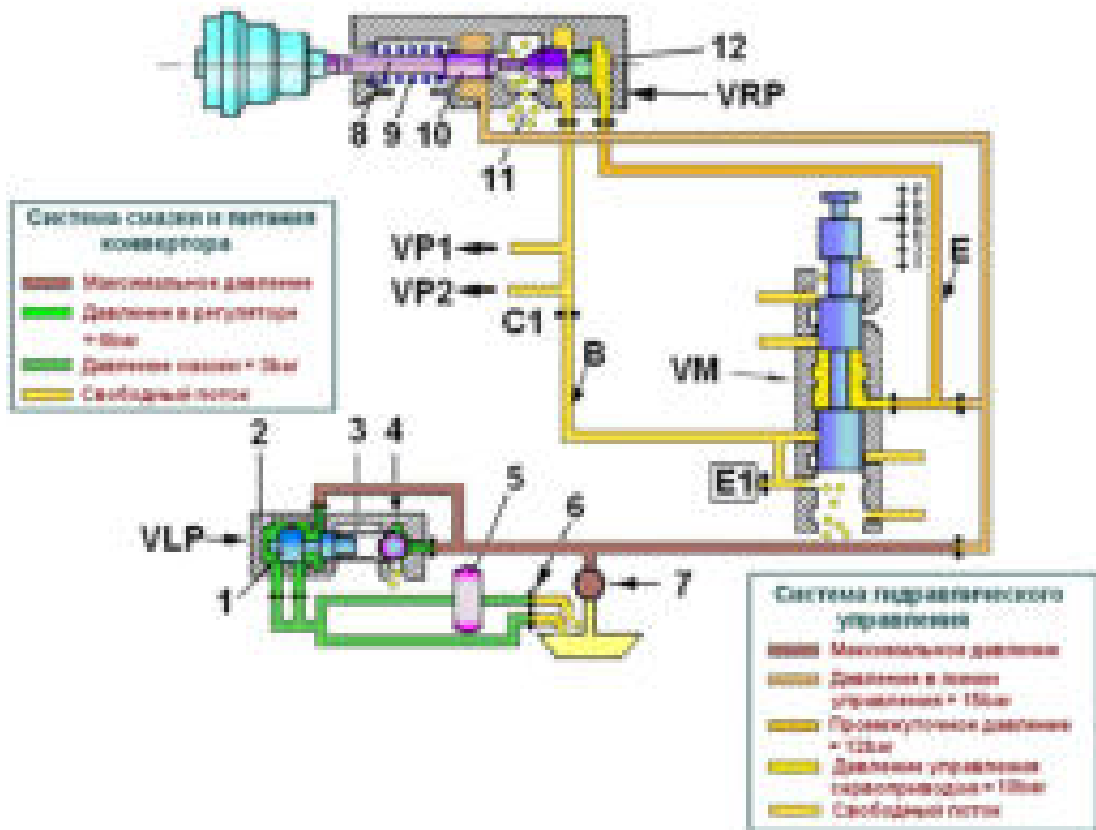


Рисунок 3.64 – Схема гидравлического управления.

3.2.7.5 Клапан выбора диапазона (селектор) VM

В корпусе клапана находится подвижный многоступенчатый плунжер,

который перемещается внутри корпуса клапана рычагом селектора и позволяет выбрать необходимый режим движения или стоянки. Кроме положений, обеспечивающих неподвижное состояние автомобиля, селектор можно установить в положения, соответствующие различным режимам движения вперед или движению назад. Клапан выбора диапазонов (селектор) направляет поток масла к другим клапанам для того, чтобы обеспечить маслом фрикционные муфты и тормоза под управляющим давлением, определяемым клапаном ограничения давления VRP.

3.2.7.6 Клапан ограничения давления (VRP)

Как только шестерни масляного насоса начинают проворачиваться, масляный поток под давлением поступает к золотнику клапана 10 (см. рисунок 3.64). Давление масла увеличивается до тех пор, пока сила, оказываемая давлением масла на торцевую часть ступенчатого золотника-поршня клапана повышения давления 12, не превзойдет по величине силу сжатия пружины 9. В этом случае золотник клапана 10 перемещается влево, сжимает пружину 9, и масло начнет стекать через сливное отверстие 11. Слив части масла через отверстие 11, повлияет на падение давления в напорной магистрали, и пружина 9 вернет золотник клапана в его первоначальное положение, перекрыв сливное отверстие 11. Давление вновь начнет нарастать и цикл повторится. Жесткость пружины 9, а также диаметр золотника-поршня 12 определяют уровень давления масла.

Ранее мы говорили о необходимости регулирования давления в управляющей магистрали на трех различных уровнях, сейчас рассмотрим, как происходит процесс регулирования давления в управляющей магистрали при различных положениях селектора выбора диапазонов переключения передач.

В позициях «P», «R» и «N» селектора переключения режимов клапан выбора диапазонов (VM) находится в такой позиции, которая позволяет маслу под давлением поступать по линии управления давлением (E), помеченной на

рисунке 3.65 позицией 5, в торцевую камеру 4 золотника-поршня клапана повышения давления. Поршень, упираясь в торец клапана ограничения давления TR, передает усилие на весь золотниковый механизм клапана (VRP). Хотя давление масла проходящего через два жиклера, и поступающего к торцевой части клапана повышения давления, невелико, однако это давление способно переместить золотник ограничения давления влево, предоставляя возможность слива масла из главной управляющей магистрали гидравлической системы через коническую часть клапана ограничения давления и отверстие (А).

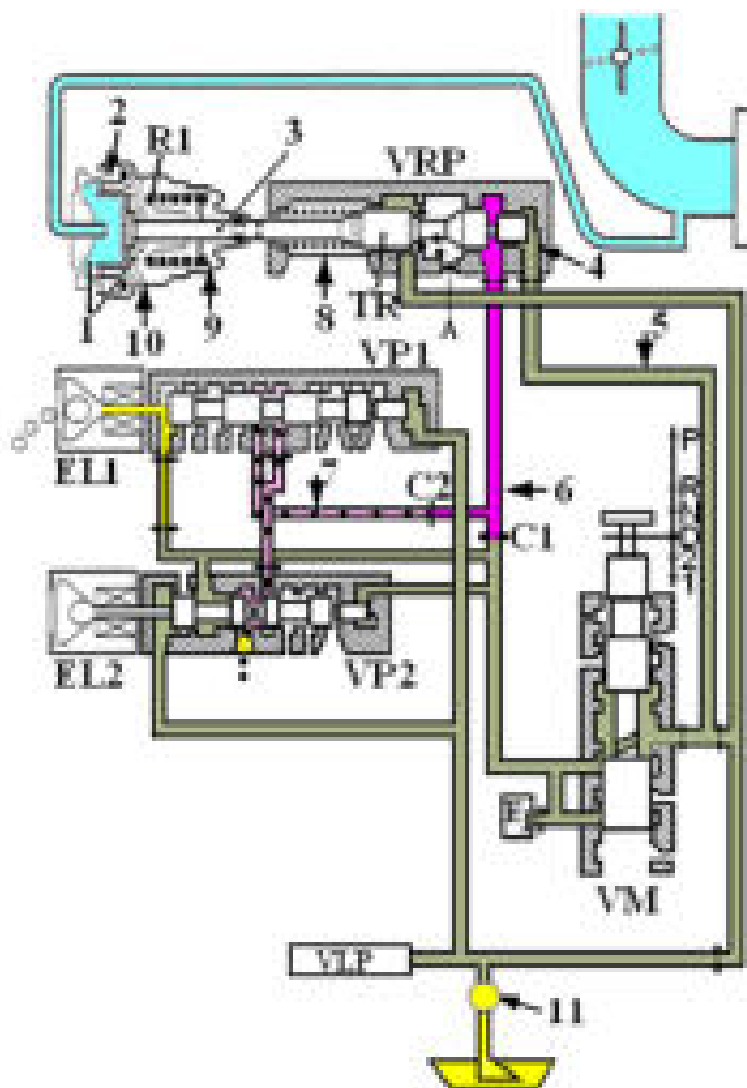


Рисунок 3.65 – Схема гидравлического управления.

Так как многоступенчатый плунжер клапана (VM) находится в позиции, не позволяющей маслу поступать по линии 6 к ступенчатой части клапана повышения давления, на весь золотниковый механизм клапана ограничения дав-

ления (VRP) действует только давление масла, поступающего в торцевую камеру 4. Управляющее давление в этих трех положениях клапана выбора диапазонов устанавливается на его максимальном уровне.

В положениях «1-фиксированная» или «1-автоматическая» селектора переключения режимов клапан выбора диапазонов (VM) находится в положениях, позволяющих потоку масла поступать не только в торцевую камеру 4 золотника-поршня клапана повышения давления, но и через жиклер (C1) по каналу 6 к средней части золотника клапана повышения давления (VRP). Суммарное действие двух потоков масла сдвинет золотник еще левее, обеспечивая чуть больший слив масла, чем это было в рассмотренной выше позиции клапана выбора диапазонов. Так как электромагнитный клапан (EL1) находится в открытом состоянии, золотник перепускного клапана распределителя (VP1) под действием давления масла, поступающего от насоса к торцевой части золотника, перемещается влево. Часть масла, проходя через жиклер (C2), открытый канал перепускного клапана-распределителя (VP1) поступает к перепускному клапану-распределителю (VP2). Электромагнитный клапан (EL2) этого клапана закрыт и масло, поступающее к торцу золотника перепускного клапана (VP2), перемещает его вправо, позволяя маслу, поступающему от перепускного клапана-распределителя (VP1), через открытый канал уходить на слив.

Следовательно, в этих двух положениях клапана выбора диапазонов (VM) на весь золотниковый механизм клапана ограничения давления (VRP) действует давление масла, поступающего в торцевую камеру 4, и давление масла, поступающего в среднюю часть клапана повышения давления. Однако давление масла, поступающего в эту часть золотника невелико, так как часть масла может уходить на слив через жиклер C2 и открытые линии слива перепускных клапанов-распределителей (VP1) и (VP2), давление в системе управления установится на среднем уровне.

В позициях «D» и «(2 – 1) автоматически» селектора переключения диа-

пазонов поток масла, проходящий через управляющую систему подобен потоку, на 1-ой передаче, но электромагнитный клапан (EL1), так же как и электромагнитный клапан (EL2) закрыты. Перемещение золотника перепускного клапана вправо (VP1) приводит к прекращению слива масла, проходящего через жиклер (C2). Давление масла в каналах (B) и (C) возрастает, что вызывает большее перемещение золотника регулирующего клапана (VRP) влево и, как следствие, больший слив масла из главной управляющей магистрали гидравлической системы. В результате, давление в системе в этих позициях клапана выбора диапазонов установится на минимальном уровне.

3.2.7.7 Вакуумный клапан

Вакуумный клапан расположен на конце клапана-регулятора давления (VRP) и состоит из стержня 3 (см. рисунок 3.65), соединенного с одной стороны с золотником клапана ограничения давления (TR), с другой стороны - с диафрагмой. Диафрагма 10 делит вакуумный клапан на две камеры – вакуумную, соединенную с задроссельным пространством впускной магистрали двигателя, и атмосферную камеру. Пружина (R1) расположенная со стороны стержня, воздействует через упорную чашку 9 на стержень 3, соединенный с золотником клапана (TR), силой упругой деформации старается переместить его вправо. Направления силы упругой деформации пружины (R1) вакуумного клапана совпадает по направлению с силой упругой деформации пружины (R) клапана-регулятора давления (VRP).

Когда двигатель работает на холостом ходу, дроссельная заслонка закрыта. Разрежение, сформированное в задроссельном пространстве, воздействует на диафрагму вакуумного клапана и перемещает её влево, потянув за собой стержень, соединенный с золотником (TR). Движение диафрагмы влево сопровождается сжатием пружин (R1) и (R). Золотник (TR) клапана-регулятора давления перемещается вслед за стержнем влево, предоставляя возможность маслу свободно сливаться через окно (A). Работа вакуумного клапана на

холостом ходу двигателя позволяет согласовывать крутящий момент, создаваемый двигателем с давлением в автоматической трансмиссии. Низкое давление на холостом ходу позволяет не нагружать двигатель, но как только водитель нажмет на педаль газа, открыв дроссельную заслонку, давление в задрроссельном пространстве возрастет до атмосферного. Пружина (R1) и (R) возвращает золотник (TR) вправо, частично перекрывая слив масла. Давление в системе возрастает, пропорционально величине открытия дроссельной заслонки, то есть нагрузке, воспринимаемой двигателем.

3.2.8 Гидравлическое управление автоматической трансмиссией МВЗ

Размещенная на рисунке 3.66 схема представляет в собранном виде весь масляный контур распределителя, включая насос и масляный поддон.

Схема содержит: масляный насос (P); клапан-регулятор давления (VRP); перепускные клапаны-распределители (VP1) и (VP2); клапан выбора диапазонов (VM); клапан ограничения давления (VLP); последовательный клапан (VS); электромагнитные клапаны (EL1) и (EL2); исполнительные цилиндры фрикционных муфт (E1) и (E2) и тормозов (F1) и (F2); масляных каналов (B; C; E); каналов сброса масла (D); жиклеров (GT-PT).

На схеме для пояснения введены графические обозначения, соответствующие различным давлениям:

А – Высокое давление используемое для включения исполнительных механизмов тормозов и фрикционных муфт, а также для перемещения плунжеров внутри клапанов;

В – Высокое давление, не используемое для включения цилиндров фрикционных муфт и тормозов, но перемещающее плунжеры внутри клапанов;

С – Низкое давление, используемое для смазки и снабжения гидротрансформатора, а так же участвующее в перемещении плунжеров золотниковых механизмов (клапанов);

D – Слив масла (свободный поток масла).

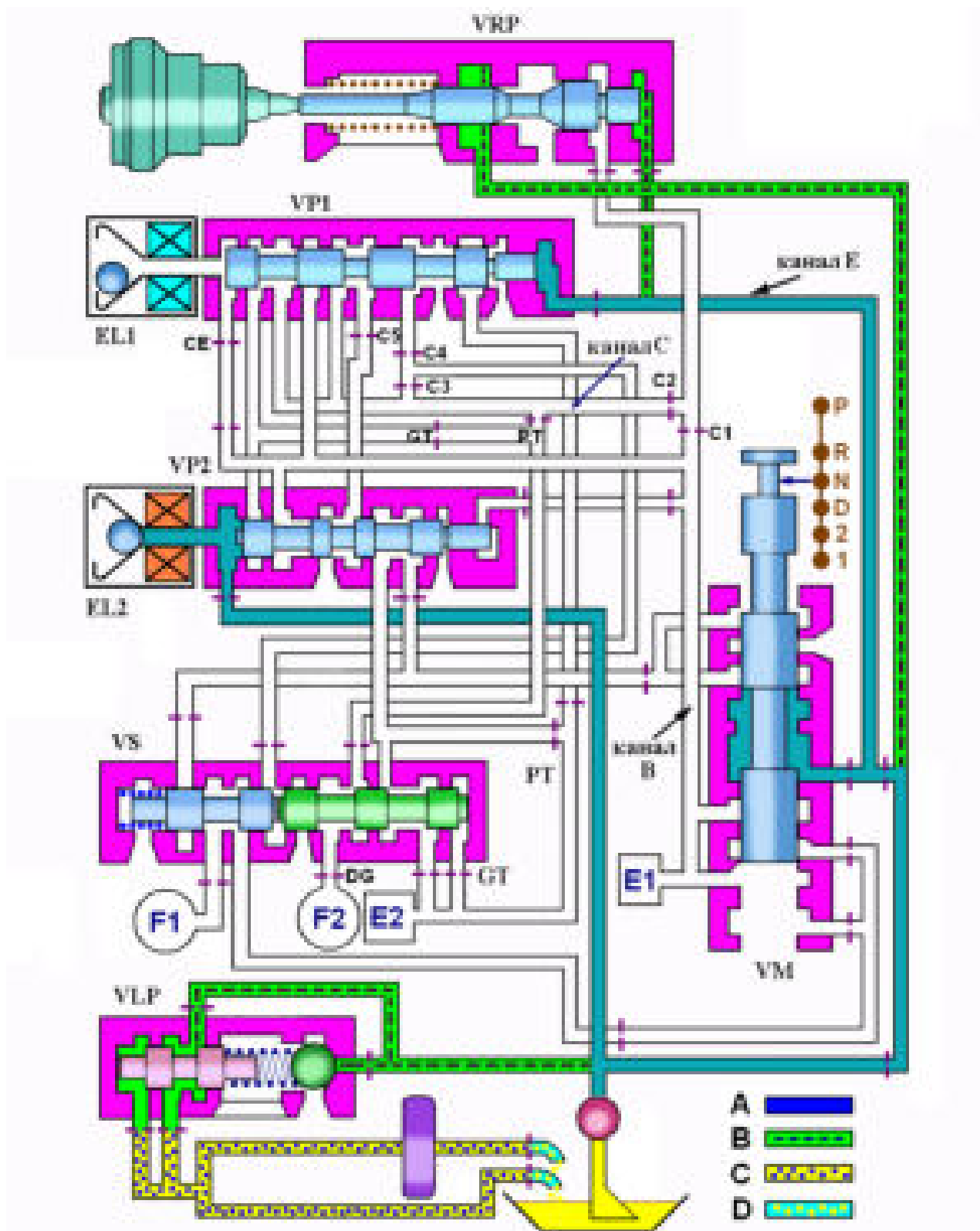


Рисунок 3.66 – Схема гидравлического управления позиция «N».

Позиция «N» – нейтраль и «P» – парковка.

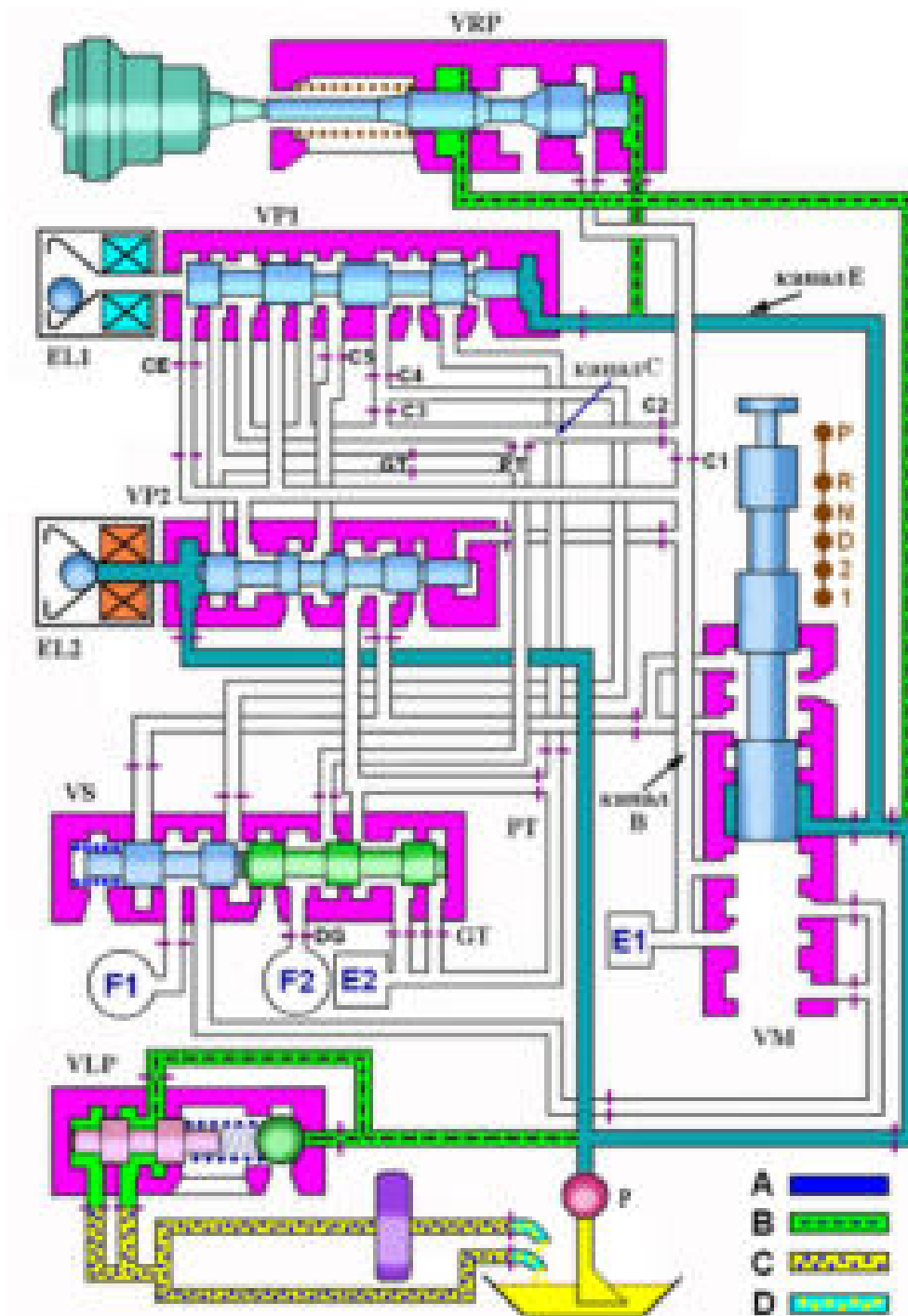


Рисунок 3.67 – Схема гидравлического управления позиция «Р».

В эти две позиции («N» - см. рисунок 3.66, «P» - см. рисунок 3.67) клапан выбора диапазонов (VM) переводится вручную с помощью рычага выбора режимов (селектора).

Как только водитель повернет ключ в замке зажигания, электромагнитный клапан (EL2) перекроет выход масла через отверстие сброса масла электромагнитного клапана, в то время как электромагнитный клапан (EL1) останется открытым, так как на его соленоид не будет подаваться напряжение.

Масляный насос приводится во вращение от коленчатого вала, поэтому сразу же после пуска двигателя насос начнет подавать масло в каналы распределителя и во все механизмы трансмиссии.

Масло в распределителе будет двигаться по следующим направлениям:

Через клапан ограничения давления (VLP) к гидротрансформатору и в систему смазки трансмиссии;

По каналу (E) масло будет поступать к торцевой части золотника клапана-регулятора давления (VRP), смещая его влево;

Через канал главной управляющей магистрали гидравлической системы, и открывшееся сливное отверстие клапана-регулятора давления (VRP) небольшое количество масла будет сливаться из магистрали, снижая давление в системе;

По каналу (E) масло будет поступать к торцу перепускного клапана-распределителя (VP1), смещая его плунжер влево;

Так как электромагнитный клапан (EL2) закрыт, поступающее к левому торцу золотника перепускного клапана-распределителя (VP2) сместит его плунжер вправо.

Гидравлические цилиндры, включающие фрикционную муфту (E1), подключенную непосредственно к клапану выбора диапазонов (VM), цилиндры тормозов (F1) и (F2), а также исполнительный цилиндр фрикционной муфты (E2), подключенные к последовательному клапану (VS), в этом положении клапанов (VP1), (VP2) и (VS), не будут снабжаться маслом под давлением. Следовательно, все исполнительные механизмы будут иметь возможность свободного вращения.

Позиция «R» – задний ход.

В этой позиции клапана выбора диапазона (VM) его плунжер (см. рисунок 3.68) обеспечивает поступление масла через последовательный распределительный клапан (VS) к тормозу (F1), а также через перепускной клапан-распределитель (VP2) к фрикционной муфте (E2).

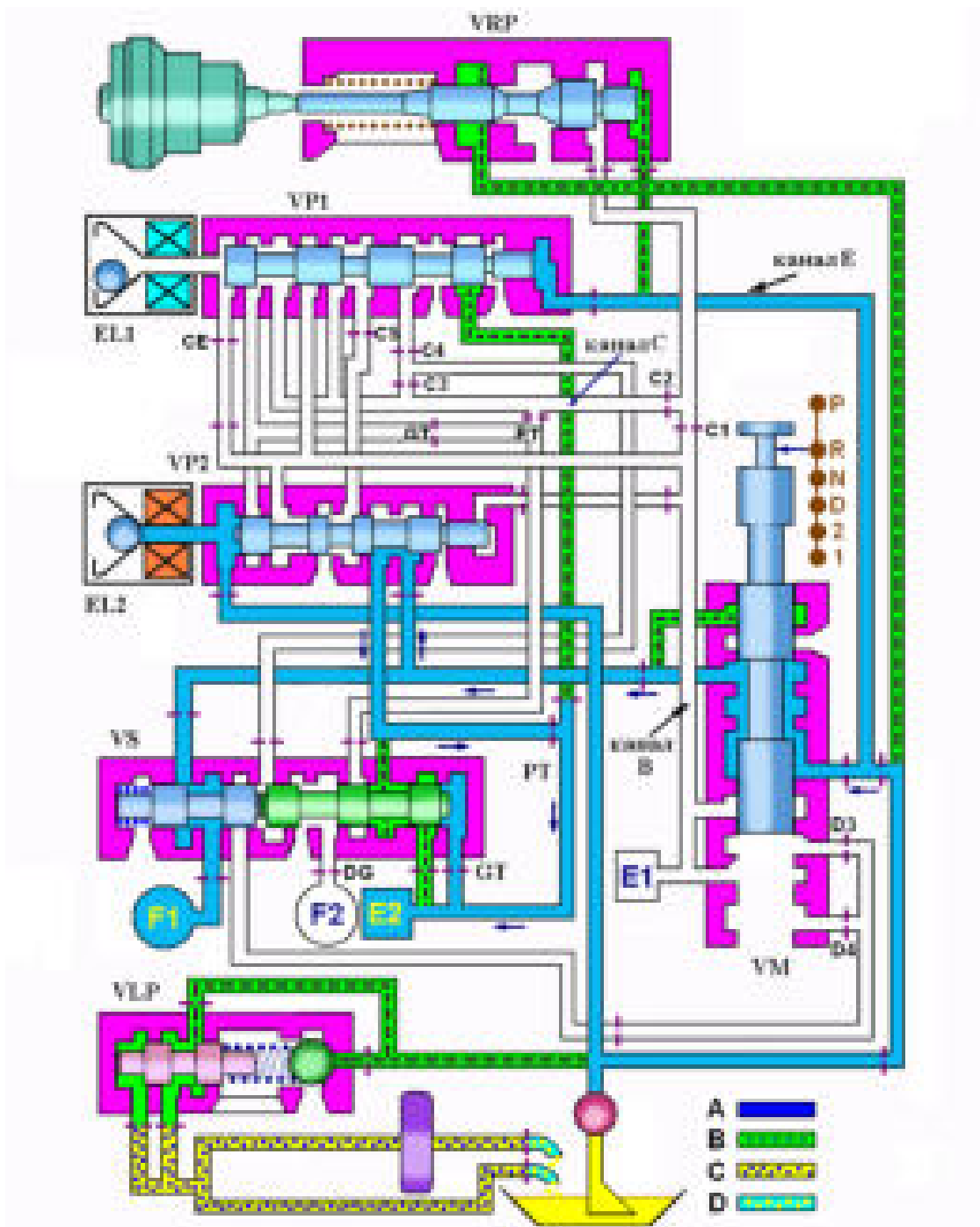


Рисунок 3.68 – Схема гидравлического управления позиция «R».

Масло от насоса по каналу поступает к левому торцу плунжера перепускного клапана-распределителя (VP2). Так как электромагнитный клапан (EL2) закрыт, масло не может сливаться через его пропускное отверстие, следовательно, давление масла, действующее на торцевую поверхность плунжера, смещает его вправо. При смещении плунжера вправо появляется возможность пропуска поступающего через цилиндрическую проточку клапана

выбора диапазонов (VM) к распределительному клапану (VP2) масла в исполнительный цилиндр фрикционной муфты (E2).

Как только масло начнет сжимать диски фрикционной муфты давление в питающей её исполнительный цилиндр магистрали начнет возрастать. Рост давления способствует перемещению составного плунжера последовательного клапана (VS) вправо, этот золотник упрется в двойной золотник последовательного клапана (VS), перемещая его влево. Составной плунжер открывает проход масла через его цилиндрическую проточку к тормозу (F1).

Последовательное включение фрикционной муфты (E2) и тормоза (F1) обеспечивается установкой жиклера большого сечения (PT) и в канале, питающем исполнительный цилиндр муфты (E2), и жиклера малого сечения (GT) в канале, по которому масло поступает к торцу тройного золотника последовательного клапана (VS). Наличие жиклера малого сечения и позволяет произвести включение тормоза (F1) с некоторой задержкой по отношению момента включения фрикционной муфты (E2).

Так как в клапан-регулятор давления (VRP) масло поступает только по одному каналу и направляется к торцевой части его золотника (TR), а в момент включения передачи заднего хода педаль газа отпущена, вакуумный клапан перемещает золотник (TR) еще дальше влево. При этом масло интенсивно сливается через выпускное отверстие клапана-регулятора давления (VRP), снижая давление в управляющей цепи до минимума. Это позволяет произвести плавное включение фрикционной муфты (E2) и тормоза (F1), но автомобиль двигаться пока не будет, то есть механизмы трансмиссии будут остановлены, ожидая увеличения крутящего момента, поступающего от гидротрансформатора.

Как только водитель нажмет на педаль газа, разрежение в задрессельном пространстве впускной магистрали начнет снижаться, и вакуумный клапан отпустит золотник (TR), при этом возрастет давление в управляющей гидравлической линии. Одновременно увеличится поступление масла в гидротрансформатор, который начнет вращать механизмы трансмиссии, обеспечивая движение автомобиля. Высокое давление во время включения заднего хода

необходимо для того, чтобы автомобиль мог двигаться на малом газу.

Исполнительный цилиндр фрикционной муфты может быть освобожден от масла через сливное отверстие (D1) клапана выбора диапазона (VM) если его плунжер будет переведен в позицию «N» – нейтраль, или «P» – парковка. Может освободиться от масла через сливное отверстие (D2) при перемещении плунжера клапана выбора диапазона в положение «D» – драйв, положении «2-1», или положении «1» селектора выбора диапазонов.

Исполнительный цилиндр тормоза (F1) может освободиться от масла через последовательный клапан (VS), если его составные плунжеры возвратной пружины будут перемещены до упора вправо, а затем через сливное отверстие (D4), если клапан выбора диапазона будет переведен в положение «N» – нейтраль. Сброс масла возможен и через сливное отверстие (D3), если клапан выбора диапазона будет переведен в положение «P» – парковка. Исполнительный цилиндр тормоза (F1) может освободиться от масла через сливное отверстие (D2), если двойной плунжер последовательного клапана (VS) будет переведен влево навстречу возвратной пружине клапана путем подачи масла между составными плунжерами последовательного клапана (VS). Это положение два плунжера последовательного клапана (VS) занимают при переводе клапана выбора диапазона в положение «D» или «2-1».

При возникновении неисправности в системе энергоснабжения электромагнитного клапана (EL2) шарик откроет слив масла из торцевой полости перепускного клапана-распределителя (VP2). Падение давления в торцевой полости будет сопровождаться перемещением плунжера клапана-распределителя (VP2) влево, что вызовет прекращение подачи масла к исполнительному цилиндру (E2) и к торцу тройного золотника последовательного клапана (VS). Составные плунжеры последовательного клапана (VS) силой сжатия возвратной пружины клапана переместятся вправо, обеспечивая возможность слива масла из исполнительного цилиндра тормоза (F1) через сливные отверстия (D3) и (D4) клапана выбора диапазона (VM).

Позиция «D» – драйв. Переключение в восходящем режиме.

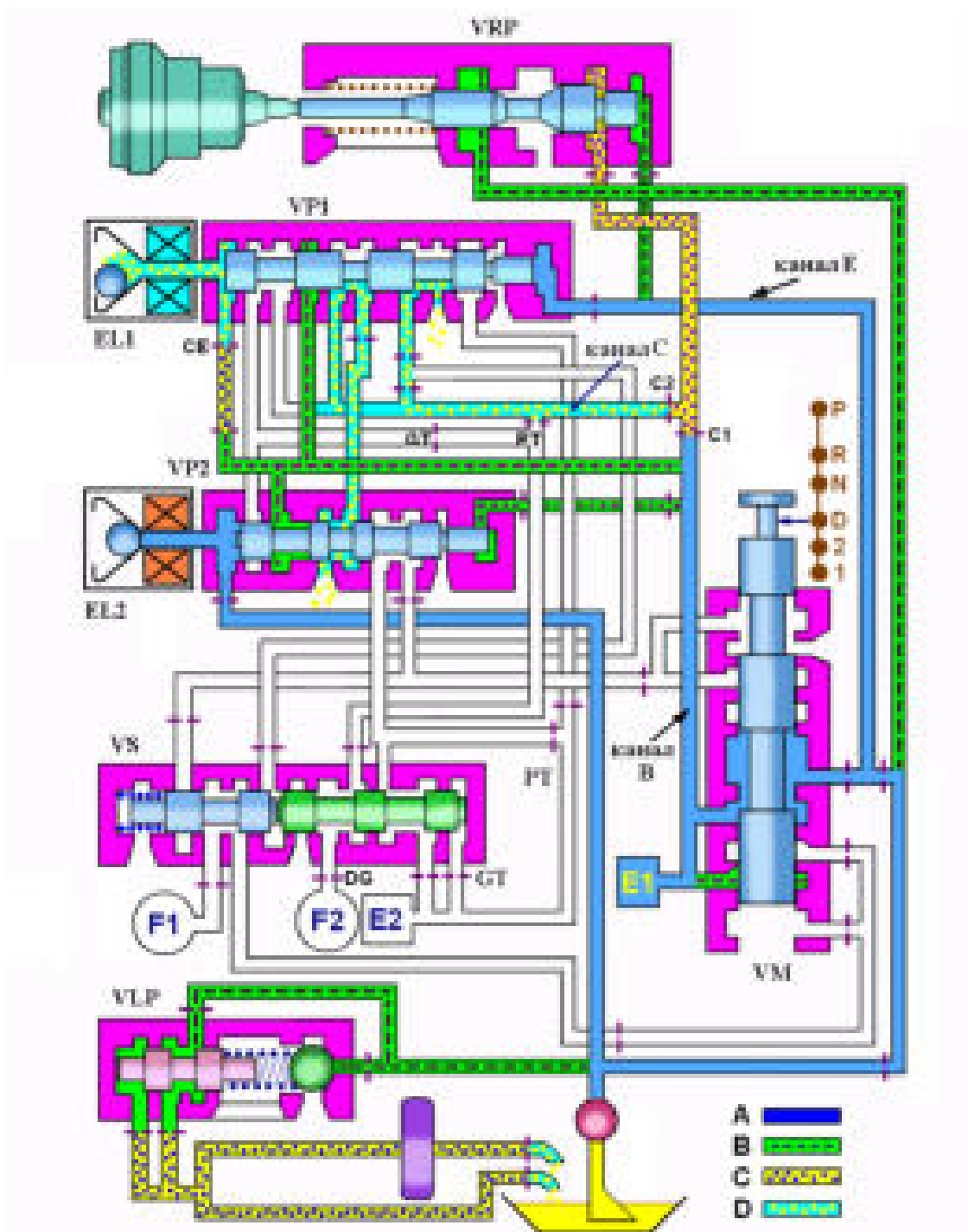


Рисунок 3.69 – Схема гидравлического управления позиция «D».

В этой позиции (см. рисунок 3.69) клапан выбора диапазона (VM) через свою цилиндрическую проточку в плунжере обеспечивает прямое снабжение маслом исполнительного цилиндра фрикционной муфты (E1). Электромагнитный клапан (EL1) обесточен, то есть его шарик открыт, что обеспечивает возможность перемещения плунжера перепускного клапана-распределителя (VP1) влево силой воздействия давления масла, поступающего в правую торцевую полость этого клапана.

Электромагнитный клапан (EL2) задействован, то есть, закрыт, что вызывает перемещение плунжера клапана-распределителя (VP2) вправо.

Проходящий через клапан выбора диапазона (VM) поток масла поступает не только к исполнительному цилиндру фрикционной муфты (E1), но и через жиклер (C1) к клапану-регулятору давления (VRP). Жиклер (C2) пропускает часть масла через перепускной клапан-распределитель (VP1) на слив, снижая давление масла, подаваемого к клапану-регулятору давления (VRP). Совместное воздействие масла, подаваемого к торцу поршня по каналу (E) и масла, поступающего через жиклер (C1) к ступенчатой части плунжера клапана-регулятора давления (VRP) вызывает значительное снижение давления в гидравлической системе трансмиссии. А если ещё и дроссельная заслонка закрыта, то вакуумный клапан позволяет опустить это давление почти до нуля, но это только при закрытой дроссельной заслонке. Как только водитель нажмет на газ, давление сразу же начнет возрастать, обеспечивая силу сжатия фрикционных дисков муфты (E1).

Перевод селектора выбора диапазонов в положение «D» – драйв вызовет соответствующее перемещение плунжера клапана выбора диапазона (VM). Обратите внимание, что автоматическое переключение с первой передачи на вторую, затем третью, и наоборот, не вызовет измерения снабжения исполнительного цилиндра фрикционной муфты (E1), то есть она останется все это время включенной.

Мы ранее разбирали ситуацию, когда на первой передаче кроме фрикционной муфты (E1) не требовалось дополнительного гидравлического включения каких-либо исполнительных механизмов, так как муфта свободного хода обеспечивала неподвижность каретки сателлитов (водило) (PS2) второго планетарного ряда. Если вы забыли это, еще раз посмотрите рисунок 3.47 и соответствующую часть пояснительного текста, описывающего переключение передач в восходящем режиме.

Позиция «D» – Начальный этап переключения с 1-й передачи на 2-ю.

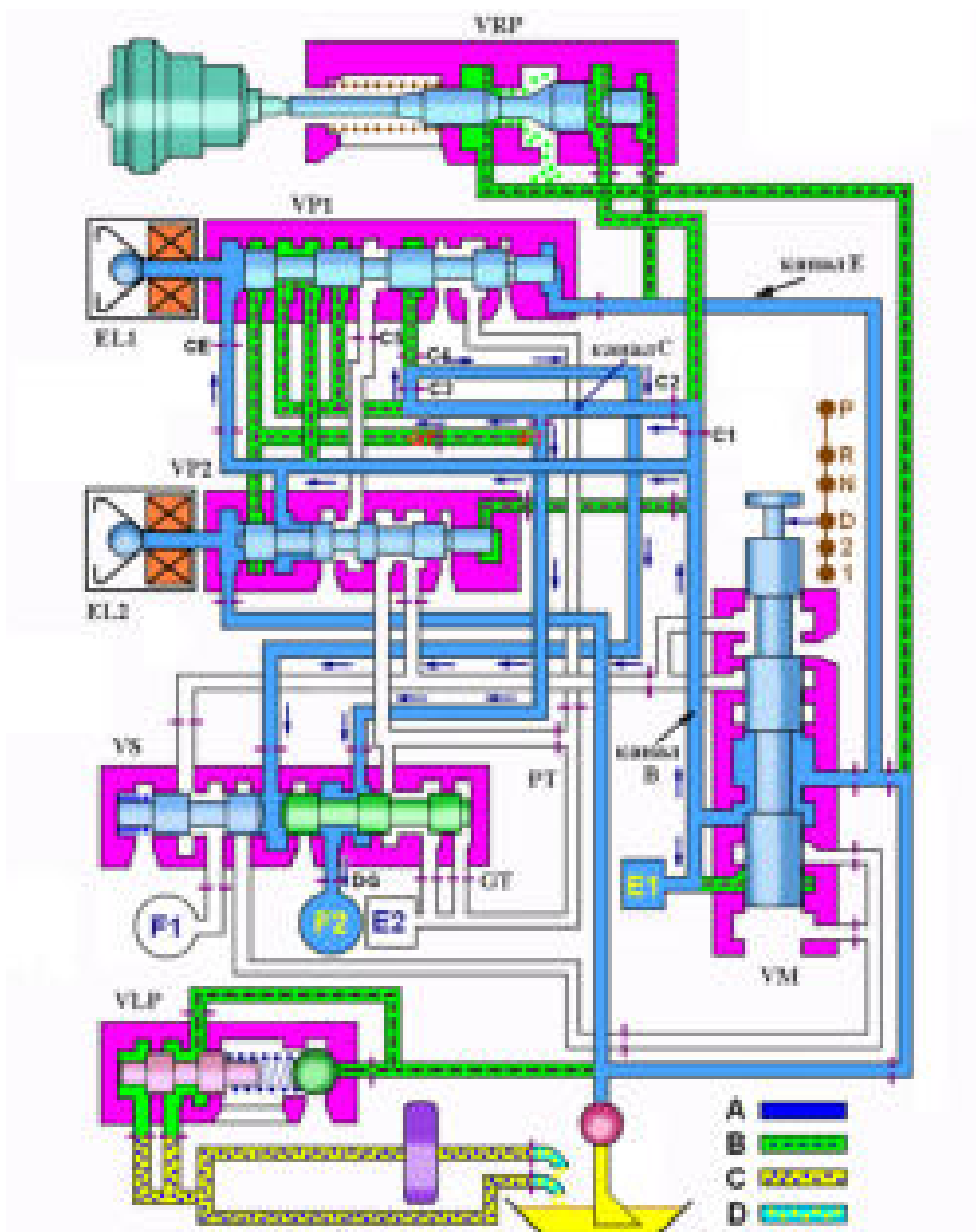


Рисунок 3.70 – Схема гидравлического управления позиция «D» начальный этап переключения с 1-й передачи на 2-ю.

Как только скорость вращения коленчатого вала достигнет значения 5212 об/мин, электронный блок управления автоматической трансмиссии подаст электрическое напряжение на электромагнитный клапан (EL1), включая его (см. рисунок 3.70). Шарик притянется электромагнитом к седлу клапана, закрывая сливное отверстие.

Давление масла, воздействуя на левую торцевую поверхность золотника перепускного клапана-распределителя (VP1), передвигая его вправо до упора.

При этом поток жидкости, ранее проходящий через жиклеры (С2) и (С3), затем, через перепускные клапаны-распределители (VP2) и (VP2) на слив, перекрывается цилиндрической частью золотника клапана-распределителя (VP1). В перекрытом канале за жиклером (С2) давление начнет возрастать, что приведет к поступлению масла между составным плунжером последовательного клапана (VS). Два плунжера раздвинутся в разные стороны, обеспечив возможность поступления масла под давлением через жиклер (PT) и открытый канал последовательного клапана (VS) к исполнительному цилиндру тормоза (F2). Необходимо отметить, что при движении на второй передаче оба электромагнитных клапана (EL1) и (EL2) будут находиться во включенном состоянии, а слив масла через клапан (VRP) увеличится. Это приведет к ещё большему падению давления в управляющих магистралях.

Позиция «D» – Второй этап переключения с 1-й передачи на 2-ю.

В описанном выше положении (см. рисунок 3.70) управляющие элементы будут удерживаться только в начальный период до разгона коленчатого вала двигателя примерно 2500 об/мин, затем электронный блок управления подаст сигнал на второй этап включения (см. рисунок 3.71). Начало второго этапа переключения связано с прекращением подачи напряжения на электромагнитный клапан (EL2), шарик которого отойдет от гнезда, обеспечивая слив масла от левой торцевой части плунжера перепускного клапана-распределителя (VP2).

Плунжер перепускного клапана-распределителя (VP2) переместится влево, так как на его правую торцевую часть действует давление поступающего из канала (B) масла, а слева – давление исчезнет, так как будет открыт электромагнитный клапан (EL2). Если ранее (см. рисунок 3.70) к исполнительному цилиндру тормоза (F2) масло под давлением поступало через три последовательно установленных жиклера, включая жиклер (PT), теперь же (см. рисунок 3.71) масло начнет поступать через перепускной клапан-распределитель (VP2) и один жиклер (GT), следовательно, и давление, подаваемое к тормозу

(F2) возрастет. Через три жиклера, включая (PT), масло к тормозу (F2) поступает с меньшим давлением, что позволяет на первом этапе включения второй передачи производить плавное сцепление фрикционных дисков тормоза (F2) за счет частичного их проскальзывания.

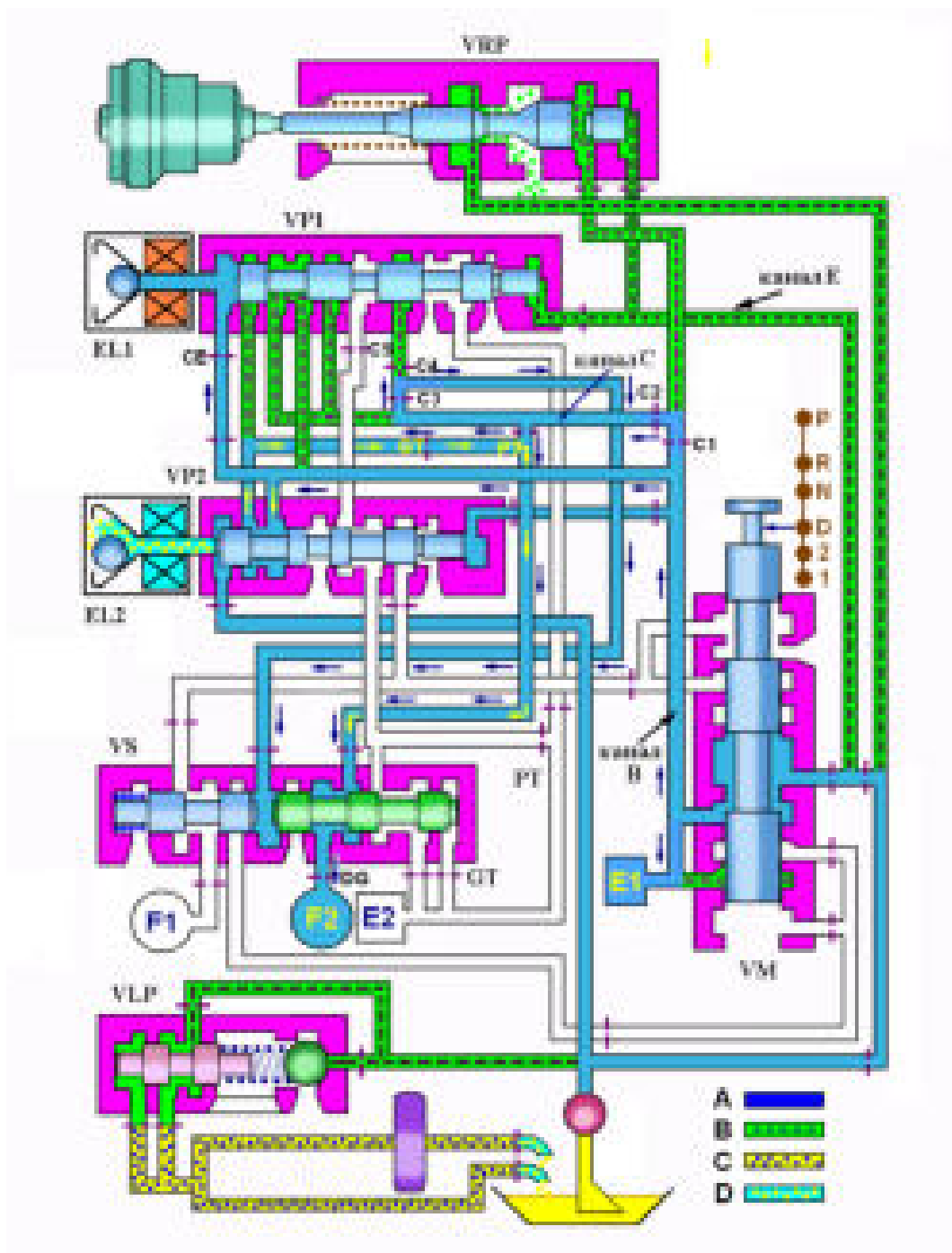


Рисунок 3.71 – Схема гидравлического управления позиция «D» второй этап переключения с 1-й передачи на 2-ю.

Позиция «D». – Плавное переключение со второй на 3-ю передачу.

Если после окончания второго этапа включения второй передачи обороты двигателя будут продолжать повышаться, электронный блок управления трансмиссией начнет переключение со второй передачи на третью. Происходить это будет тоже в два этапа.

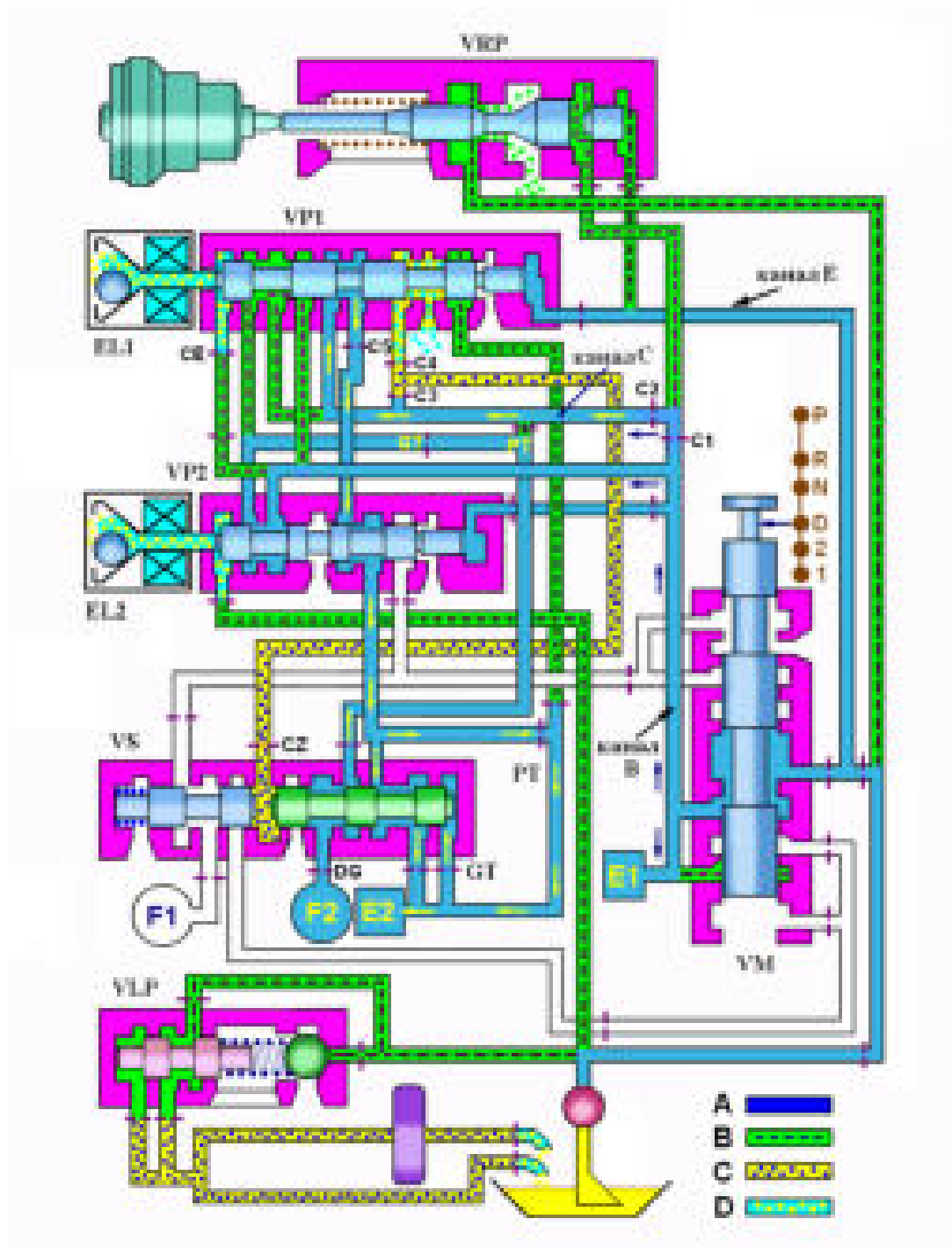


Рисунок 3.72 – Схема гидравлического управления позиция «D» плавное переключение со второй на 3-ю передачу.

Примерно на частоте вращения 4500 об/мин электронный блок управле-

ния прекратит подачу напряжения на электромагнитный клапан (EL1) (см. рисунок 3.72). Масло получит возможность выхода из левой торцевой камеры перепускного клапана-распределителя (VP1). Плунжер клапана-распределителя (VP1) под действием давления масла, поступающего в его правую торцевую камеру, начнет перемещение справа налево. При этом произойдет соединение каналов, по которым масло под давлением начнет поступать через перепускной клапан-распределитель (VP2) и последовательный клапан (VS) к исполнительному цилиндру фрикционной муфты (E2), а также в правую торцевую камеру последовательного клапана (VS). Составной плунжер последовательного клапана (VS) станет перемещаться влево, навстречу действию силе от давления масла, поступающего между двойным и тройным золотником через жиклер (C3). Необходимо отметить, что давление масла, поступающего между плунжерами последовательного клапана (VS), снизится, так как часть масла, поступающего через жиклер (C3), получит возможность слива через жиклер (C4) и открывшийся канал слива перепускного клапана распределителя (VP1). Ранее этот канал слива был перекрыт плунжером клапана (VP1).

Пропускная способность жиклеров (C3) и (C4), а также жиклера (GT) подобрана так, что давление в питающей полости между плунжерами последовательного клапана (VS) будет плавно снижаться, что вызовет такое же плавное перемещение плунжера этого клапана влево (см. рисунок 3.73). Давление в исполнительном цилиндре фрикционной муфты (E2) будет плавно повышаться, а исполнительный цилиндр тормоза (F2) получит сообщение с отверстием для слива масла, причем это отверстие будет открываться постепенно, так же постепенно снижая давление в исполнительном цилиндре тормоза (F2) за счет установленного в линии питания его исполнительного цилиндра жиклера (DG).

Плавное переключение необходимо для обеспечения безударного соединения механизмов, передающих крутящий момент, при переходе со второй передачи на третью.

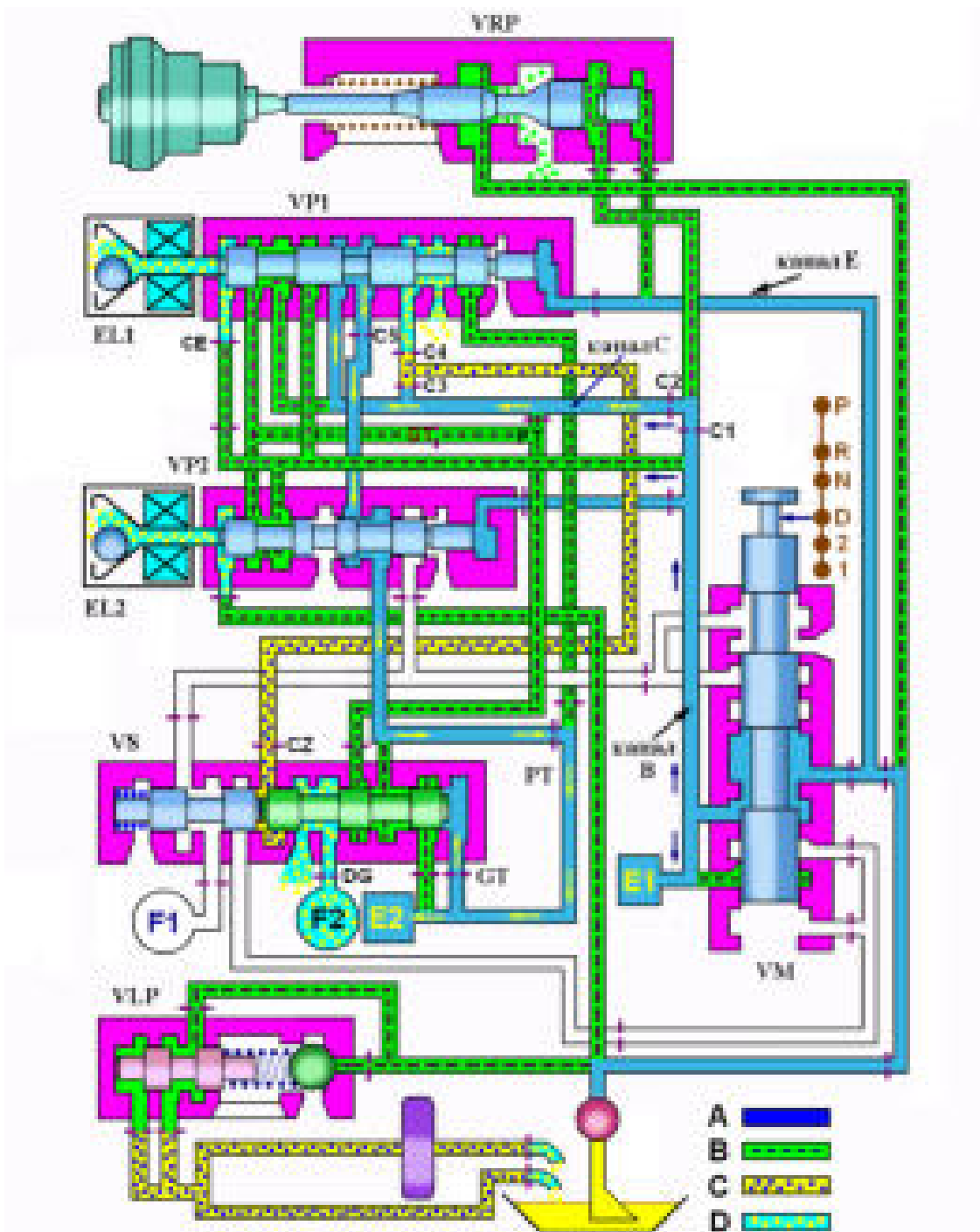


Рисунок 3.73 – Схема гидравлического управления позиция «D» плавное переключение со второй на 3-ю передачу.

Временной интервал протекания второго этапа переключения со второй передачи на третью занимает около 150 миллисекунды, но его продолжительность может быть и меньшей, так как напрямую зависит от степени нажатия на педаль газа и скорости движения автомобиля.

Позиция «D». Нисходящий режим переключения передач. Первый этап переключения с третьей передачи на вторую.

Переход с третьей передачи на вторую происходит в случае:

Движения в гору, когда нагрузка на двигатель возрастает и удержание педали газа в положении «в пол» не приводит к росту скорости или к её падению;

Торможения двигателем, то есть в случае, когда скорость автомобиля высока, но водитель снимает ногу с педали газа;

В положении, которое носит название «Kick down», например, при попытке обгона, водитель при движении автомобиля на средних скоростях резко нажимает на педаль газа.

Переключение передачи происходит в две стадии: вначале электронный блок управления подает напряжение на электромагнитный клапан (EL1). Шариковый клапан (см. рисунок 3.74) перекрывает сливное отверстие, и давление масла, поступающего в камеру с левого торца плунжера перепускного клапана-распределителя (VP1), перемещает его вправо. Это перемещение позволяет маслу, ранее сжимавшему посредством своего высокого давления диски фрикционной муфты (E2), покинуть исполнительный цилиндр через открытое сливное отверстие перепускного клапана-распределителя (VP1). Кроме того, по этому же каналу масло из правой торцевой камеры последовательного клапана (VS) получает возможность уйти на слив, но на его пути находится жиклер (GT), обеспечивающий постепенное снижение давления в торцевой камере.

Переместившийся вправо плунжер перепускного клапана-распределителя (VP1) закрывает слив масла из канала, обеспечивая увеличение подачи масла в полость между плунжерами последовательного клапана (VS). Давление поступающего в эту полость масла заставляет перемещаться плунжер вправо, постепенно выдавливая масло из правой торцевой камеры тройного золотника. Передвигающийся вправо плунжер своей цилиндрической проточкой постепенно открывает канал поступления масла в исполнительный цилиндр тормоза (F2). Давление в исполнительном цилиндре тормоза (F2) нарастает.

тает, все крепче сжимая его фрикционные диски. А в это же время масло, покидая исполнительный цилиндр фрикционной муфты (E2), постепенно освобождает её диски. Фрикционная муфта (E2) начинает проскальзывать, но тормоз (F2) подхватывает привод солнечной шестерни, переводя передачу из состояния синхронного вращения всех его звеньев к передаче с остановленным солнечным колесом.

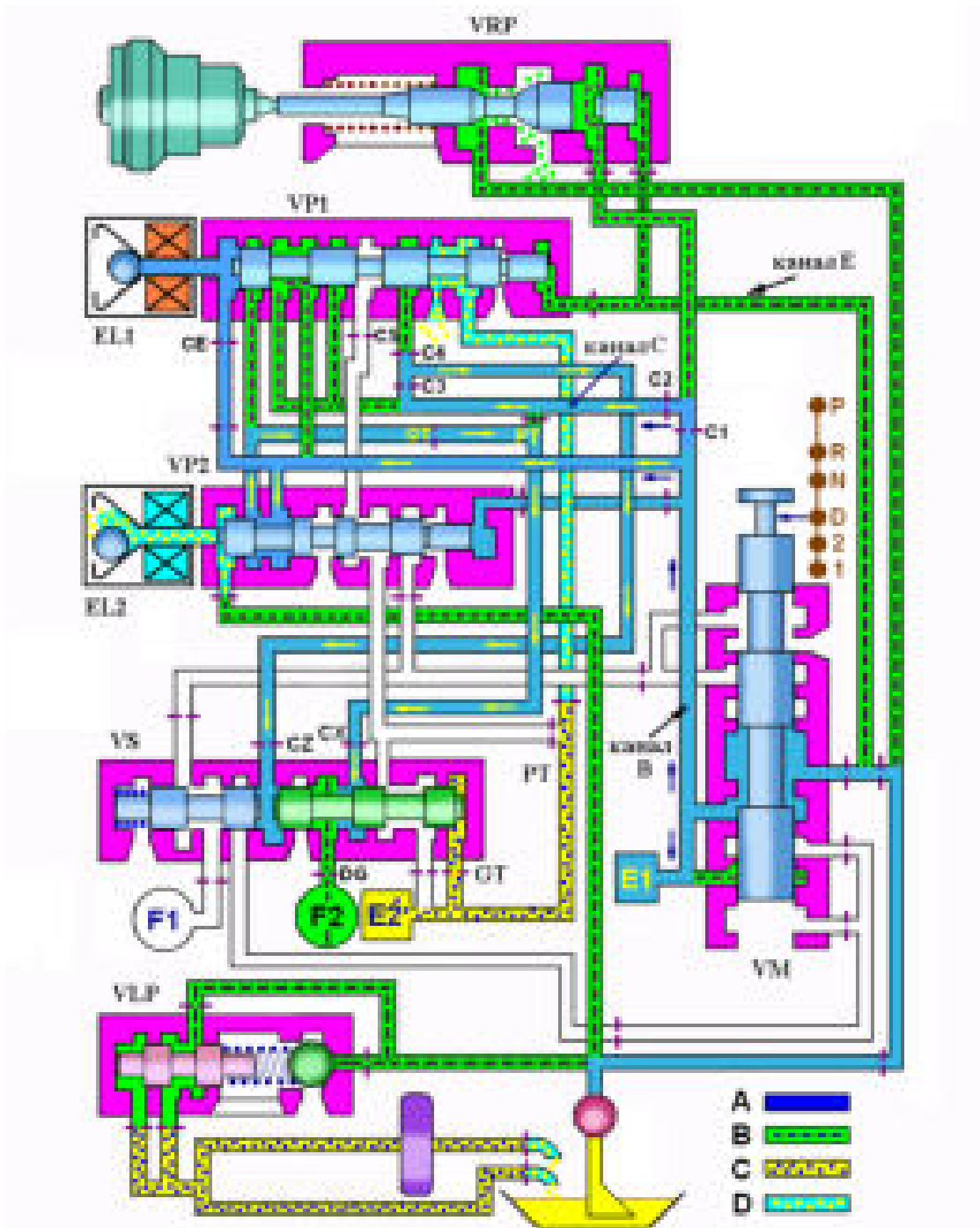


Рисунок 3.74 – Схема гидравлического управления позиция «D» первый этап переключения с третьей передачи на вторую.

Позиция «D». Второй этап переключения с третьей передачи на вторую.

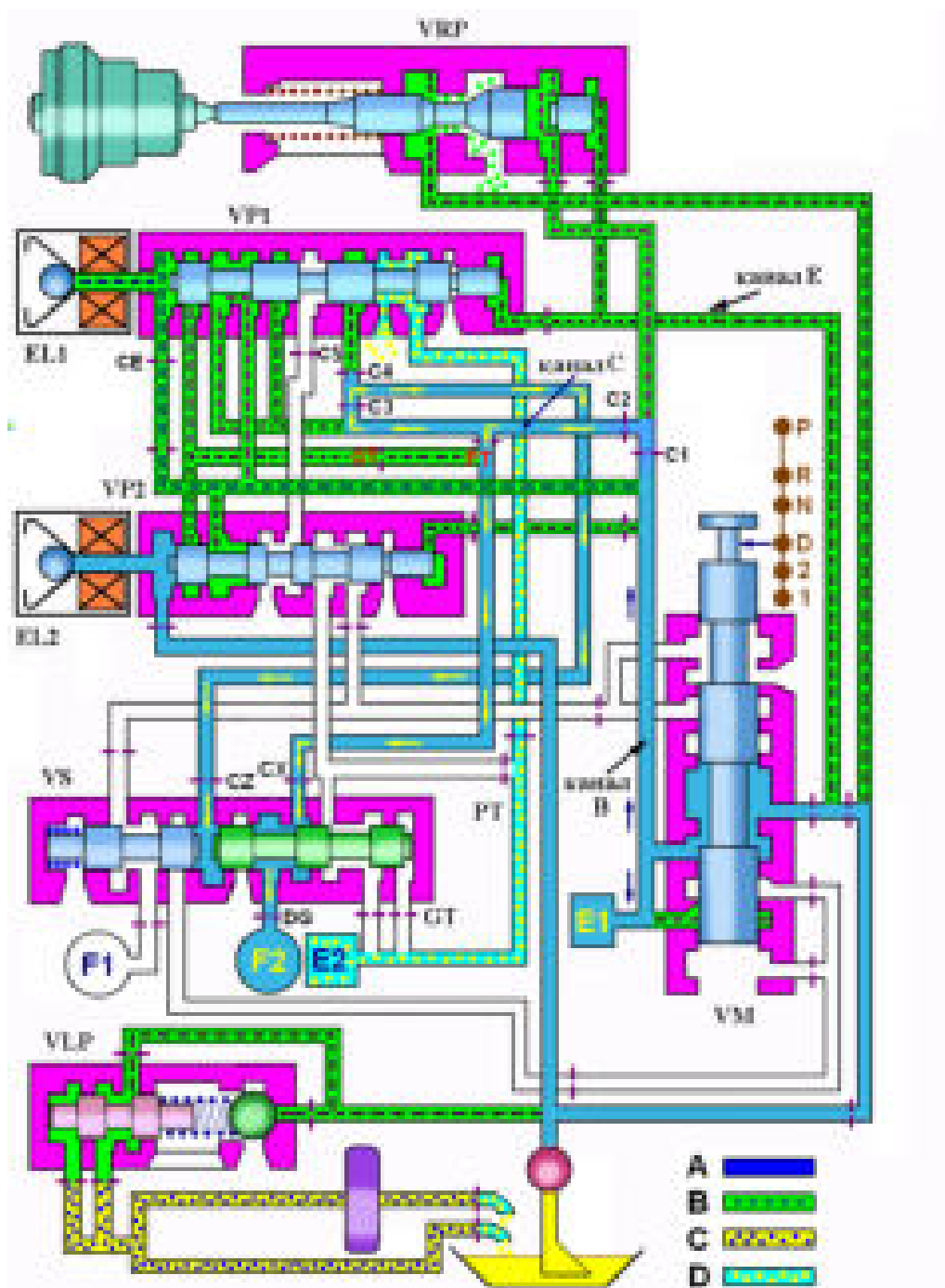


Рисунок 3.75 – Схема гидравлического управления позиция «D» второй этап переключения с третьей передачи на вторую.

Эта стадия начинается с момента подачи напряжения на электромагнитный клапан (EL2). Шарик клапана притягивается электромагнитной катушкой (см. рисунок 3.75), прерывая слив масла из левой торцевой камеры перепускного клапана-распределителя (VP2). Плунжер клапана перемещается вправо,

перекрывая канал поступления масла к тормозу через жиклер (GT). В этом случае поступление масла к исполнительному цилиндру тормоза (F2) осуществляется через три последовательно установленных жиклера, включая жиклер (PT), и последовательный клапан (VS), то есть происходит быстрое сведение до соприкосновения дисков тормозного механизма, а затем медленное их сжатие. Этим предотвращается ударное переключение передачи, то есть плавный переход от третьей передаче ко второй.

На рисунке 3.76 приведен график изменения давления в исполнительных цилиндрах фрикционной муфты (E2) и тормоза (F2). При скорости в 90км/час время переключения с третьей передачи на вторую приближается к нулю, если исполнительный цилиндр тормоза (F2) будет получать питание через жиклер малого сечения (PT). Если произвести быстрое переключение с третьей передачи на вторую, может произойти заброс оборотов двигателя, то есть частота вращения коленчатого вала двигателя резко возрастет в полтора раза. Чтобы этого не происходило, переключение растягивается во времени примерно на 1,5 секунды, следовательно, изменение частоты вращения коленчатого вала происходит медленнее.

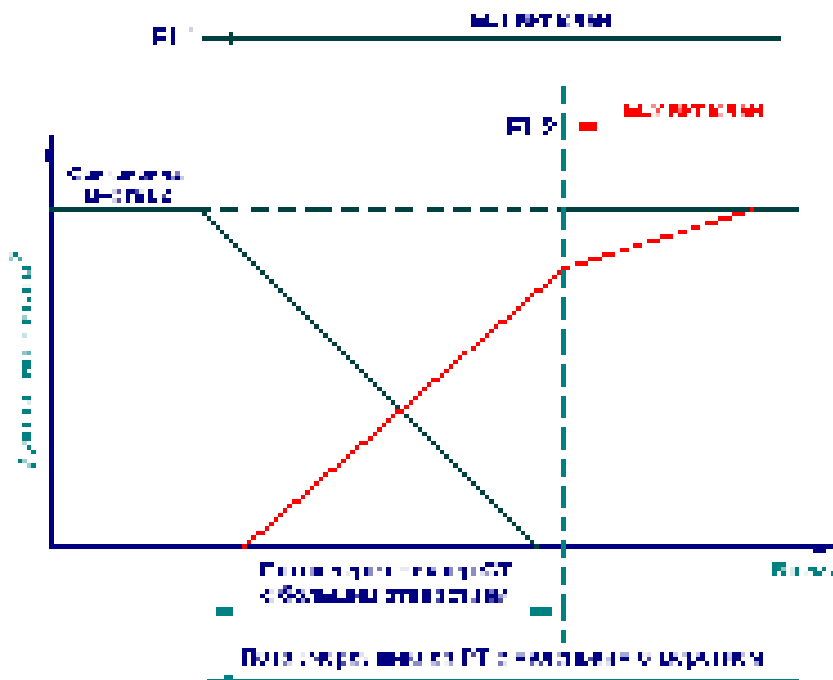


Рисунок 3.76 – График изменения давления в исполнительных цилиндрах фрикционной муфты (E2) и тормоза (F2).

В первой фиксированной позиции.

Перевод селектора выбора диапазонов в положение «1» – фиксированной первой передачи клапан выбора диапазонов (VM) переведен в позицию, при которой поток масла (см. рисунок 3.77) напрямую поступает к исполнительному цилиндру фрикционной муфты (E1), а так же через последовательный клапан (VS) к тормозу (F1).

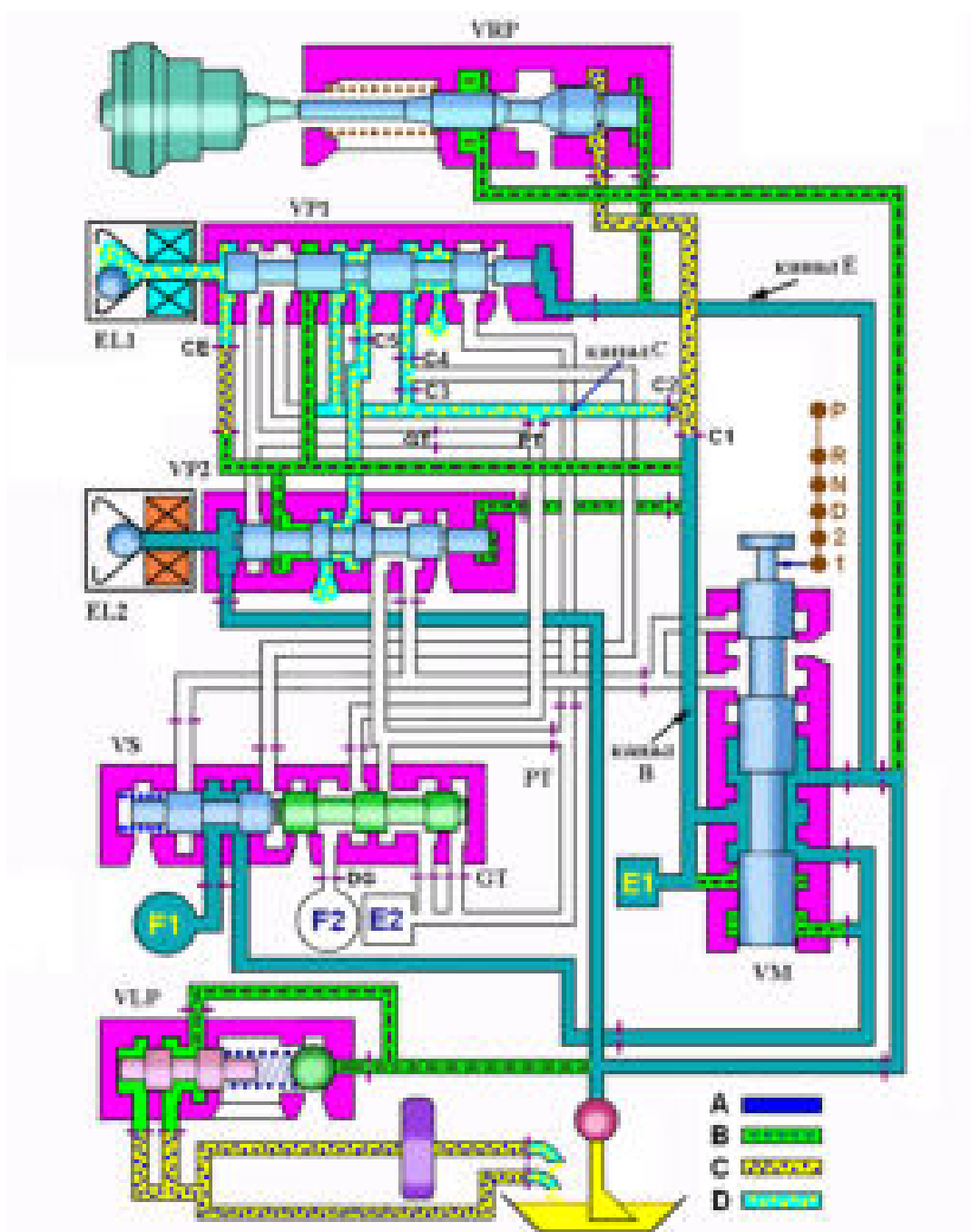


Рисунок 3.77 – Схема гидравлического управления позиция «1».

Ранее было упомянуто, что при включении зажигания электромагнитный клапан (EL2) сразу же получает электрическое снабжение и притягивает

шарик к седлу, закрывая сливное отверстие клапана. Масло поступает в левую торцевую камеру перепускного клапана-распределителя (VL2), передвигая его плунжер вправо.

Так как электромагнитный клапан (EL1) не получает электрического снабжения, он остается открытым. В этом случае масло, поступающее в правую торцевую камеру перепускного клапана-распределителя (VL1) перемещает его плунжер влево. Такое положение золотника обеспечивает слив части масла через жиклер (C2) из магистрали, подающей масло через жиклер (C1) в проточку ступенчатого плунжера (TR). Совместное воздействие масла, подаваемого к торцу поршня по каналу (E) и масла, поступающего через жиклер (C1) вызывает значительное снижение давления в гидравлической системе трансмиссии.

В отличие от первой передачи, включенной в режиме «D» – драйв, первая фиксированная передача обеспечивается включением не только фрикционной муфты (E1), но и тормоза (F1). Это необходимо для движения под гору на режиме торможения двигателем. На первой передаче режима «D» каретка сателлитов (водило) второго планетарного ряда удерживается муфтой свободного хода, но при движении под гору или по инерции муфта обеспечивает свободное вращение колес. При движении под гору на этом режиме автомобиль будет разгоняться. Чтобы не происходило нежелательного разгона автомобиля, тормоз (F1) обеспечит режим торможения двигателем.

Первая фиксированная передача включается в тяжелых условиях движения, в том числе и при движении со сложным продольным профилем дороги.

Во второй фиксированной позиции.

Первые две передачи работают так же, как и в режиме «D» (см рисунки 3.69, 3.70, 3.71). Однако, если водитель во время движения автомобиля переведет рычаг селектора из позиции «D» в позицию «2» немедленного перевода с третьей передачи на вторую произойти не должно. Электронный блок управления произведет переключение только после достижения автомобилем безопасной скорости переключения.

3.2.9 Диаграмма направления потоков масла в распределителе

Вас, конечно же, интересует, как устроен гидравлический распределитель изнутри, если в нем такое большое количество каналов, которое мы видели при изучении схем переключения передач. В разобранном виде распределитель очень похож на хитросплетение мозговых извилин. Наверно поэтому в просторечье распределитель именуют «мозгами».

На рисунке 3.78 и 3.79 показаны каналы, по которым масло подается к механизмам включения передач и обслуживания гидравлической системы.

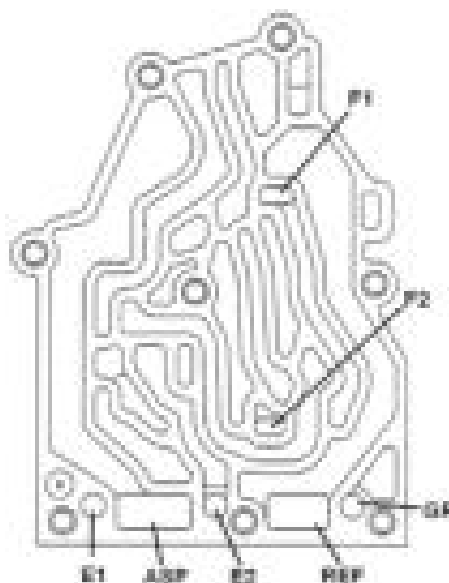
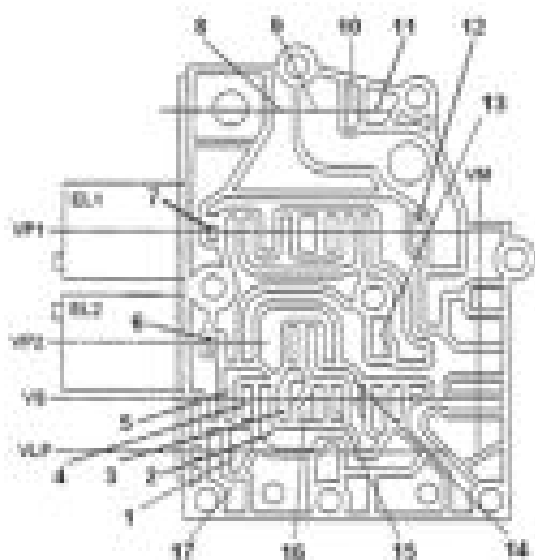


Рисунок 3.78 – Маслянные каналы

Рисунок 3.79 – Маслянные каналы

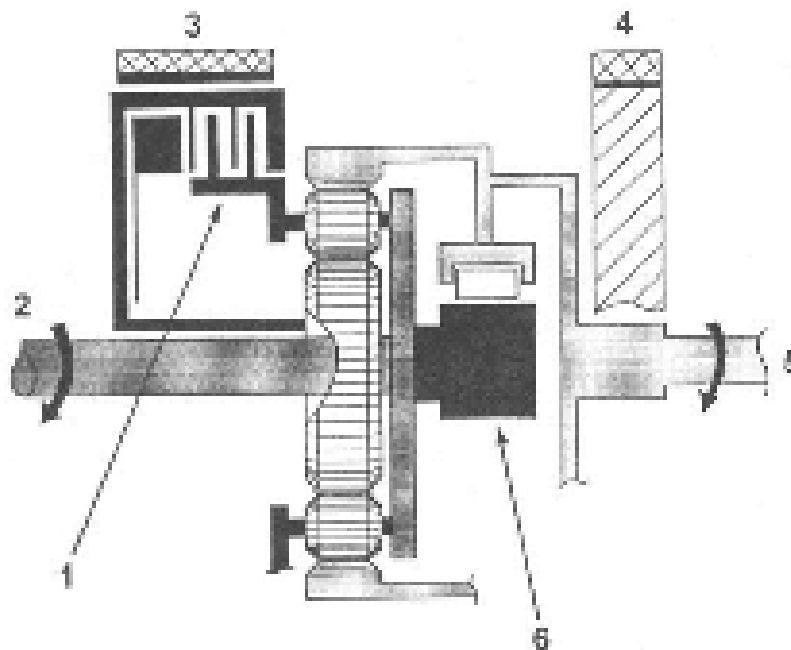
3.3 Автоматические коробки передач с дополнительным (повышающим) планетарным рядом

Жесткие условия повышения топливной экономичности транспортных средств привели к дополнению трехскоростных автоматических коробок передач четвертой, повышающей передачей. Конструкторы автоматических трансмиссий пошли двумя различными путями: дополнили уже существующие трехскоростные автоматические коробки передач дополнительным, повышающим рядом; создали новые кинематические схемы с целью получения

четвертой, дополнительной передачи.

3.3.1 Повышающий планетарный ряд автоматической коробки передач с ленточным тормозом

Вначале мы рассмотрим принцип работы дополнительного повышающего ряда (см. рисунок 3.80).



1 – фрикционная блокирующая муфта; 2 – вал турбинного колеса; 3 – тормоз солнечного колеса; 4 – картер коробки передач; 5 – входной вал основной части автоматической коробки передач; 6 – муфта свободного хода.

Рисунок 3.80 – Повышающий планетарный ряд автоматической коробки передач с ленточным тормозом.

Для управления планетарным рядом повышающей передачи используются:

Фрикционная блокирующая муфта 1, соединяющая солнечную шестерню с кареткой сателлитов (водилом) повышающего планетарного ряда; тормоз 3, останавливающий солнечную шестерню.

Повышающая передача.

Для включения повышающей передачи (см. рисунок 3.81) повышающего планетарного ряда необходимо включить тормоз 3.

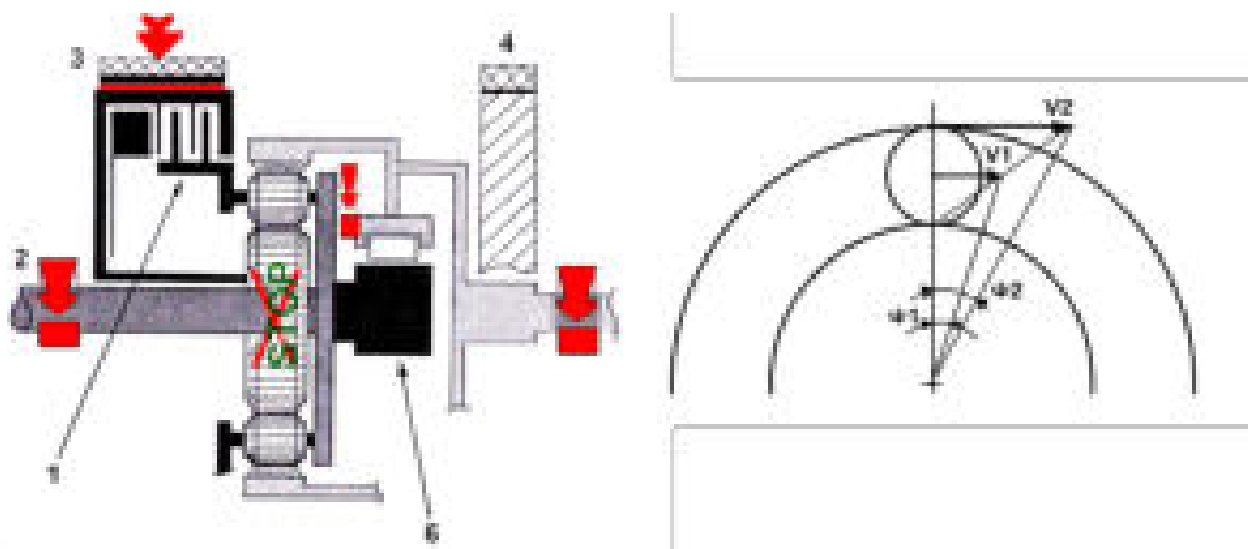


Рисунок 3.81 – Повышающая передача дополнительного планетарного ряда.

Крутящий момент передается от ведущего вала 2 к каретке сателлитов (водителю) планетарной передачи. Так как солнечная шестерня повышающего ряда остановлена тормозом 3, сателлит, увлекаемый кареткой сателлитов (водителем), начнет обегать стоящую солнечную шестерню, передвигая эпициклическое колесо. На приведенном рисунке показан план скоростей, показывающий, каким образом была получена повышающая передача.

Прямая передача.

Для включения прямой передачи (см. рисунок 3.82) необходимо включить фрикционную блокирующую муфту 1.

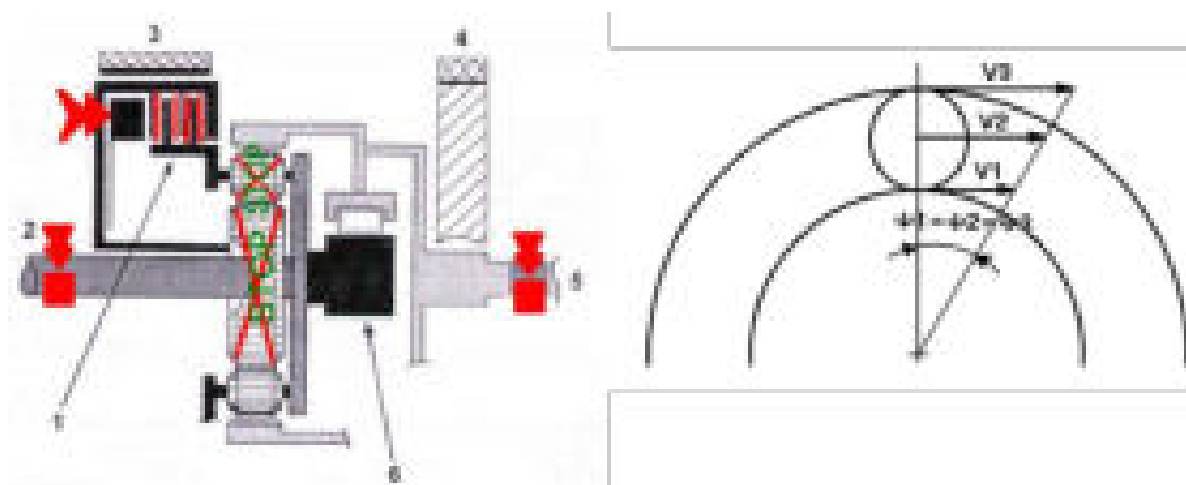


Рисунок 3.82 – Прямая передача повышающего планетарного ряда.

Блокирующая муфта 1 жестко соединяет два звена планетарного ряда –

солнечную шестерню с водилом повышающего планетарного ряда. В этом случае при передаче крутящего момента через каретку сателлитов (водило), сателлит потерял возможность проворачиваться вокруг собственной оси, поэтому он своими зубьями потянет за собой эпициклическое колесо. Вся система будет вращаться синхронно.

Заблокировав два звена планетарного ряда, мы получили прямую передачу.

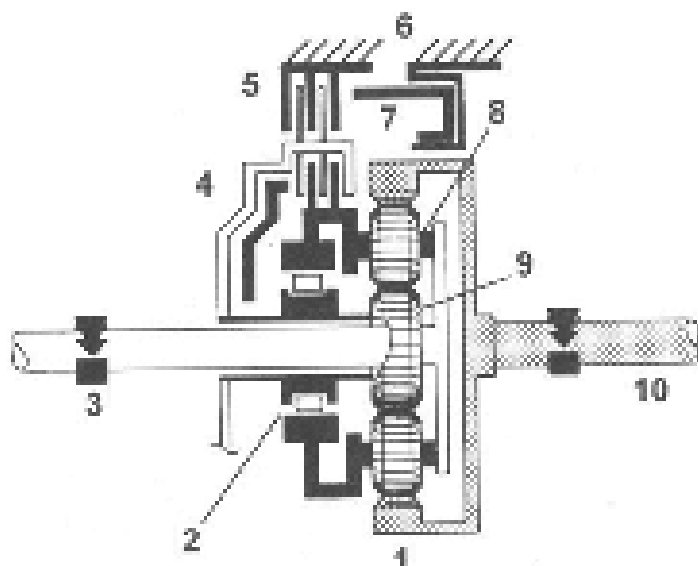
3.3.2 Повышающий планетарный ряд автоматической коробки передач с многодисковым тормозом

Рассмотрим схему повышающего планетарного ряда с многодисковым тормозным механизмом, представленной на рисунке 3.83.

Для управления повышающим рядом автоматической коробки передач используются три элемента: муфта свободного хода 2, блокирующая солнечную шестерню и каретка сателлитов (водило); фрикционная блокировочная многодисковая муфта 4, соединяющая солнечную шестерню и каретка сателлитов (водило); многодисковый тормоз 5 солнечной шестерни, включающий повышенную передачу.

Принцип работы двух рассмотренных повышающих рядов, представленных на рисунках 3.80 и 3.83 во всем схож. В обеих рассмотренных схемах установлены муфты свободного хода, фрикционная блокирующая муфта, включающая прямую передачу, и тормоз, включающий повышающую передачу. Разница только в способе реализации остановки солнечного колеса тормозным механизмом.

Однако в состав обеих схем включена муфта свободного хода, которая при движении автомобиля накатом или торможении двигателем автоматически переводит повышающий планетарный ряд в режим блокировки каретки сателлитов (водило) и солнечного колеса, таким образом переключаясь на прямую передачу.



1 – эпициклическое колесо повышающего планетарного ряда – ведущее звено основной части коробки передач; 2 – муфта свободного хода; 3 – вал турбинного колеса гидротрансформатора; 4 – фрикционная блокирующая муфта;

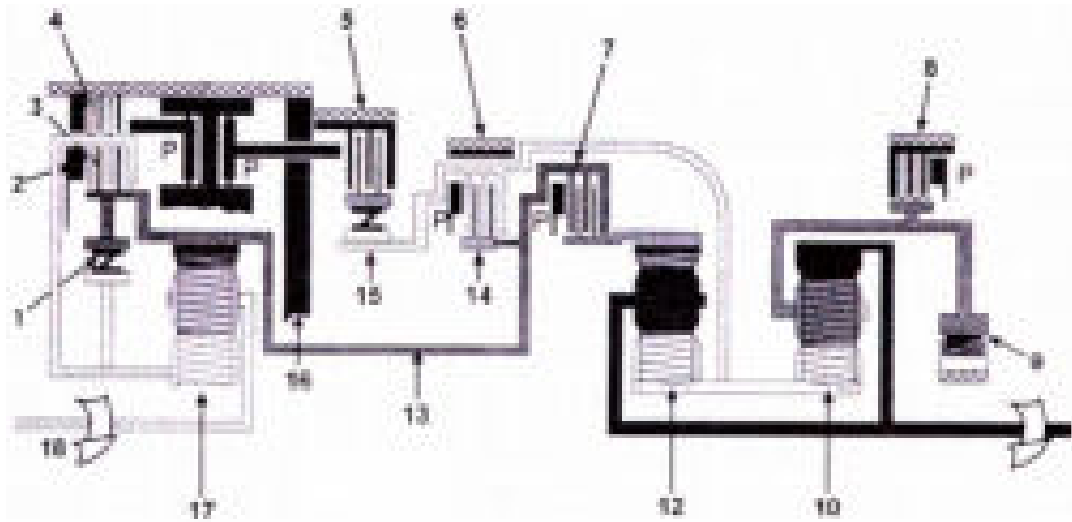
5 – многодисковый фрикционный тормоз солнечного колеса повышающего планетарного ряда; 6 – исполнительный гидравлический цилиндр включения многодискового тормоза; 7 – поршень тормозного цилиндра; 8 – водило повышающего планетарного ряда; 9 – солнечное колесо повышающего планетарного ряда; 10 – входной вал основной части автоматической коробки передач.

Рисунок 3.83 – Повышающий планетарный ряд автоматической коробки передач с многодисковым тормозом.

Рассмотрим принцип работы автоматической коробки передач, в состав которой входит повышающий планетарный ряд.

3.3.3 Четырехступенчатая автоматическая трансмиссия легкового автомобиля, собранная по схеме Симпсона-1 с повышающим планетарным рядом

Мы подробно рассмотрели, как работает механизм, собранный по схеме Симпсона-1 и работу повышающего планетарного ряда с многодисковыми блокирующей муфтой и тормозом. На кинематической схеме четырехскоростной автоматической трансмиссии, изображенной на рисунке 3.84, видно, как собрана коробка передач.



1 – муфта свободного хода повышающего планетарного ряда; 2 – ступица привода солнечного колеса повышающего планетарного ряда; 3 – фрикцион блокирующей муфты повышающего планетарного ряда; 4 – многодисковый тормоз солнечного колеса повышающего планетарного ряда; 5 – многодисковый тормоз внешнего кольца муфты свободного хода солнечного колеса схемы Симпсона-1; 6 – ленточный тормоз солнечного колеса схемы Симпсона-1; 7 – фрикционная муфта переднего хода; 8 – многодисковый тормоз водила второго планетарного ряда; 9 – муфта свободного хода, связывающая водило второго планетарного ряда с катером АКПП; 10 – солнечное колесо второго планетарного ряда; 11 – ведомый вал АКПП; 12 – солнечное колесо первого планетарного ряда, жестко соединенное с солнечным колесом второго планетарного ряда; 13 – вал, связывающий повышающий планетарный ряд с механизмами АКПП, собранными по схеме Симпсона-1; 14 – фрикционная муфта привода эпициклического колеса первого планетарного ряда схемы Симпсона-1; 15 – муфта свободного хода ступицы привода блока солнечных шестерен схемы Симпсона-1; 16 – картер АКПП; 17 – повышающий планетарный ряд АКПП; 18 – ведущий вал АКПП, получающий вращение от турбинного колеса гидротрансформатора.

Рисунок 3.84 – Кинематическая схема автоматической четырехскоростной трансмиссии с повышающим планетарным рядом.

Механизм повышающего планетарного ряда 17 получает вращение от вала 18, соединенного с турбинным колесом гидротрансформатора. Ведущим

звеном повышающего ряда является каретка сателлитов (водило), а ведомым звеном – его эпициклическое колесо, соединенное посредством промежуточного вала 13 с планетарным механизмом, собранным по схеме Симпсона-1. В повышающем планетарном ряду находится три исполнительных механизма: фрикционная блокирующая муфта 3, соединяющая эпициклическое и солнечное колесо при прямой передаче; муфта свободного хода, автоматически переводящая в режим блокировки повышающий планетарный ряд при движении под гору или при торможении двигателем; многодисковый тормоз, останавливающий солнечную шестерню при включении повышающей передачи.

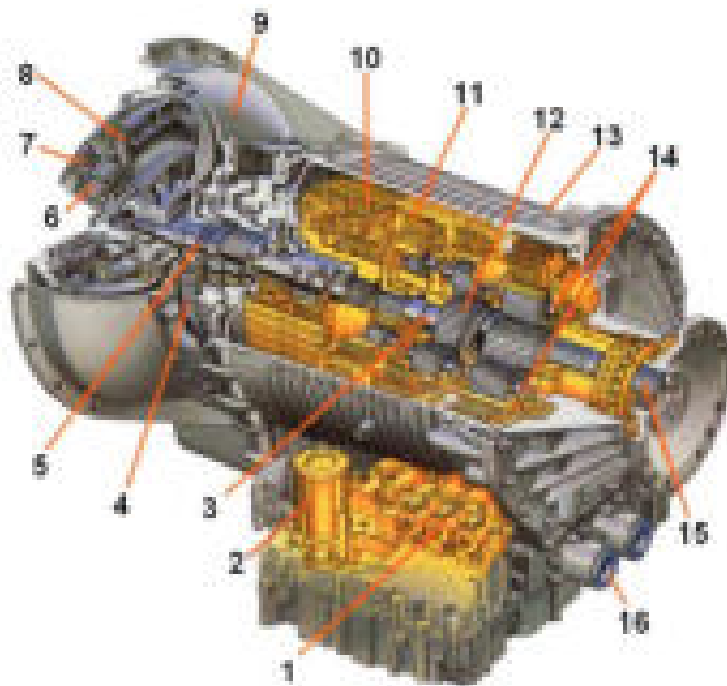
Основной механизм, собранный по схеме Симпсона-1, дополнен муфтой свободного хода 15, которая переводит механизм на вторую передачу при торможении двигателем, но только при условии блокировки внешнего кольца этой муфты многодисковым тормозом 5.

Переключение трех первых передач производится с использованием исполнительных механизмов основной коробки передач, при этом в повышающем ряду постоянно включена прямая передача. Для включения четвертой передачи в основной коробке включена третья (прямая) передача, а в дополнительном ряду – повышающая передача.

Если же для эксплуатации автомобиля требуется большее количество передач, например, в АКПП городского автобуса, возможно управление переключением с использованием повышающего ряда при включении каждой из трех передач основной коробки передач. Например, первая прямая передача – первая повышенная передача; вторая прямая передача – вторая повышенная передача; и т.д.

Шестиступенчатая автоматическая трансмиссия городского автобуса изображена на рисунке 3.85. Эта трансмиссия снабжена гидротрансформатором 8, снабженным блокирующей фрикционной муфтой 7. Мы говорили о вынужденной необходимости передачи крутящего момента через гидротрансформатор с некоторым скольжением между насосным и турбинным колесом.

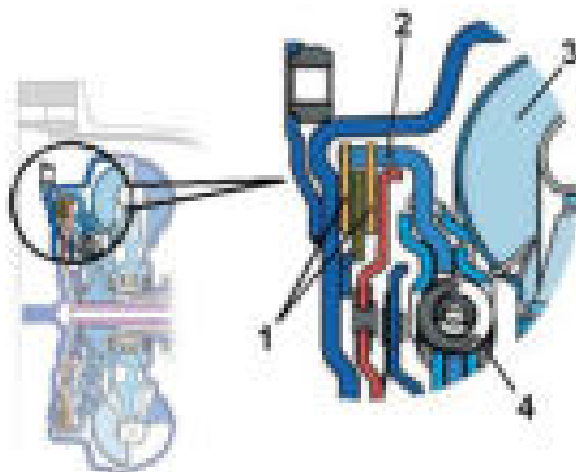
Этот фактор снижает максимально возможную скорость движения транспортного средства. Если же в состав гидравлической передачи ввести фрикционный диск, который соединит насосное и турбинное колесо при достижении предельной скорости вращения турбинного колеса, можно увеличить предельную скорость движения автомобиля на каждой передаче.



1 – блок электромагнитных клапанов; 2 – гидравлический распределитель с аккумулятором давления масла; 3 – вал привода планетарного механизма, собранного по схеме Симпсона-1; 4 – зубчатое колесо привода масляного насоса; 5 – вал привода повышающего планетарного ряда; 6 – демпфер крутильных колебаний фрикционной муфты; 7 – фрикционная муфта блокировки гидротрансформатора; 8 – гидротрансформатор (конвертор); 9 – картер гидротрансформатора; 10 – блокировочная муфта повышающего планетарного ряда; 11 – многодисковый тормоз внешнего кольца муфты свободного хода солнечного колеса; 12 – блок солнечных шестерен планетарного механизма, собранного по схеме Симпсона-1; 13 – картер АКПП; 14 – сателлиты и водила второго планетарного ряда схемы Симпсона-1; 15 – выходной вал АКПП; 16 – канал, соединяющий АКПП с теплообменником.

Рисунок 3.85 – Шестиступенчатая автоматическая коробка передач городского автобуса, собранная по схеме Симпсона-1.

Блокирующий диск, прикрепленный к турбинному колесу через пружинные демпфирующие элементы 4 (см. рисунок 3.86), и снабженный фрикционными накладками 1 с помощью диска 2 прижимается к корпусу гидротрансформатора. Тем самым производится фрикционное соединение насосного колеса гидротрансформатора 3 с его турбинным колесом.



1 – фрикционные накладки; 2 – включающий диск; 3 – гидротрансформатор; 4 – пружинный демпфер крутильных колебаний.

Рисунок 3.86 – Фрикционная муфта блокировки гидротрансформатора.

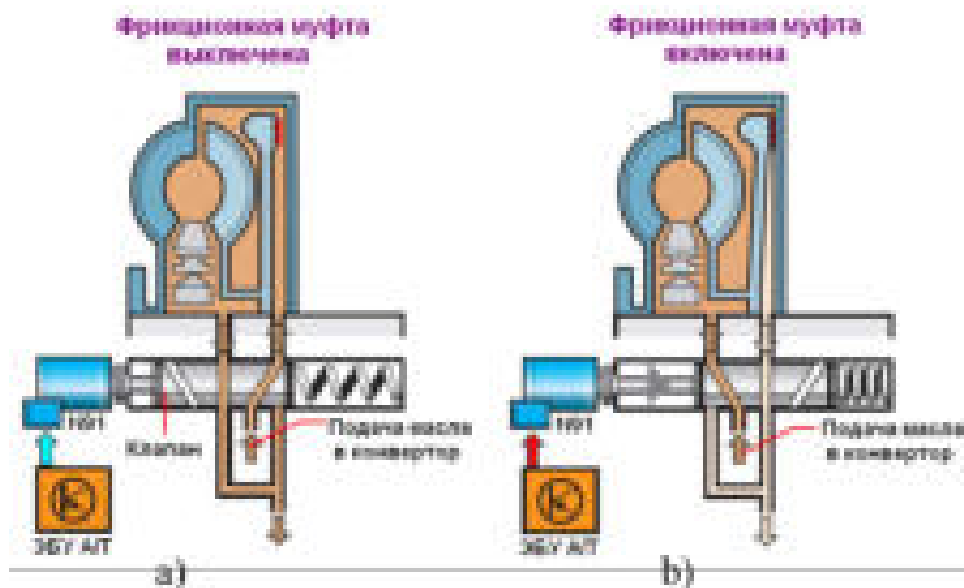


Рисунок 3.87 – Метод включения блокирующей муфты гидротрансформатора.

Включение блокировки производится довольно простым способом.

При работе гидротрансформатора в режиме конвертора или турбо-муфты, смена масла (см. рисунок 3.87а) производится путем его подачи через

осевой отверстие вала, соединенного с турбинным колесом, а отвод жидкости – через полый вал насосного колеса. Масло под давлением около 3 кг/см^2 поступает между прижимным диском и корпусом гидротрансформатора, отталкивая прижимной диск от корпуса.

Для перевода гидротрансформатора в режим блокировки (см. рисунок 3.87b) масло под давлением подается через полый вал насосного колеса, а отводится через осевое отверстие вала турбинного колеса. При этом масло, поступающее между турбинным колесом и блокирующим диском, прижимает его к корпусу гидротрансформатора, производя фрикционное соединение насосного колеса с турбинным.

Блокирующими муфтами, значительно повышающими КПД гидравлической передачи на высоких оборотах вращения коленчатого вала двигателя снабжены почти все современные автоматические трансмиссии, за исключением простейших трехскоростных, например, рассмотренной нами МВЗ.

3.4 Применение схмотехнического решения Симпсона-II в автоматических трансмиссиях

Кроме рассмотренного выше схмотехнического решения по соединению планетарных рядов с соединенными солнечными шестернями, которые получили название «Схема Симпсона-I» инженеры-конструкторы под его руководством разработали ещё целый ряд схем соединения планетарных рядов. Предлагаю приступить к изучению двух четырехступенчатых автоматических трансмиссий В которых нашли применение схемы Симпсона –II.

3.4.1 Четырехскоростная автоматическая трансмиссия легкового автомобиля с тремя планетарными рядами

В автомобилях Mercedes-Benz устанавливается четырех, пяти и шести ступенчатые автоматические коробки передач с планетарными механизмами,

собранными по схеме Симпсона-II. Причем существенного отличия в построении механической части эти коробки не имеют. Различия существуют только в гидравлической и электронной системе управления. Рассмотрим одну из первых автоматических коробок передач, устанавливаемую на автомобилях Mercedes-Benz, и получившую название 722-01.

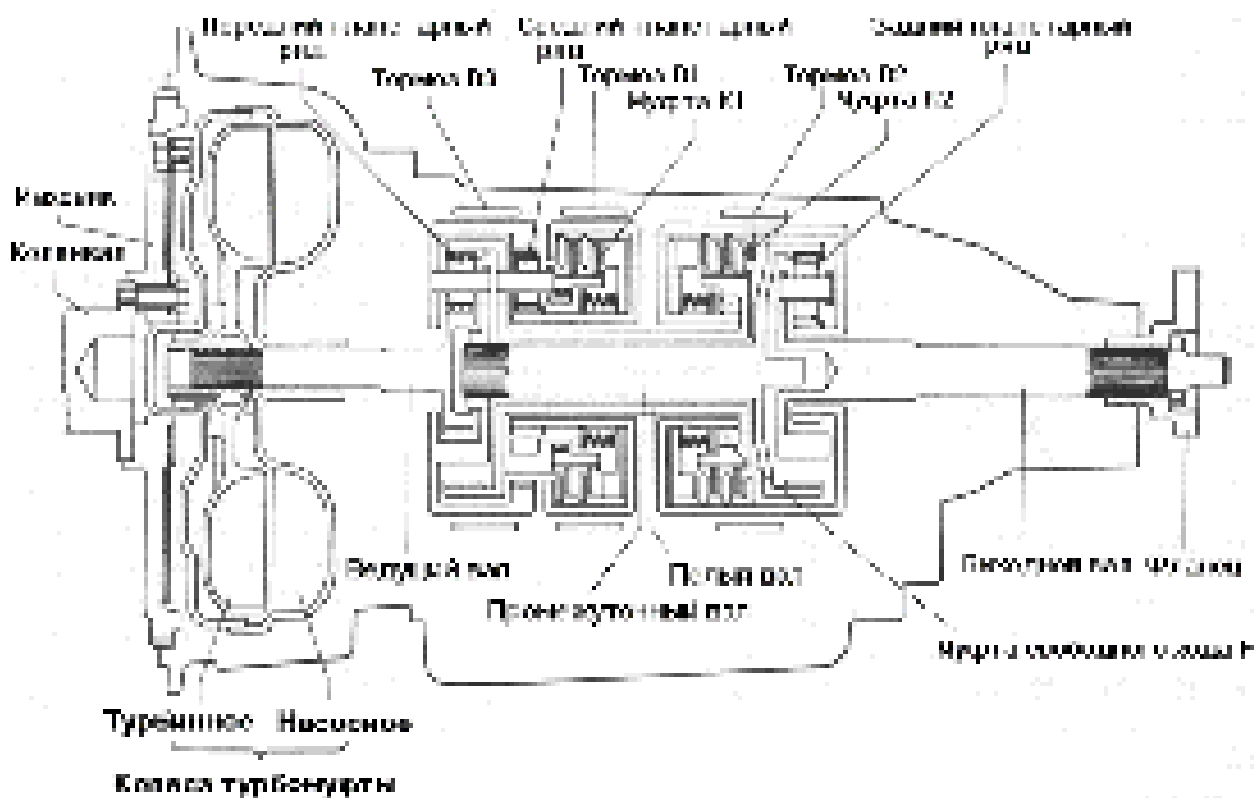


Рисунок 3.88 – Схема АКПП Mercedes-Benz 722-01.

Автоматическая коробка передач (см. рисунки 3.88) снабжена: тремя планетарными рядами; тремя ленточными тормозами (В1, В2 и В3); двумя блокировочными фрикционными муфтами (К1 и К2); одной муфтой свободного хода (F).

Привод к ведущему валу автоматической коробки передач осуществляется через турбомуфту, состоящую из насосного и турбинного колес. Установка реакторного колеса и механизма блокировки турбомуфты в этом типе автоматической трансмиссии не предусмотрена.

От турбинного колеса крутящий момент передается через ведущий вал на солнечную шестерню первого планетарного ряда.

Каретка сателлитов (водило) первого планетарного ряда через промежуточный вал связано с эпициклической шестерней заднего планетарного ряда. Одновременно, каретка сателлитов (водило) первого планетарного ряда является эпициклическим колесом второго планетарного ряда.

Эпициклическое колесо первого планетарного ряда связано через полый вал с солнечной шестерней третьего планетарного ряда через блокировочную муфту K2 и муфту свободного хода F.

Одновременно, эпициклическое колесо первого планетарного ряда является кареткой сателлитов (водилом) второго планетарного ряда.

Солнечное колесо второго планетарного ряда через блокировочную муфту K1 может соединяться с кареткой сателлитов (водилом) второго планетарного ряда или через эту же муфту с эпициклом первого планетарного ряда.

Выходной вал АКПП соединен с кареткой сателлитов (водилом) третьего планетарного ряда.

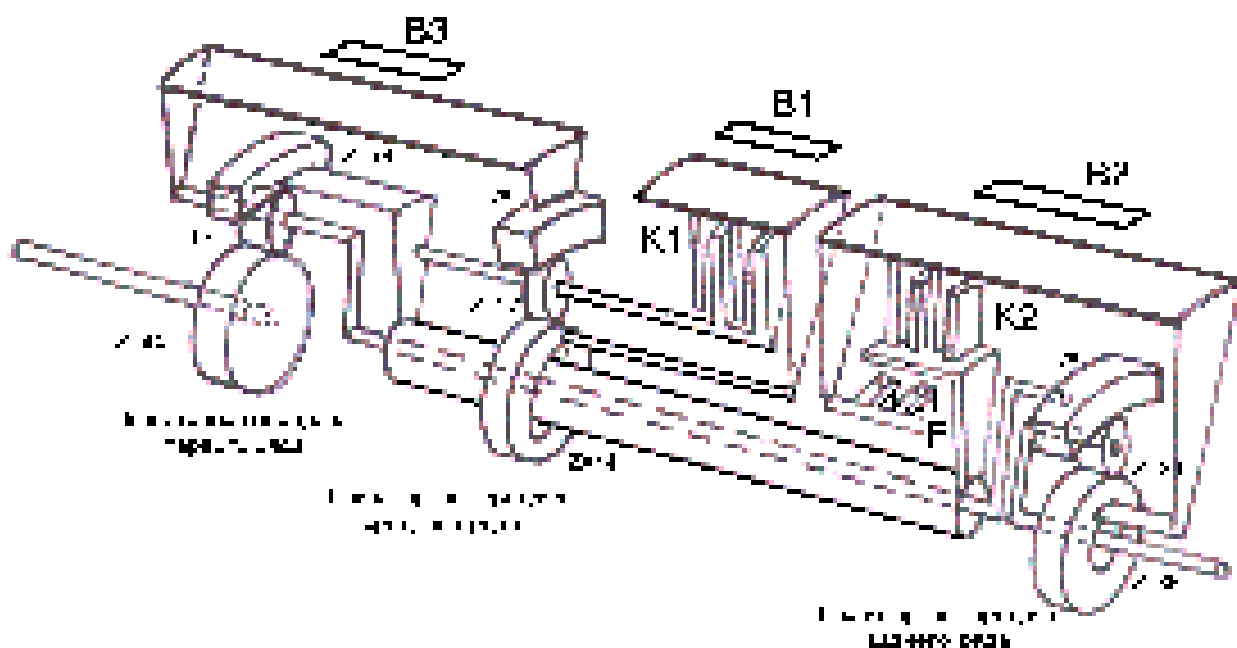


Рисунок 3.89 – Пространственное схематическое изображение элементов АКПП Mercedes-Benz 722-01.

На рисунке 3.89. приведено схематическое изображение элементов АКПП 722-01. Понятно, что рисовать эпициклическое колесо целиком было нецелесообразно, так как её изображение закрыло бы другие важные детали АКПП, поэтому автор ограничился изображением большинства элементов в

виде узких сегментов.

Теперь попробуем разобраться, как же происходит передача крутящего момента от ведущего звена – солнечной шестерни первого планетарного ряда к ведомому звену – каретке каретки сателлитов (водило) третьего планетарного ряда на различных передачах.

Первая передача.

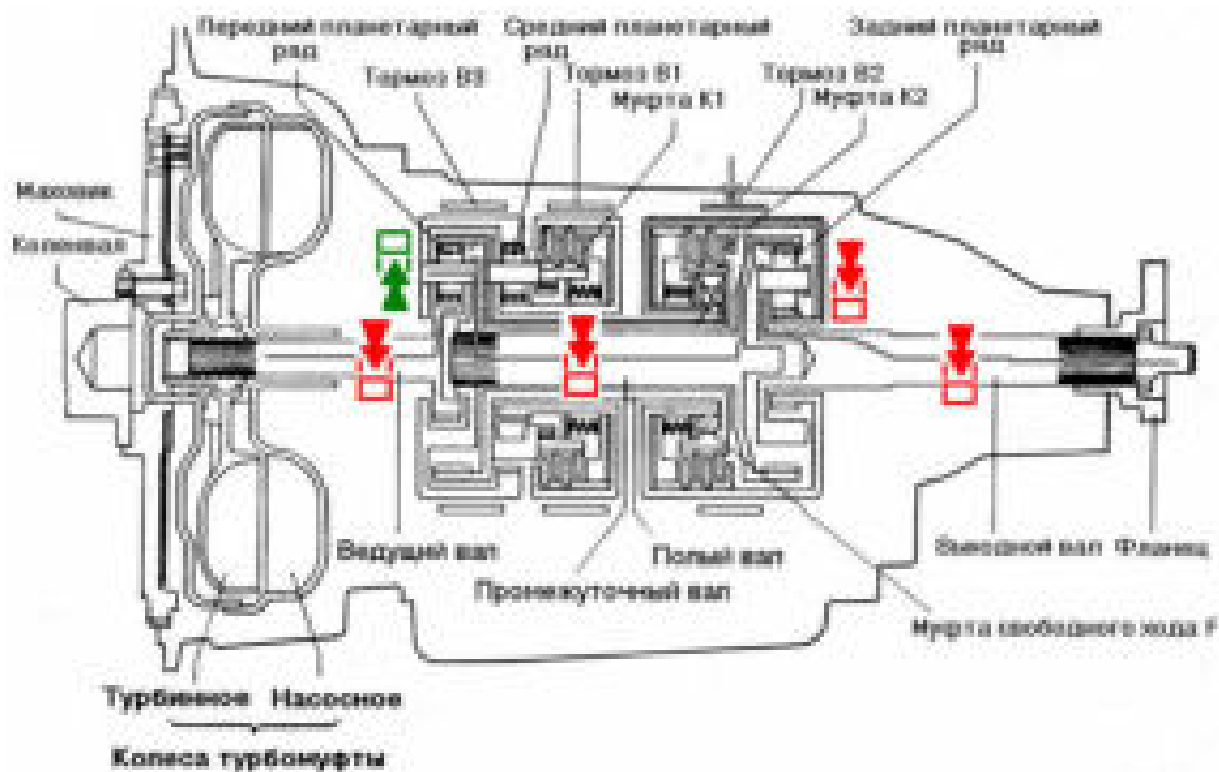


Рисунок 3.90 – Схема АКПП Mercedes-Benz 722-01. Первая передача.

Для включения первой передачи потребуется включить тормоз В2 (см. рисунок 3.90), который сделает невозможным вращение солнечной шестерни третьего планетарного ряда, а муфта свободного хода F, при попытке обратного вращения соединит эпициклическое колесо первого ряда с тормозом В2, сделав его так же неподвижным относительно картера АКПП. Тогда крутящий момент будет передаваться (см. рисунок 3.90 и 3.91) через входной вал на солнечную шестерню первого планетарного ряда (стрелкой показано направление её вращения). При остановленном эпициклическом колесе первого планетарного ряда крутящий момент будет передаваться через каретку сателлитов (водило) первого планетарного ряда на эпициклическое колесо третьего планетарного ряда. На схеме видно, что внутри полого вала проложен ещё один вал,

который и соединяет каретку сателлитов (водило) первого планетарного ряда с эпициклическим колесом третьего планетарного ряда.

Вращающееся эпициклическое колесо третьего планетарного ряда при остановленном солнечном колесе будет передавать крутящий момент на каретку сателлитов (водило) третьего планетарного ряда, соединенное с выходным валом АКПП.

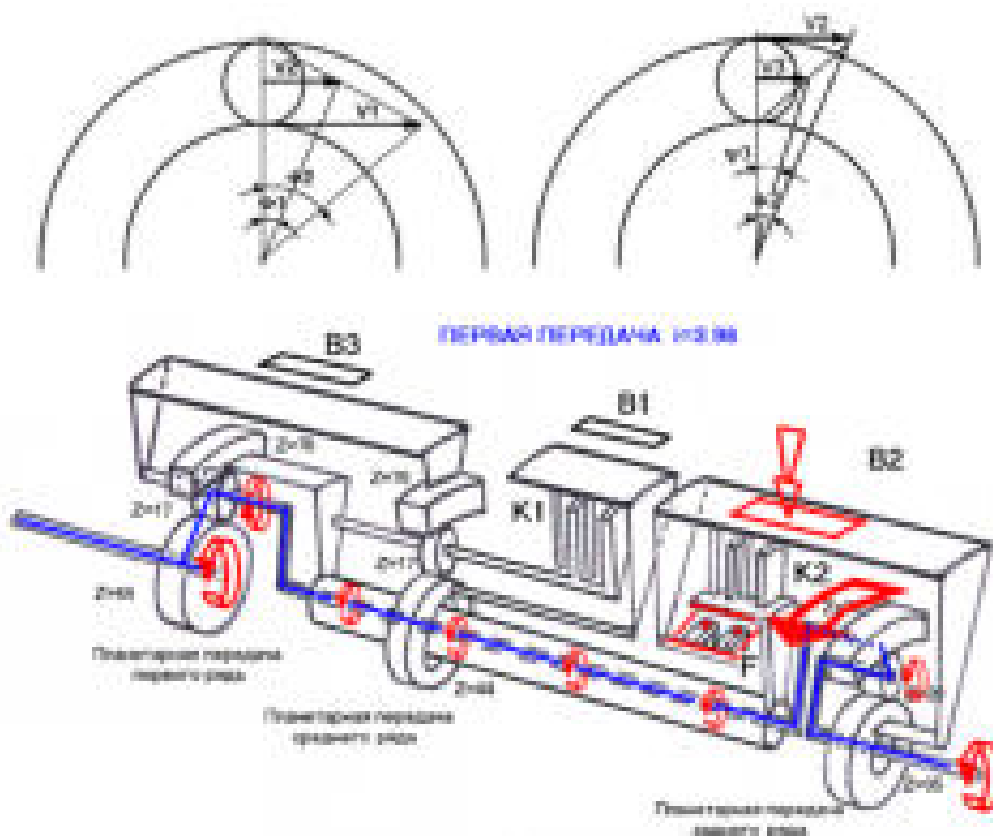


Рисунок 3.91 – План скоростей и вращение элементов трансмиссии на первой передаче.

На плане скоростей, приведенном на рисунке 3.91, видно, что в первом планетарном ряду происходит снижение частоты вращения (угловой скорости от ψ_1 к ψ_2). В третьем планетарном ряду так же произойдет снижение скорости вращения (угловой скорости от ψ_2 к ψ_3).

Вторая передача.

Для включения второй передачи (см. рисунок 3.92 и 3.93) потребуется включить тормоз В2, который сделает невозможным вращение солнечной ше-

стерни третьего планетарного ряда, и тормоз В1, который делает неподвижной относительно картера АКПП солнечную шестерню второго планетарного ряда. Крутящий момент от турбинного колеса турбомуфты через ведущий вал будет передаваться на солнечную шестерню первого планетарного ряда. В первом планетарном ряду неподвижных элементов нет, но его эпициклическое колесо жестко связано с кареткой сателлитов (водилом) второго планетарного ряда, поэтому эти два элемента будут вращаться с одинаковой угловой скоростью (см. план угловых скоростей, приведенный на рисунке 3.93). Во втором планетарном ряду тормозом (В1) остановлено солнечное колесо, а эпицикл второго планетарного ряда жестко связан с кареткой сателлитов (водилом) первого планетарного ряда. При таком соединении элементов двух планетарных рядов, названных схемой Симпсона – II, крутящий момент с солнечной шестерни первого планетарного ряда будет передаваться на каретку сателлитов (водило) этого планетарного ряда при движущемся в попутном направлении эпициклическом колесе.



Рисунок 3.92 – Схема АКПП Mercedes-Benz 722-01. Вторая передача.

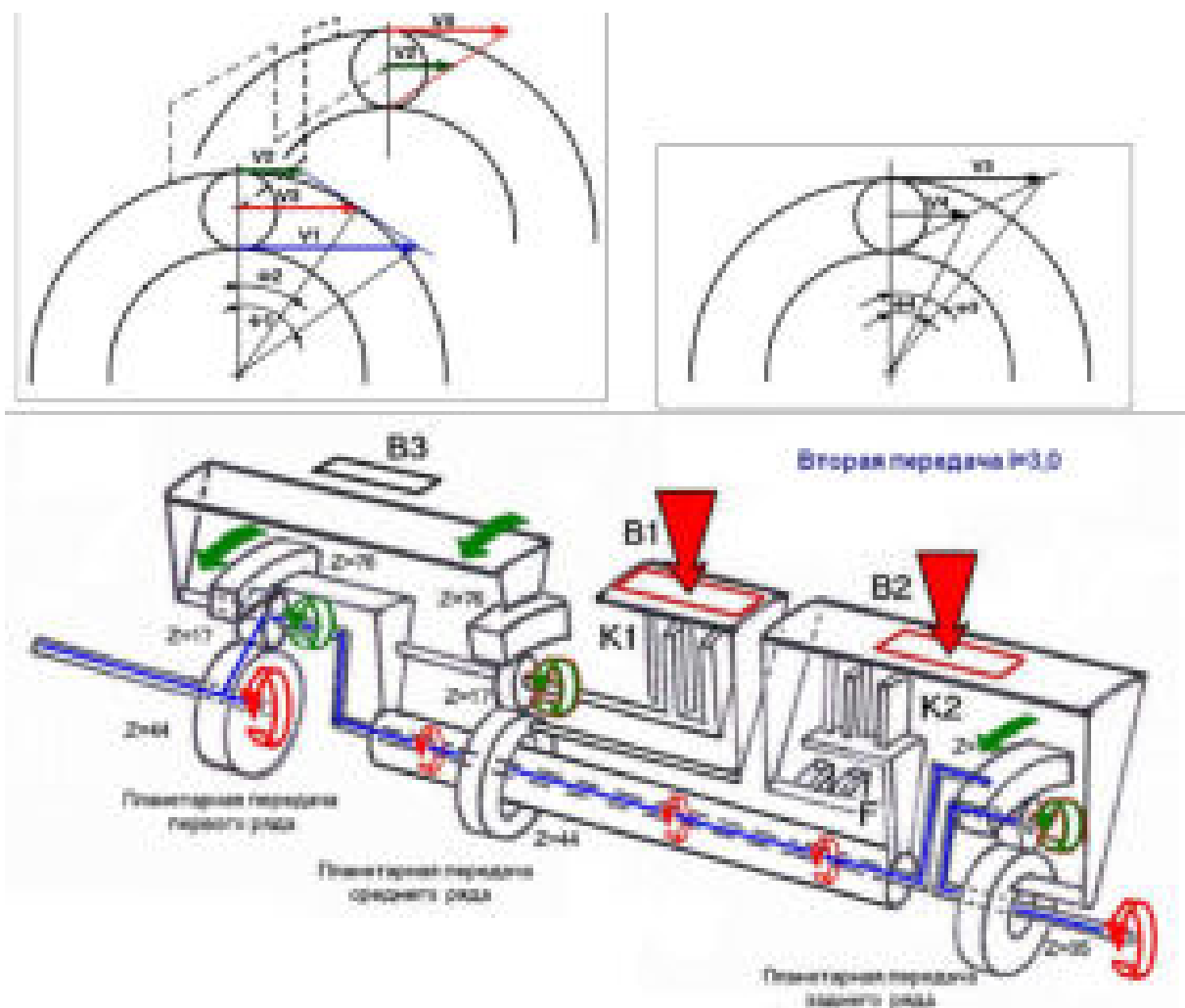


Рисунок 3.93 – План скоростей и вращение элементов трансмиссии на второй передаче.

Вращающаяся каретка сателлитов (водило) первого планетарного ряда, соединенное с эпициклическим колесом третьего планетарного ряда, при остановленном солнечном колесе этого планетарного ряда, заставит вращаться каретку сателлитов (водило) третьего планетарного ряда, соединенное с выходным валом АКПП.

Сравнив первую и вторую скорости, мы можем увидеть, что на первой передаче эпицикл первого планетарного ряда был остановлен, а на второй передаче он начал движение в том же направлении, что и ведущее звено. Отсюда и произошло приращение скорости.

Третья передача.

Включением блокирующей муфты K1 жестко соединяются каретка са-

теллитов (водило) и солнечная шестерня первого планетарного ряда (см. рисунок 3.94 и 3.95). Но так как эпициклическое колесо первого планетарного ряда после блокировки может вращаться только синхронно с заблокированными звеньями второго планетарного ряда, будем считать, что оно так же жестко соединено с кареткой сателлитов (водилом) и солнечным колесом второго планетарного ряда.



Рисунок 3.94 – Схема АКПП Mercedes-Benz 722-01. Третья передача.

Одновременно оказываются заблокированными и звенья первого планетарного ряда. Это значит, что все звенья первого планетарного ряда могут вращаться только синхронно, то есть в первом и втором планетарных рядах муфта К1 произвела включение прямой передачи.

Крутящий момент будет передаваться по следующему пути: от ведущего вала к солнечной шестерне первого планетарного ряда и далее через заблокированные элементы – на промежуточный вал, соединенный с эпициклическим колесом третьего планетарного ряда.

Солнечное колесо третьего планетарного ряда остается остановленным тормозом (В2), тогда крутящий момент от вращающегося эпициклического колеса третьего планетарного ряда будет передаваться на каретку сателлитов

(водило) третьего планетарного ряда, соединенную с выходным валом АКПП.

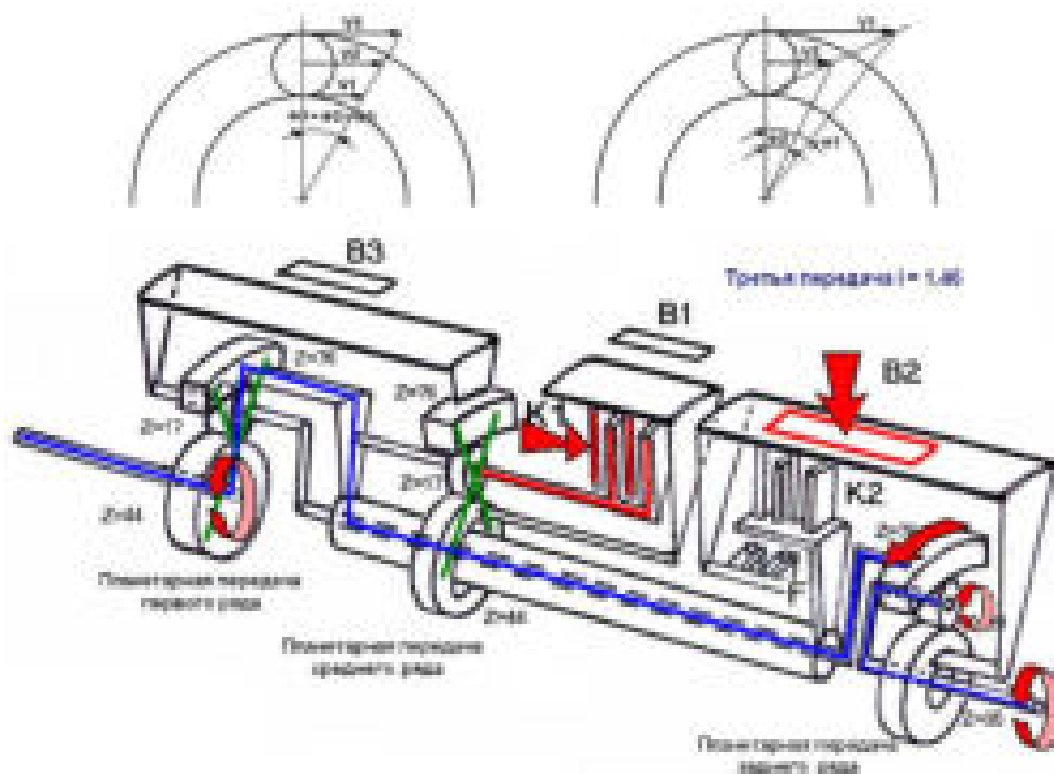


Рисунок 3.95 – План скоростей и вращения элементов трансмиссии на третьей передаче.

На третьей передаче только в третьем планетарном ряду происходит замедление скорости вращения, а первый и второй планетарные ряда передают вращение без изменения его скорости. В итоге, на третьей передаче происходит незначительное снижение скорости вращения.

Четвертая передача.

При включении блокировочной муфты $K1$ происходит фрикционное соединение элементов первого и второго планетарных рядов так, как это было описано выше. При включении блокировочной муфты $K2$ происходит фрикционное соединение элементов третьего планетарного ряда (см. рисунок 3.96 и 3.97).

Следовательно, все элементы трех планетарных рядов будут вращаться синхронно, поэтому скорость вращения ведущего вала будет равна скорости вращения ведущего вала. Изменения скорости вращения и крутящего момента на прямой передаче не происходит.



Рисунок 3.96 – Схема АКПП Mercedes-Benz 722-01. Четвертая передача.

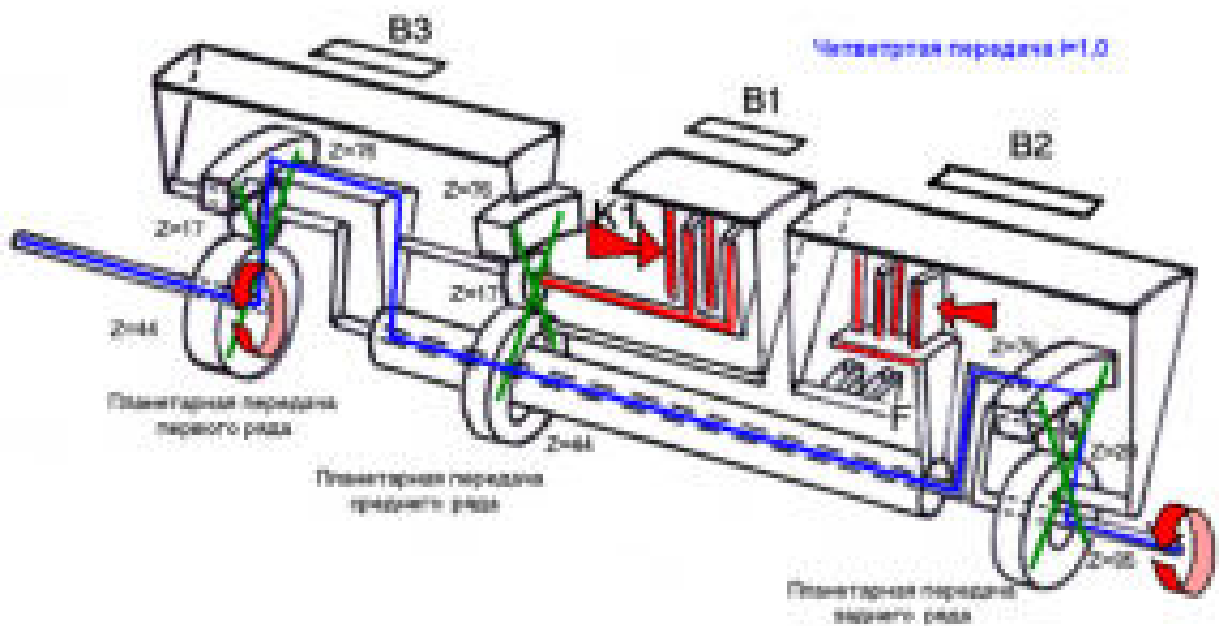


Рисунок 3.97 – Вращение элементов трансмиссии на четвертой передаче.

Передача заднего хода.

Передача заднего хода (см. рисунки 3.98 и 3.99) производится включением тормоза (В3) и соединением солнечной шестерни третьего планетарного ряда с эпициклом первого планетарного ряда посредством муфты свободного хода (F).



Рисунок 3.98 – Схема АКПП Mercedes-Benz 722-01. Передача заднего хода.

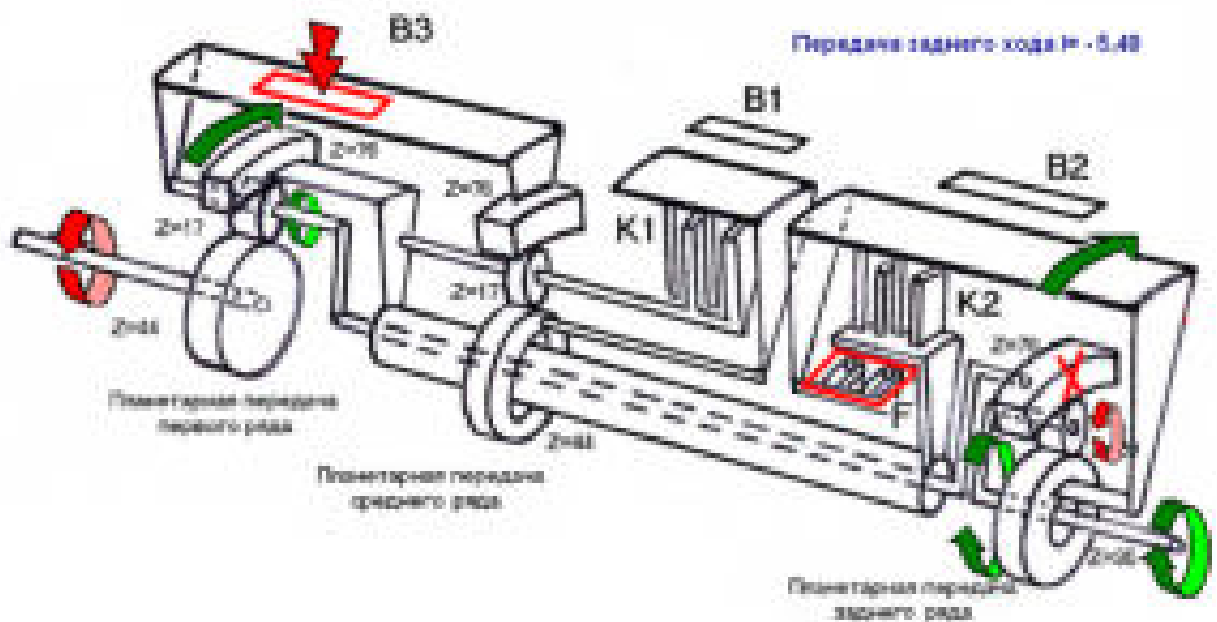


Рисунок 3.99 – Вращение элементов трансмиссии на передаче заднего хода.

На задней передаче крутящего момента передается от турбомуфты к ведущему валу АКПП и далее на солнечную шестерню первого планетарного ряда.

Так как каретка сателлитов (водило) первого планетарного ряда заблокировано, солнечная шестерня вращает сателлиты на их собственных осях, а сателлиты передают вращение эпициклическому колесу первого планетарного ряда, причем вращение изменяется на противоположное.

Эпициклическое колесо первого планетарного ряда через муфту свободного хода жестко связывается с солнечной шестерней третьего планетарного ряда, вращая её. Эпициклическое колесо третьего планетарного ряда жестко связано с кареткой сателлитов (водилом) первого планетарного ряда, поэтому оно так же остается неподвижным благодаря тормозу ВЗ.

Солнечная шестерня третьего планетарного ряда, вращаясь, заставляет вращаться сателлиты третьего планетарного ряда, но так как эпициклическое колесо третьего планетарного ряда остановлено, сателлиты, обегая его по внутреннему зубчатому венцу, заставляют вращаться каретку сателлитов (водило) третьего планетарного ряда, которое связано с выходным валом АКПП.

Таким образом, в первом планетарном ряду происходит реверсирование и замедление скорости вращения, в третьем планетарном ряду происходит дополнительное замедление.

3.4.2 Четырехскоростная АКПП, собранная по схеме Симпсона-II без дополнительного планетарного ряда

Мы уже говорили о том, что ряд производителей автоматических трансмиссий для увеличения числа передач прибегают к установке дополнительных планетарных рядов, а некоторые стараются получить те же самые передачи, совершенствуя существующие кинематические схемы. Яркий пример сказанного – четырехскоростная трансмиссия ZF 4HP 20, с принципом работы, которой мы бегло ознакомимся.

В отличие от рассмотренной нами трансмиссии 722-01 в ZF 4HP 20 четвертая передача – повышающая, а вся кинематика заключена в использовании двух планетарных рядов, соединенных по схеме Симпсона-II.

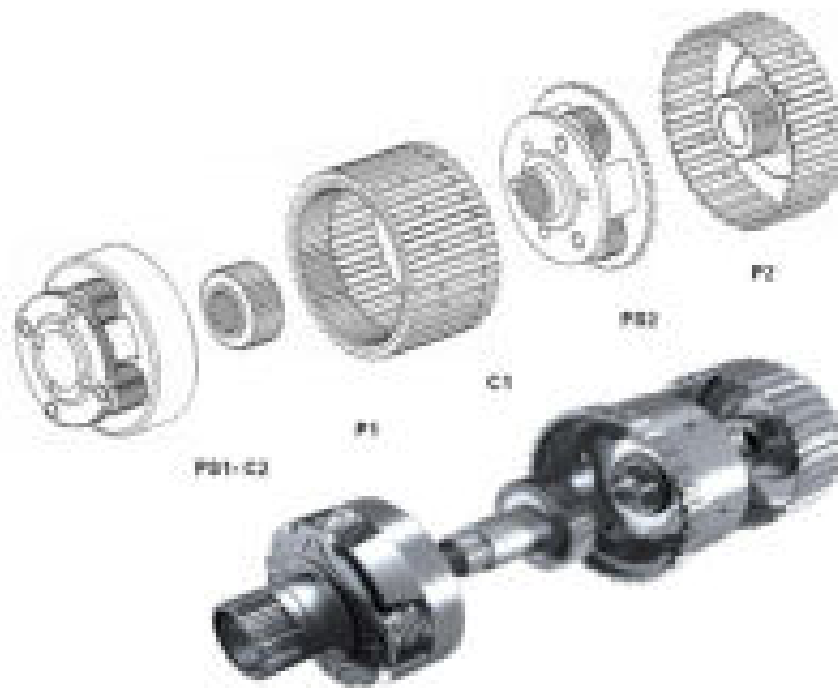


Рисунок 3.100 – Планетарные ряды.

На рисунке 3.100 показаны два планетарных ряда, включающих:

Эпициклическое колесо (C1) первого планетарного ряда, жестко соединенное с водилом (PS2) второго планетарного ряда;

Каретка сателлитов (водило) (PS1) первого планетарного ряда, жестко связанное с эпициклическим колесом (C2) второго планетарного ряда;

Солнечное колесо (P1) первого планетарного ряда;

Солнечное колесо (P2) второго планетарного ряда.

Ведущим звеном в этой схеме могут быть: солнечное колесо второго планетарного ряда или каретка сателлитов (водило) второго планетарного ряда, жестко связанное с эпициклом первого планетарного ряда.

Выходным звеном является каретка сателлитов (водило) первого планетарного ряда, жестко связанная с эпициклом второго планетарного ряда.

В качестве управляющих элементов применяются две фрикционные муфты (B) и (E), и три многодисковых тормоза (F), (D) и (C). Муфт свободного хода в этой трансмиссии нет, за исключением муфты, установленной под реактором гидropередачи, которая может работать в режиме гидротрансформатор – турбомуфта – фрикционная муфта. Для блокировки турбинного и насосного колеса применяется однодисковая фрикционная муфта.

Процесс управления автоматической трансмиссией электронно-гидравлический. Это значит, что все управляющие команды на шесть электромагнитных клапана посылает электронный блок управления трансмиссией, выбирающий оптимальные режимы переключения, опираясь на данные, полученные от датчиков и расчетов, произведенных по заложенной в памяти ЭБУ программе.

Первая передача.

Преобразование крутящего момента на первой передаче происходит в гидравлической передаче без блокировки турбинного и насосного колеса, то есть только в режиме гидротрансформатор – турбомуфта.

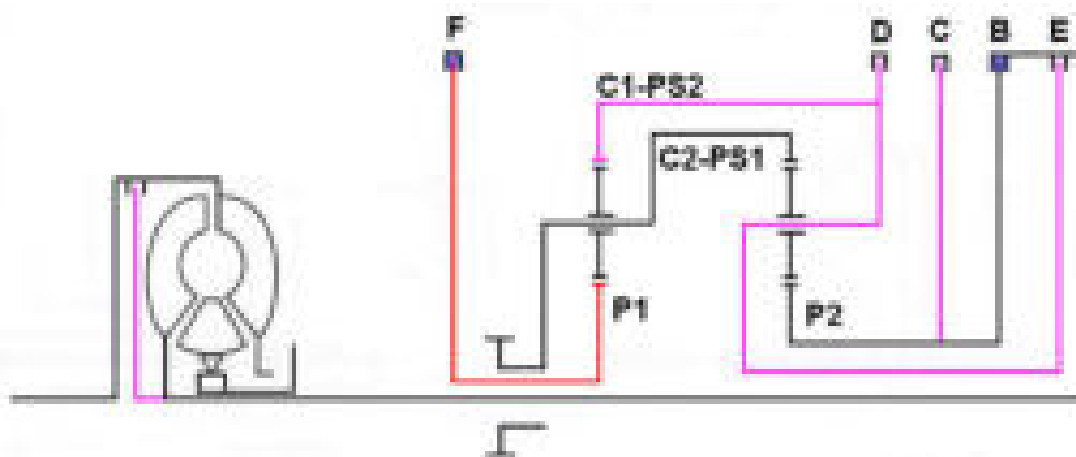


Рисунок 3.101 – Кинематическая схема планетарного механизма, собранного по схеме Симпсона-II. Первая передача.

Ведущим звеном на первой передаче (см. рисунок 3.101) будет солнечное колесо (P2) второго планетарного ряда, получающего вращение через фрикционную муфту (B). С помощью тормоза (F) остановлено солнечное колесо (P1) первого планетарного ряда.

Так как каретка сателлитов (водило) второго планетарного ряда жестко соединено с эпициклом первого планетарного ряда происходит нечто подобное, изображенному плану скоростей, приведенному на рисунке 3.94, но без третьего планетарного ряда. Передаточное число в этом случае равно 2,781.

Вторая передача.

Оставляя включенным тормоз (F), блокирующий солнечное колесо (P1) первого планетарного ряда, включение второй передачи (см. рисунок 3.102)

сопровождается изменением ведущего звена. Теперь крутящий момент от турбинного колеса поступает через фрикционную муфту (E) на жестко соединенный блок (C1 – PS2) – каретка сателлитов (водило) второго планетарного ряда – эпициклическое колесо первого планетарного ряда.

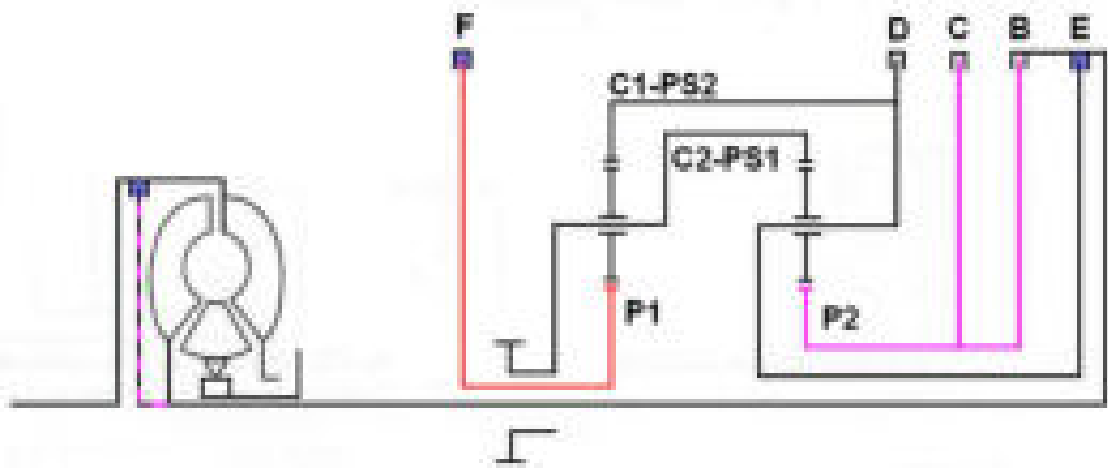


Рисунок 3.102 – Кинематическая схема планетарного механизма, собранного по схеме Симпсона-II. Вторая передача.

Гидропередача будет работать на всех режимах: в начальный момент – гидротрансформатор; затем – турбомуфта; наконец – фрикционная блокирующая муфта турбинного и насосного колеса.

Передаточное число – 1,481.

Третья передача.

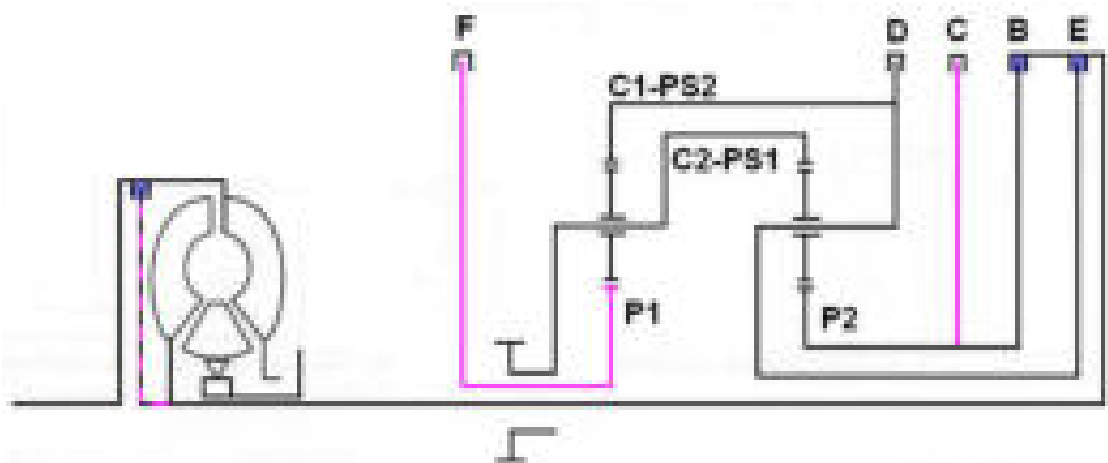


Рисунок 3.103 – Кинематическая схема планетарного механизма, собранного по схеме Симпсона-II. Третья передача.

Одновременным включением фрикционных муфт (B) и (E) производится блокировка второго и первого планетарных рядов (см. рисунок 3.103).

Это значит, что все звенья планетарных рядов могут вращаться только синхронно, то есть третья передача – прямая. Передаточное число – 1,0.

Четвертая передача.

Остановив солнечное колесо (P2) второго планетарного ряда (см. рисунок 3.104) тормозом (C), и передавая вращение через фрикционную муфту (E), мы получим повышающую передачу с отношением 0,720.

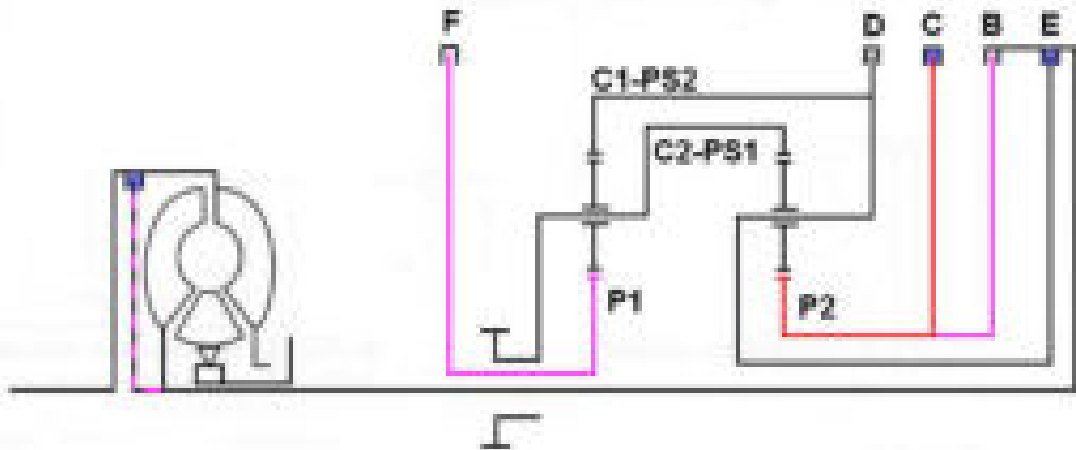


Рисунок 3.104 – Кинематическая схема планетарного механизма, собранного по схеме Симпсона-II. Четвертая передача.

Передача заднего хода.

Задний ход, так же, как и первая передача происходит без применения блокировки гидротрансформатора.

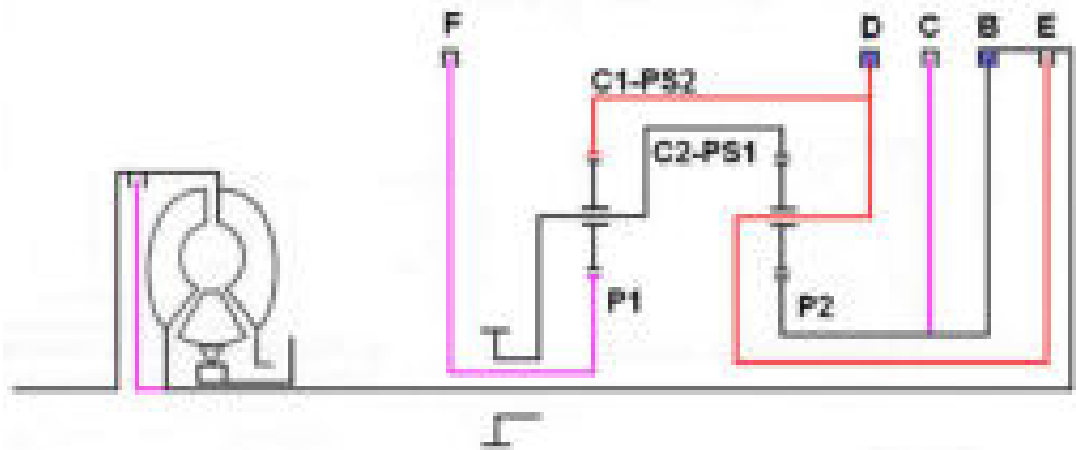


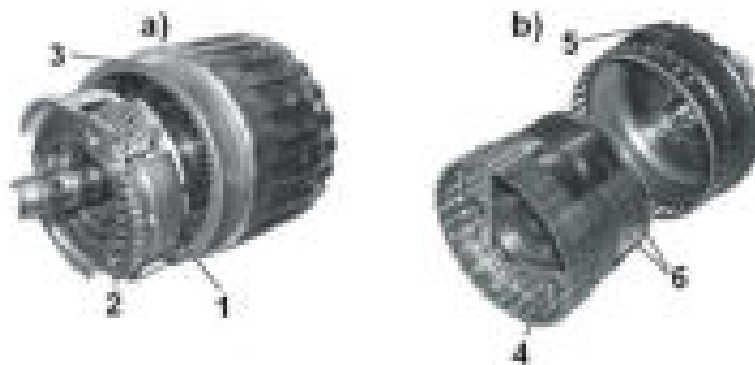
Рисунок 3.105 – Кинематическая схема планетарного механизма, собранного по схеме Симпсона-II. Передача заднего хода.

Тормозом (D) производится остановка блока (C1 – PS2) (см. рисунок 3.105). Крутящий момент передается через солнечную шестерню (P2) второго

планетарного ряда через фрикционную муфту (В). Передаточное отношение имеет отрицательное значение – 2.568.

3.5 Шестиступенчатая автоматическая трансмиссия, собранная по схеме Лепелетира

В этой конструкции АКПП применяется так называемый планетарный ряд Лепелетира, который состоит из однорядного планетарного редуктора и последовательно подключенного к нему планетарного ряда со сцепленными сателлитами.



а) – одинарный планетарный ряд; б) – планетарный ряд со сцепленными сателлитами.

Рисунок 3.106 – Внешний вид планетарных рядов, собранных по схеме Лепелетира.

Однорядный планетарный редуктор (см. рисунок 3.106а) обеспечивает две различные частоты вращения на входе в планетарный ряд со сцепленными сателлитами.

Планетарный ряд со сцепленными сателлитами (см. рисунок 3.106б) совместно с однорядным планетарным редуктором позволяет реализовать шесть передач переднего хода и одну передачу заднего хода, при этом для переключений применяется три фрикционные муфты и два многодисковых тормоза. Для включения любой передачи требуется задействовать всего лишь два управляющих элемента.

Управление автоматической трансмиссией производится электронным

Крутящий момент снимается с эпициклического колеса (H2) второго планетарного ряда.

Необходимо учесть, что два сателлита (P2) и (P3) сцеплены между собой. Это значит, что вращая малую солнечную шестерню (S3) при остановленном тормозом (D) водиле, получим вращение эпициклического колеса (H2) через сателлит (P2), находящийся в одновременном зацеплении с эпициклом (H2), коротким сателлитом (P3) и большим солнечным колесом (S2).

Рассмотрим порядок передачи крутящего момента на различных передачах.

Первая передача.

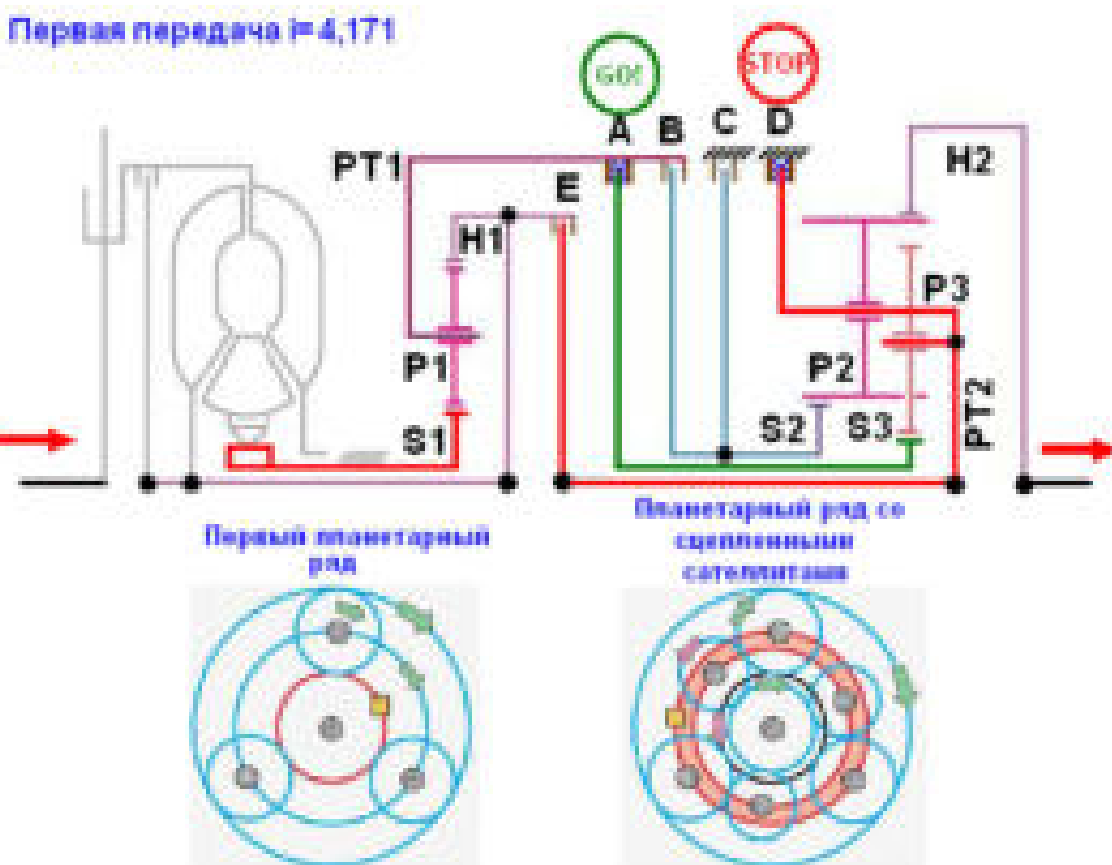


Рисунок 3.108 – Работа АКПП, собранной по схеме Лепеллетье на первой передаче.

Для включения первой передачи (см. рисунок 3.108) задействованы: тормоз (D), удерживающий каретку сателлитов (водило) (PT2) второго планетарного ряда; фрикционная муфта (A), через которую крутящий момент от ка-

ретки сателлитов (водило) (PT1) первого планетарного ряда на малую солнечную шестерню (S3) второго планетарного ряда.

В первом планетарном ряду происходит начальное снижение скорости вращения. Во втором планетарном ряду при остановленной каретке сателлитов (водиле) (PT2) крутящий момент передается от малого солнечного колеса (S3) на короткий сателлит (P3), через него – на длинный сателлит (P2), затем на эпициклическое зубчатое колесо – на выходной вал.

В собранной схеме Лепелетира на первой передаче происходит снижение частоты вращения в 4,171 раза. Следовательно, передаточное число первой передачи – 4.171.

Вторая передача.

Вторая передача $i = 2,340$



Рисунок 3.109 – Работа АКПП, собранной по схеме Лепелетье на второй передаче.

Для включения второй передачи (см. рисунок 3.109) требуется: остановить большую солнечную шестерню (S2) второго планетарного ряда тормозом (C), передавать крутящий момент через каретку сателлитов (водило) (PT1)

первого планетарного ряда и включенную фрикционную муфту (А) на малую солнечную шестерню (S3) второго планетарного ряда.

В первом планетарном ряду происходит начальное снижение частоты вращения. Во втором планетарном ряду вращение передается с малой солнечной шестерни (S3) на короткий сателлит (P3), сцепленный с длинным сателлитом (P2). Обегая остановленное большое солнечное колесо (S2) длинный сателлит передаст вращение на эпицикл (H2), соединенный с выходным валом АКПП.

Общее передаточное отношение в этом случае – 2,340.

Третья передача.

Третья передача $i = 1,521$

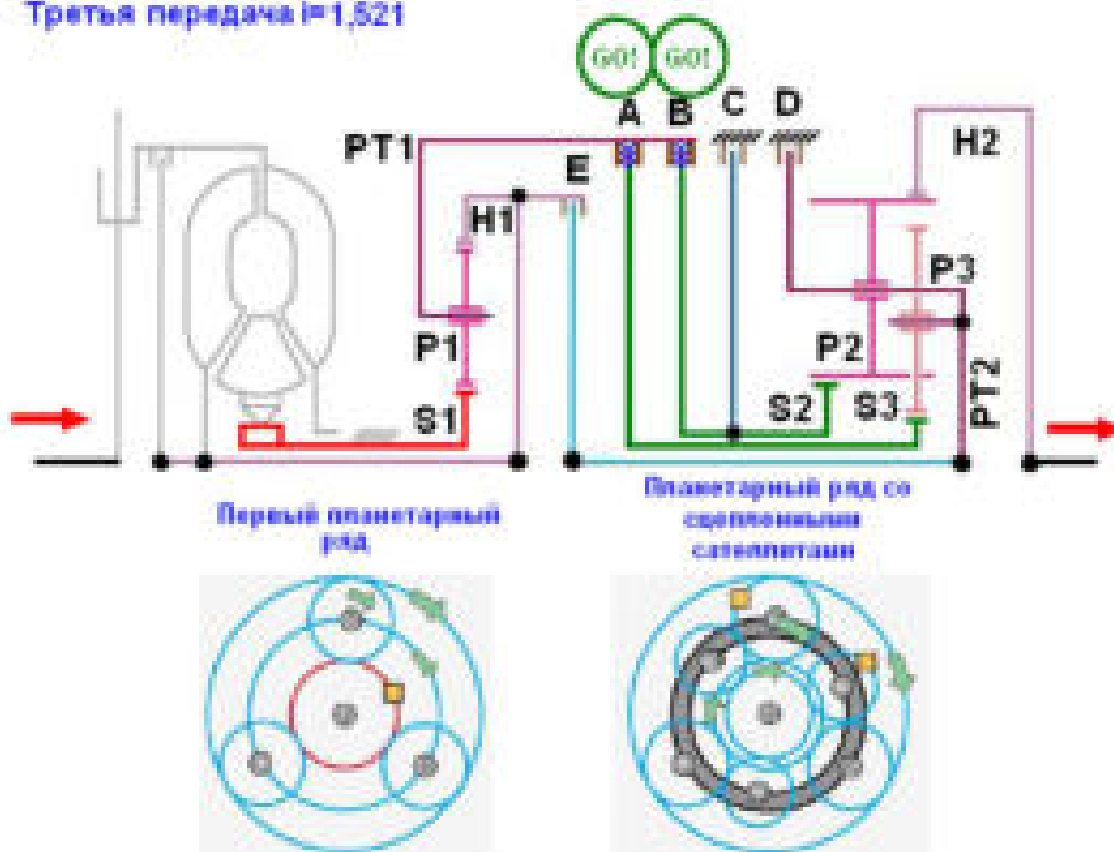


Рисунок 3.110 – Работа АКПП, собранной по схеме Лепеллетье на третьей передаче.

Включение третьей передачи (см. рисунок 3.110) происходит путем принудительного соединения двух солнечных шестерен (S2) и (S3) путем включения двух фрикционных муфт (А) и (В). В этом случае второй планетарный ряд блокируется, то есть вращается синхронно. Все снижение частоты вращения

происходит в первом планетарном ряду, то есть при остановленном солнечном колесе (S1) от эпицикла (H1) на каретку сателлитов (водило) (PT1).

Общее снижение частоты вращения происходит с передаточным числом 1,521.

Четвертая передача.

Четвертая передача $i = 1,143$

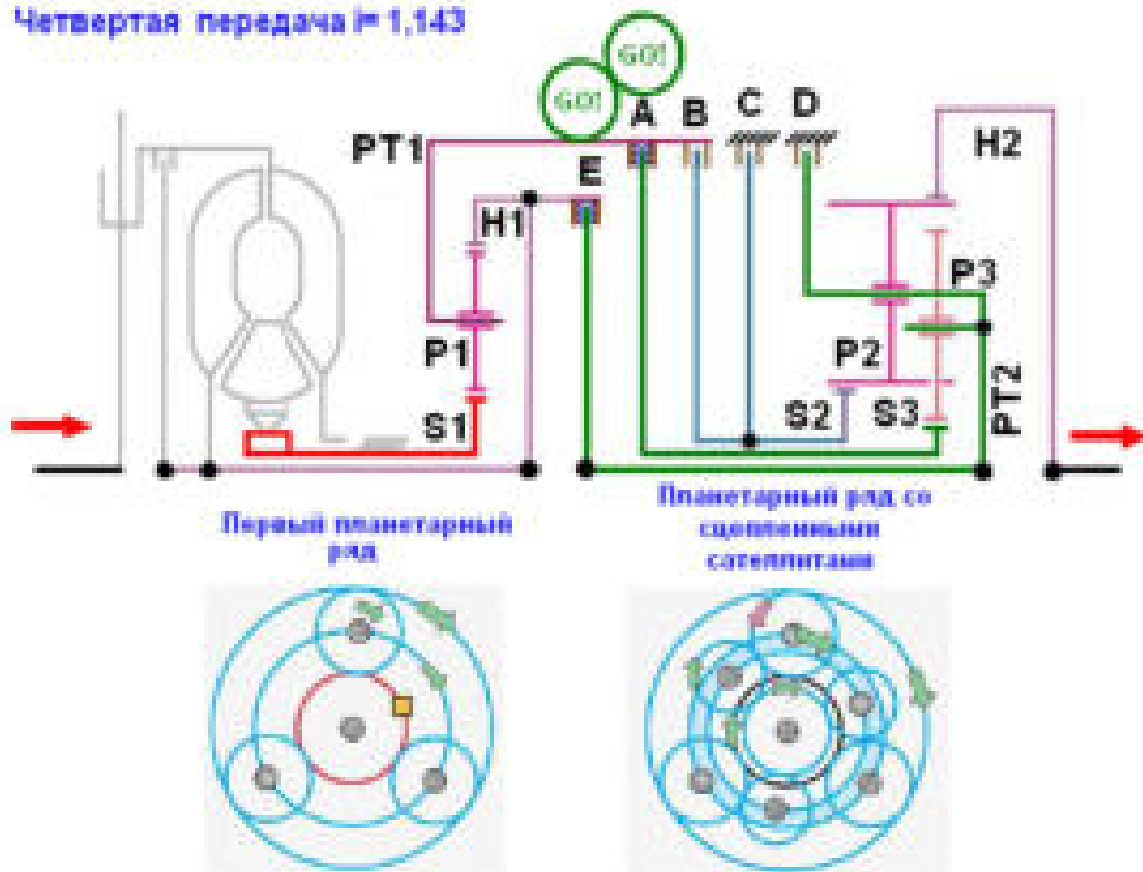


Рисунок 3.111 – Работа АКПП, собранной по схеме Лепеллетье на четвертой передаче.

Включение четвертой передачи (см. рисунок 3.111) производится передачей вращения от ведущего вала через включенную муфту (E), минуя первый планетарный ряд, на каретку сателлитов (водило) (PT2) второго планетарного ряда. В этом же планетарном ряду пониженная частота вращения передается через каретку сателлитов (водило) (PT1) первого планетарного ряда и включенную фрикционную муфту (A) на малую солнечную шестерню (S3) второго планетарного ряда.

Во втором планетарном ряду происходит следующее: вращающаяся ка-

ретка сателлитов (водило) (PT2) увлекает закрепленными на ней осями короткий сателлит (P3), находящийся в зацеплении с вращающимся в том же направлении, но с меньшей скоростью, малым солнечным колесом (S2). Обегая его движущиеся зубья, короткий сателлит (P3) передает вращение на сцепленный с ним длинный сателлит (P2), который вращает эпицикл (H2), соединенный с выходным валом АКПП.

В этом случае общее передаточное число схемы Лепелетера – 1,143.

Пятая передача.

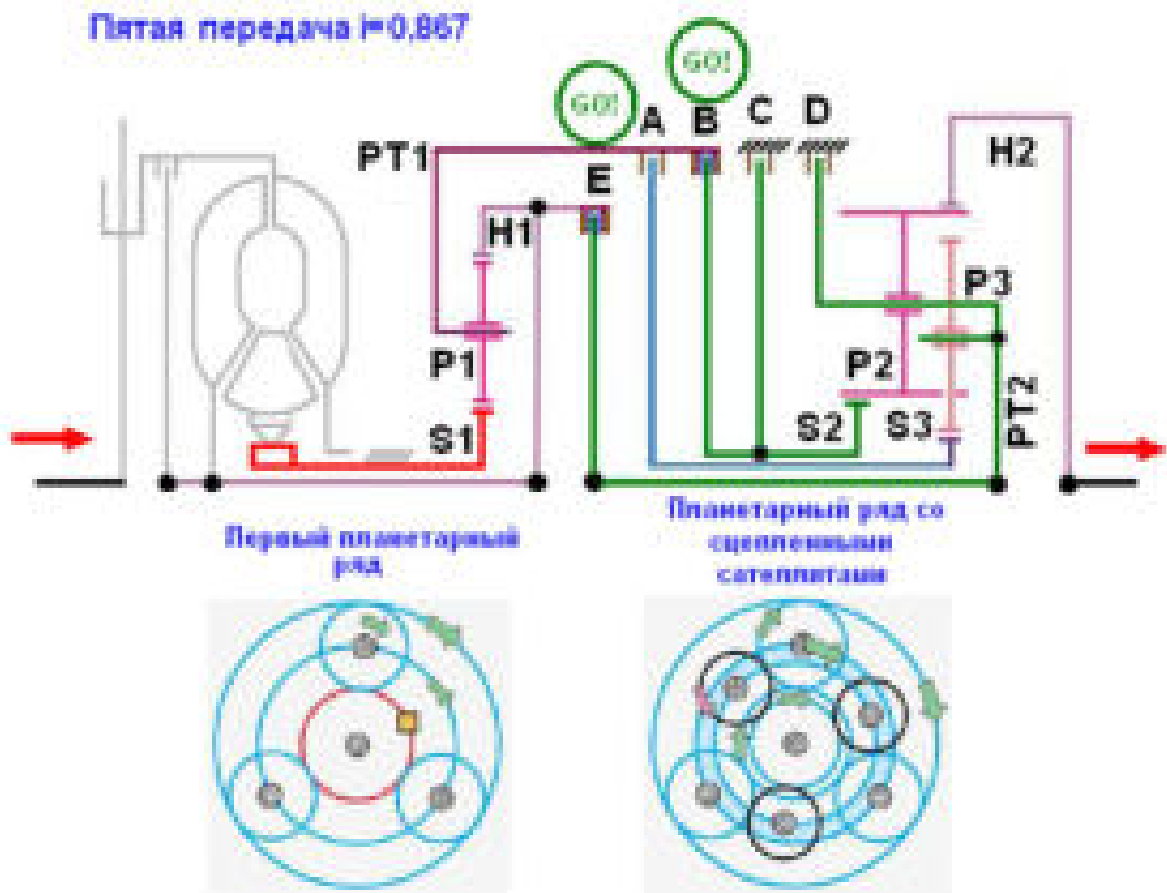


Рисунок 3.112 – Работа АКПП, собранной по схеме Лепелетье на четвертой передаче.

Пятая передача (см. рисунок 3.112) очень похожа на четвертую, но к движущейся каретке сателлитов (водилу) (PT2), получающей вращение от фрикционной муфты (E) плюсуется движение большого солнечного колеса (S2), вращение которого обеспечивается включением фрикционной муфты (E).

Если вы сравните две схемы планетарного ряда со сцепленными стеллитами, расположенными отдельно от кинематических схем на рисунке 3.113, то

вы увидите, что на четвертой передаче длинный сателлит (P2) вращался вокруг своей оси против часовой стрелки, снижая скорость вращения выходного звена – эпицикла (H2). Это происходит из-за передачи вращения на длинный сателлит (P2) не через большое солнечное колесо (S2), а через сцепленный с ним короткий сателлит (P3), получающий вращение от малого солнечного колеса (S3). Совпадение по направлению вращения сцепленных малого солнечного колеса (S3) и короткого сателлита (P3), происходит из-за высокой скорости вращения каретки сателлитов (водила) (PT2), на осях которой и вращаются сцепленные сателлиты.

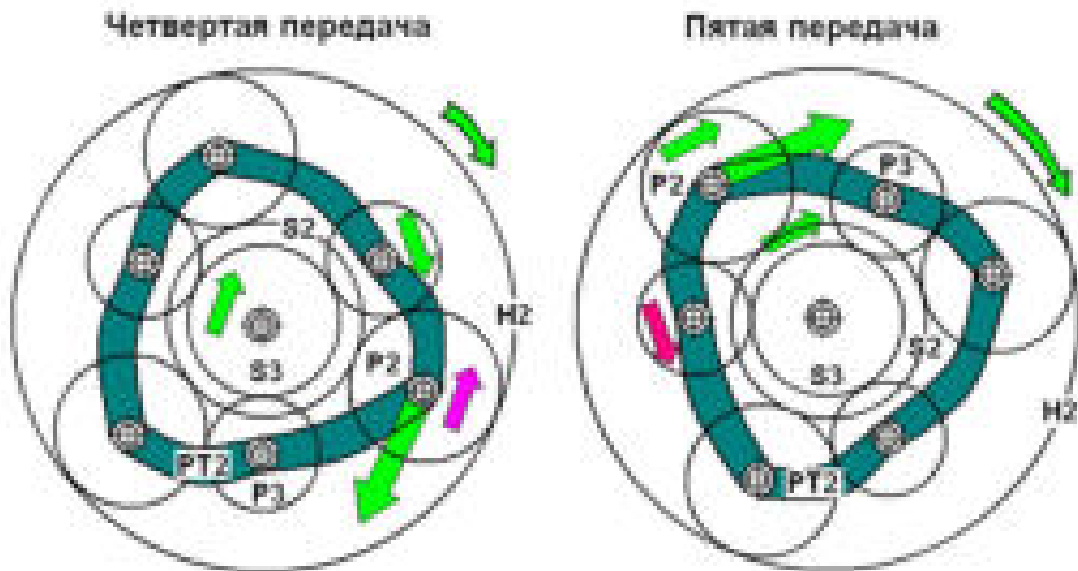


Рисунок 3.113 – Преобразование вращения на четвертой и на пятой передаче во втором планетарном ряду со сцепленными сателлитами.

На пятой передаче вращение передается от большого солнечного колеса (S2) на длинный сателлит (P2), непосредственно на сцепленный с выходным звеном – эпициклом (H2). Но из-за разницы в скоростях вращения большого солнечного колеса (S2) и каретки сателлитов (водила) (PT2) вращение длинного сателлита (P2) все же тормозит эпициклическое колесо (H2), но не столь заметно, как это происходит на четвертой передаче. Отсюда и незначительная прибавка в скорости.

Общее передаточное число при таком подключении планетарных механизмов составляет 0,867, а это значит, что пятая передача – ускоряющая.

Шестая передача.

Шестая передача $i = 0,691$



Рисунок 3.114 – Работа АКПП, собранной по схеме Лепеллетье на шестой передаче.

Шестая передача (см. рисунок 3.114) происходит без участия первого планетарного ряда, так как фрикционные муфты (А) и (В) разомкнуты.

Тормозом (С) остановлено большое солнечное колесо (S2), а фрикционная муфта (Е) передает вращение вала турбинного колеса без какого-либо преобразования на каретку сателлитов (водило) (PT2) второго планетарного ряда.

Почему же на шестой передаче происходит увеличение скорости выходного звена можно понять, внимательно изучив схемы вращения планетарного ряда со сцепленными сателлитами на пятой и шестой передачах.

Вначале обрати взор на схему вращения второго планетарного ряда на пятой передаче. Совпадение по направлению с выходным звеном (эпициклом H2) вращение большого солнечного колеса (S2) на пятой передаче (см. рисунок 3.115), если представить, что каретка сателлитов (водило) остановлена, не-

возможно, так как вращение вокруг своей оси длинного сателлита (P2) при передаче вращения от солнечного колеса заставит эпицикл (H2) вращаться в противоположном направлении. Следовательно, совпадение по направлению вращения солнечного колеса и каретки сателлитов (водила) может оказать отрицательное влияние на скорость вращения выходного звена – эпицикла (H2). Его скорость будет зависеть от разницы скоростей каретки сателлитов (водила) (PT2) и большого солнечного колеса (S2), причем, чем больше эта разница – тем быстрее будет вращаться выходное звено.

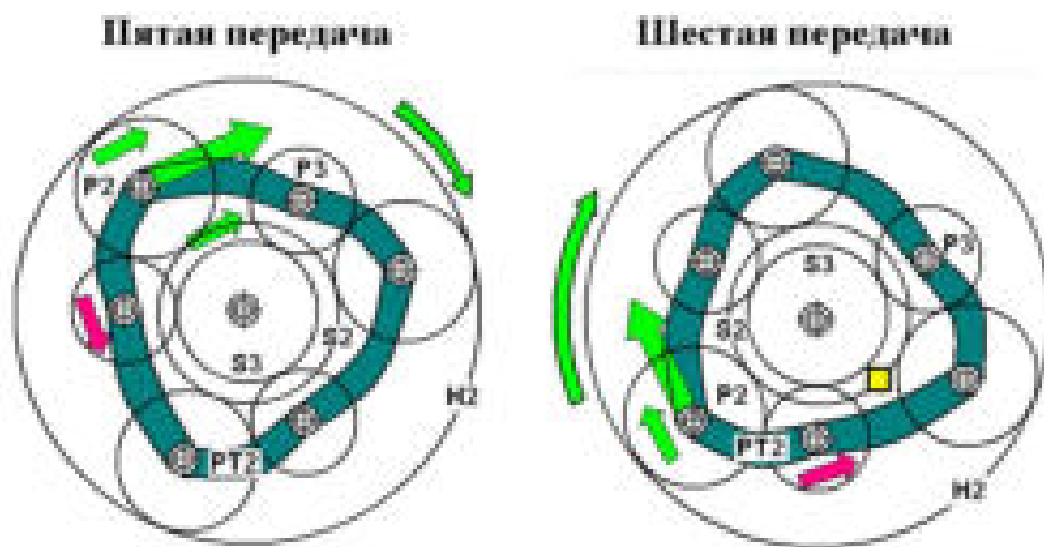


Рисунок 3.115 – Преобразование вращения на пятой на шестой передаче во втором планетарном ряду со сцепленными сателлитами.

На шестой передаче большое солнечное колесо (S2) остановлено, следовательно, увеличилась разница в скоростях вращения между ним и кареткой сателлитов (водилом) (PT2). Отсюда и очередная прибавка в скорости.

Передаточное отношение на шестой передаче – 0,691.

Передача заднего хода.

Остановленная тормозом (D) каретка сателлитов (водило) (PT2) при передаче вращения от большого солнечного колеса (S2) на эпицикл (H2), реверсирует вращение (см. рисунок 3.116), снижая его скорость.

Большое солнечное колесо (S2) получает вращение через фрикционную муфту (B) от каретки сателлитов (водила) (PT1) первого планетарного ряда, в

котором происходит первоначальное снижение скорости вращения. Таким образом, на задней передаче происходит изменение вращения на противоположное, с двухступенчатым снижением его скорости с передаточным числом – 3,403.

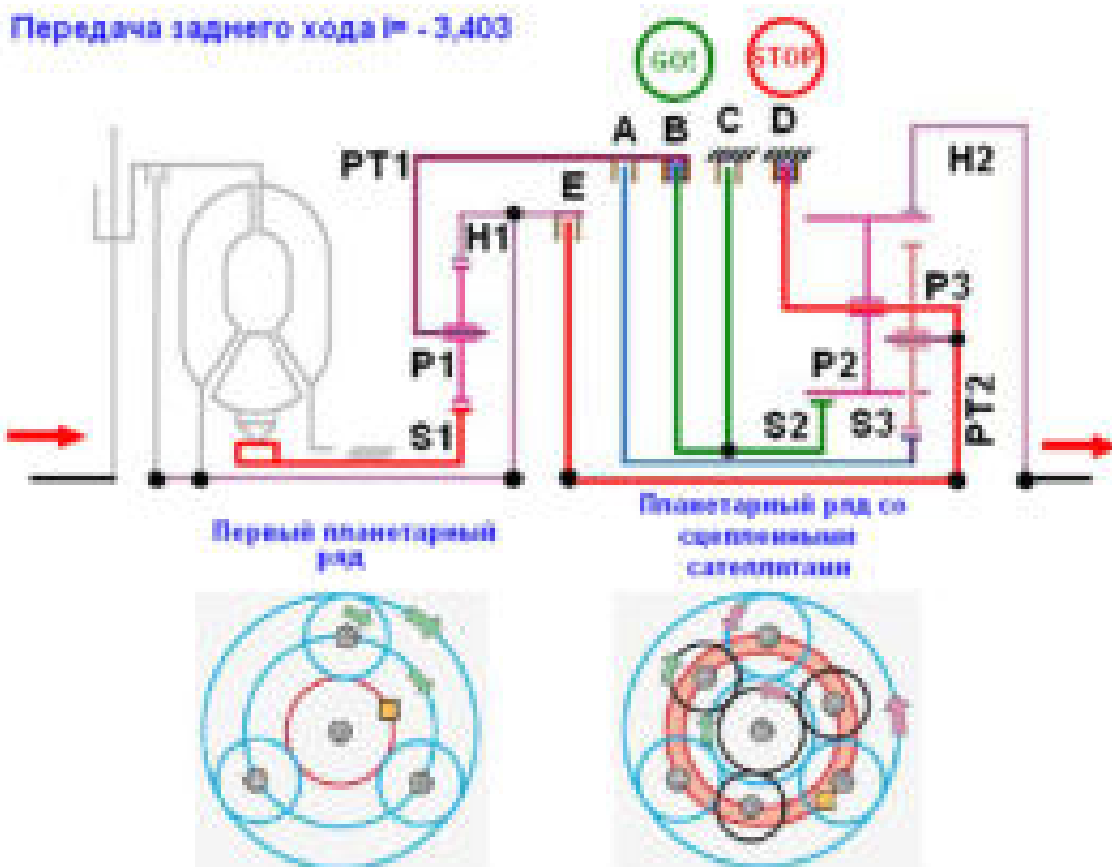


Рисунок 3.116 – Работа АКПП, собранной по схеме Лепеллетье на передаче заднего хода.

3.6 Ремонт и сервис автоматических трансмиссий

Автоматическая трансмиссия современного автомобиля – вещь дорогостоящая и весьма сложная. Управление автоматической трансмиссией, как правило, электронно-гидравлическое, поэтому для работы по обслуживанию этих агрегатов допускается только специально обученный персонал.

Для поиска неисправностей в электрической части необходимо иметь под рукой комплекс автомобильной диагностики, который по разработанной

и заложенной в его памяти программе, шаг за шагом обследует все электрические и электронные компоненты, и, при необходимости, выведет полученную при измерениях информацию на дисплей в графической или табличной форме.

Кроме того, современные системы управления автоматической трансмиссией (ЭСУ А/Т) оснащены программой самодиагностики, которая производит постоянное слежение за исправностью всех электрических и электронных компонентов автоматической трансмиссии. Если возникает какая-либо неполадка, ЭСУ А/Т запишет в оперативную память компьютера код неисправности, по которому оператор может сразу же сузить круг поиска неисправностей.

Механические неисправности, возникающие в автоматической трансмиссии, довольно редки, но их основная причина недочеты при конструировании, или нарушение правил эксплуатации.

На рисунке 3.117 показано разрушение стопорным кольцом корпуса многодискового тормоза. Неисправность возникла в гарантийный пробег автомобиля, поэтому АКПП была заменена за счет производителя автомобиля.



Рисунок 3.117 – Неисправность АКПП, связанная с конструктивным недочетом – стопорным кольцом обломан край многодискового тормоза.

Нередко подвергается разрушению каретка сателлитов (водило). Эта неисправность может возникнуть в момент пиковых нагрузок, вызванных ошибками при переключении режимов движения, либо из-за ошибок в конструктивных расчетах.

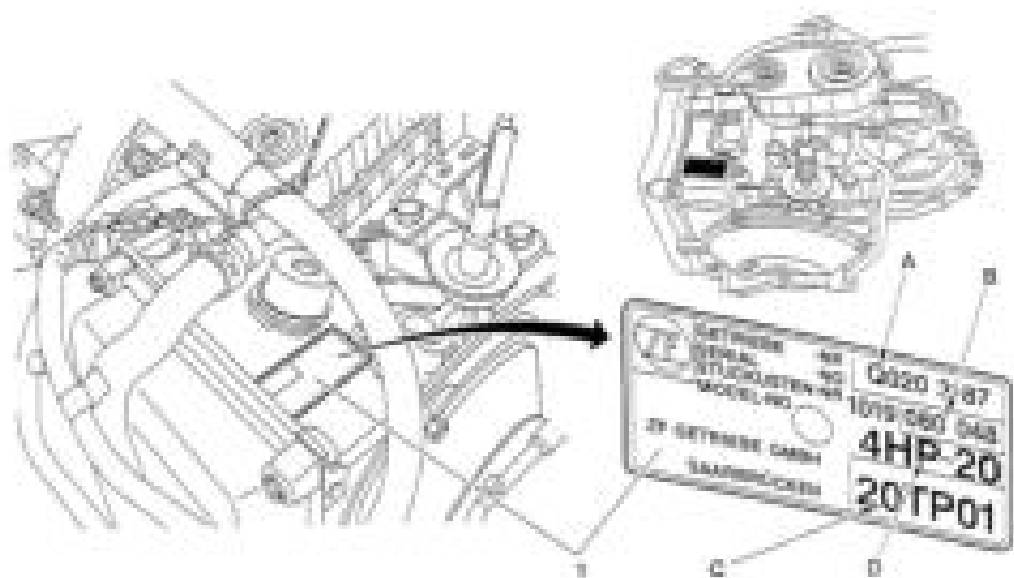


Рисунок 3.118 – Идентификационная табличка (шильда) и место её установки на автоматической коробке передач.

При работе с автоматической трансмиссией, прежде всего, её необходимо идентифицировать. С этой целью на корпусе АКПП (см. рисунок 3.118) прикреплена табличка (шильда), на которой указан тип автоматической трансмиссии и её модель. Перед ремонтом необходимо заручиться подробным описанием автоматической трансмиссии, описанным в Руководстве по ремонту. Без предварительного ознакомления с этой информацией приступать к работе нельзя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Автоматическая КПП занимает достойное место среди известных коробок передач и составляет конкуренцию привычной механике. Разнообразие режимов движения, а также плавное переключение передач позволяют водителю наслаждаться комфортным вождением.

С современным уровнем развития техники, средств проектирования, технологий изготовления в скором будущем появятся другие, усовершенствованные и принципиально новые конструкции АКПП.

Таким образом, современные автомобили всё чаще оснащаются автоматическими коробками переключения передач и их вариациями – вариаторной и роботизированной. Каждая из них имеет достоинства и недостатки. Общим преимуществом для них являются простота в управлении и обеспечение плавного хода авто. Подбор КПП следует осуществлять в соответствии со стилем вождения, собственными предпочтениями и предназначением автомобиля.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Головин С.И. Анализ диагностических информаторов / С.И. Головин // В сборнике: Сборник докладов молодых ученых факультета агротехники и энергообеспечения. 2003-2004 гг. – Орел, 2005. С. 59-62.
2. Головин С.И. Анализ эксплуатации тракторов / С.И. Головин, А.А. Жосан // В сборнике: Особенности технического и технологического оснащения современного сельскохозяйственного производства. / Сборник материалов международной научно-практической конференции. – Орел, 2013. – С. 119-126.
3. Головин С.И. Безразборные технологии увеличения эксплуатационного ресурса автотранспортной техники / С.И. Головин, Е.А. Ерохин // В сборнике: Сборник докладов молодых ученых факультета агротехники и энергообеспечения. – Орел, 2007. С. 78-83.
4. Головин С.И. Мониторинг изнашивания деталей дизеля как средство оптимизации системы технического обслуживания: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / С.И. Головин. – Москва, 2007
5. Головин С.И. Мониторинг изнашивания деталей дизеля, как средство оптимизации системы технического обслуживания: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / С.И. Головин. – Москва, 2007.
6. Головин С.И. Надежность и безотказность тракторов / С.И. Головин, А.А. Жосан // В сборнике: Особенности технического и технологического оснащения современного сельскохозяйственного производства. / Сборник материалов международной научно-практической конференции. – Орел, 2013. – С. 126-134.
7. Головин С.И. Особенности государственного технического осмотра / С.И. Головин, А.А. Жосан, А.Д. Полудницын // В сборнике: Состояние и перспективы энерго- и ресурсосберегающих технологий в АПК. / Материалы Международной научно-практической конференции. – Орел, 2009. С. 47-51.
8. Головин С.И. Оценка состояния двигателя по показателям моторного

масла / С.И. Головин, А.А. Жосан // Тракторы и сельхозмашины. – Москва, 2007. № 4. С. 52-53.

9. Головин С.И. Повышение качества моторных масел как способ достижения заявленного ресурса дизелей / С.И. Головин // Агротехника и энергообеспечение. – 2017. № 2 (15). – Орел, 2017. – С. 44-49.

10. Головин С.И. Проблема реализации ресурса двигателей / С.И. Головин, Е.В. Рябцев // В сборнике: Сборник докладов молодых ученых факультета агротехники и энергообеспечения. – Орел, 2007. С. 139-142.

11. Головин С.И. Прогнозирование остаточного ресурса дизелей / С.И. Головин, Н.М. Деревягин // В сборнике: Сборник докладов молодых ученых факультета агротехники и энергообеспечения. – Орел, 2007. С. 111-114.

12. Головин С.И. Реализации назначенного ресурса дизеля / С.И. Головин // В сборнике: Особенности технического оснащения современного сельскохозяйственного производства. / Сборник материалов к Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых. – Орел, 2012. С. 87-91.

13. Головин С.И. Структура и состав МТП в отечественном сельском хозяйстве / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.Р. Михайлов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – Москва, 2008. № 6. С. 3.

14. Головин С.И. Тенденции развития тракторостроения / С.И. Головин, А.А. Жосан // В сборнике: Особенности технического и технологического оснащения современного сельскохозяйственного производства. / Сборник материалов международной научно-практической конференции. – Орел, 2013. – С. 134-138.

15. Головин С.И. Техническое состояние АМТС как один из критериев, влияющих на безопасность дорожного движения / С.И. Головин, А.А. Жосан, А.Д. Полудницын // Мир транспорта и технологических машин. – Орел, 2009. № 4 (27). С. 54-58.

16. Головин С.И. Устройство автомобиля. Глава I Ходовая часть / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин, А.А. Солнцев – Орел: Орловский ГАУ, 2019. – 204 с.

17. Головин С.И. Устройство автомобиля. Глава II Тормозные системы / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин, А.А. Солнцев – Орел: Орловский ГАУ, 2019. – 227 с.
18. Головин С.И. Устройство автомобиля. Часть 1 Подвижной состав автомобильного транспорта / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин – Орел: Орловский ГАУ, 2018. – 33 с.
19. Головин С.И. Устройство автомобиля. Часть 2 Автомобильные колеса и шины / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин – Орел: Орловский ГАУ, 2018. – 85 с.
20. Головин С.И. Устройство автомобиля. Часть 3 Подвеска / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин – Орел: Орловский ГАУ, 2018. – 118 с.
21. Головин С.И. Устройство автомобиля. Часть 4 Тормозные системы / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин – Орел: Орловский ГАУ, 2018. – 108 с.
22. Головин С.И. Устройство автомобиля. Часть 5 Пневматические тормозные системы / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин – Орел: Орловский ГАУ, 2018. – 133 с.
23. Головин С.И. Устройство автомобиля. Часть 6 Рулевое управление / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин – Орел: Орловский ГАУ, 2018. – 78 с.
24. Головин С.И. Устройство автомобиля. Часть 7 КПП и раздаточные коробки / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин – Орел: Орловский ГАУ, 2020. – 93 с.
25. Головин С.И. Устройство автомобиля. Часть 8 Сухое фрикционное сцепление / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин – Орел: Орловский ГАУ, 2020. – 43 с.
26. Головин С.И. Устройство автомобиля. Часть 9 АКПП / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин – Орел: Орловский ГАУ, 2020. – 157 с.
27. Головин С.И. Учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства автомобилей» / С.И. Головин, А.А. Жосан, М.М. Ревякин. – Орёл, 2017. – 123 с.

28. Жосан А.А. Анализ эксплуатации зарубежной техники в России / А.А. Жосан, М.Р. Михайлов, С.И. Головин // Тракторы и сельхозмашины. Москва, 2009. № 4. С. 52-53.
29. Жосан А.А. К вопросу управления техническим состоянием дизеля / А.А. Жосан, С.И. Головин // В сборнике: Механизация интенсивных технологий в АПК. – Орел, 2006. С. 134-137.
30. Жосан А.А. Мониторинг изнашивания деталей дизеля, как средство оптимизации системы технического обслуживания / А.А. Жосан, С.И. Головин // Монография. – Орел, 2017. – 156 с.
31. Жосан А.А. Обеспечение ресурса двигателей тракторов агропромышленного комплекса путем контроля условий эксплуатации по химмотологическому параметру моторного масла / А.А. Жосан, С.И. Головин // Монография. – Орел, 2013. – 189 с.
32. Жосан А.А. Перспективы импорта сельскохозяйственной техники / А.А. Жосан, М.Р. Михайлов, С.И. Головин // В сборнике: Состояние и перспективы энерго- и ресурсосберегающих технологий в АПК. / Материалы Международной научно-практической конференции. – Орел, 2009. С. 35-38.
33. Жосан А.А. Пути улучшения технических, экономических и экологических показателей дизельных двигателей / А.А. Жосан, С.И. Головин, О.А. Кореньков // В сборнике: Ресурсосбережение - XXI век. Сборник материалов Международной научно-практической конференции. – Орел, 2005. С. 46-48.
34. Жосан А.А. Система РИКОС как способ обеспечения и поддержания целевой динамичности мобильных энергетических средств / А.А. Жосан, С.И. Головин, М.М. Ревякин // В сборнике: Состояние и перспективы энерго- и ресурсосберегающих технологий в АПК. / Материалы Международной научно-практической конференции. – Орел, 2009. С. 52-57.
35. Жосан А.А. Система РИКОС как способ обеспечения и поддержания целевой динамичности мобильных энергетических средств / А.А. Жосан, С.И. Го-

ловин, М.М. Ревякин // В сборнике: Состояние и перспективы энерго- и ресурсосберегающих технологий в АПК Материалы Международной научно-практической конференции. – Орел, 2009. С. 52-57.

36. Жосан А.А. Увеличение ресурса дизелей / А.А. Жосан, С.И. Головин // Тракторы и сельхозмашины. – Москва, 2006. № 12. С. 35.

37. Жосан А.А. Ультразвуковое диспергирование как способ повышения устойчивости присадок в моторных маслах и достижения заявленного ресурса дизелей / А.А. Жосан, М.М. Ревякин, С.И. Головин // Агротехника и энергообеспечение. – 2017. № 4 (17). – Орел, 2017. – С. 122-128.

38. Жосан А.А. Учебно-методическое пособие для выполнения контрольной работы по дисциплине «Силовые агрегаты» и задания для контрольной работы для обучающихся по направлению подготовки 23.03.03 - «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» заочной формы обучения / А.А. Жосан, С.И. Головин, М.М. Ревякин, А.В. Кондыков. – Орёл, 2017. – 77 с.

39. Жосан А.А. Учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта по дисциплине «Эксплуатация машинно-тракторного парка» / А.А. Жосан, С.И. Головин, М.М. Ревякин, А.В. Кондыков. – Орёл, 2017. – 129 с.

40. Жосан А.А. Эффективность эксплуатации зарубежной сельскохозяйственной техники в России / А.А. Жосан, М.Р. Михайлов, С.И. Головин // В сборнике: Обеспечение устойчивого развития АПК в условиях глобального экономического кризиса. / Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых. Орловский государственный аграрный университет. – Орел, 2009. С. 108-112.

41. Карелина М.Ю. Выпускная квалификационная работа бакалавра: учебное пособие / М.Ю. Карелина, М.М. Ревякин, А.А. Жосан, И.Н. Кравченко, А.В. Коломейченко, С.И. Головин, Е.В. Яковлева. – Орел, 2016. – 328 с.

42. Карелина М.Ю. Электронные системы управления работой дизельных двигателей: учебное пособие / М.Ю. Карелина, И.Н. Кравченко, А.В. Коломейченко, С.И. Головин, А.А. Жосан, М.Н. Ерофеев. – М. Инфра-М, 2020. – 160 с.

43. Карелина М.Ю. Электронные системы управления работой дизельных двигателей: учебное пособие / М.Ю. Карелина, И.Н. Кравченко, А.В. Коломейченко, С.И. Головин, А.А. Жосан, М.Н. Ерофеев. – М. Инфра-М, 2017. – 160 с.
44. Михайлов М.Р. Оптимизация использования зерноуборочных комбайнов по параметрам надежности / М.Р. Михайлов, С.И. Головин, А.А. Жосан // Монография – Орел: Орловский ГАУ, 2018. – 144 с.
45. Пучин Е.А. Тенденции развития тракторостроения / Е.А. Пучин, А.А. Жосан, С.И. Головин // В сборнике: Инновационные технологии механизации, автоматизации и технического обслуживания в АПК. / Материалы Международной научно-практической интернет-конференции. – Орел, 2008. С. 61-64.
46. Ревякин М.М. А.А. Повышение эксплуатационной надежности технических систем как аспект стратегии ресурсосбережения мобильных энергетических средств агропромышленного комплекса / М.М. Ревякин, А.А. Жосан, С.И. Головин // Агротехника и энергообеспечение. – 2017. № 4 (17). – Орел, 2017. – С. 115-121.
47. Ревякин М.М. Выпускная квалификационная работа бакалавра: учебное пособие / М.М. Ревякин, А.А. Солнцев, С.И. Головин, А.А. Жосан. – Орел, 2019. – 331 с.
48. Ревякин М.М. К вопросу о надежности мобильных энергетических средств предприятий АПК / М.М. Ревякин, А.А. Жосан, С.И. Головин // Международная научная конференция, посвященная 130-летию Н.И. Вавилова Москва, 05-07 декабря 2017 г. – Москва, 2018. С. 258-260.
49. Ревякин М.М. Повышение эксплуатационной надежности технических систем как аспект стратегии ресурсосбережения мобильных энергетических средств агропромышленного комплекса / М.М. Ревякин, А.А. Жосан, С.И. Головин // Материалы XV международной научно-практической интернет-конференции. Орёл, 15 марта-30 июня 2017 г. Энерго- и ресурсосбережение - XXI век. – Орел, 2017. С. 158-162.
50. Ревякин М.М. Увеличение ресурса двигателя и ресурсосбережение / М.М.

Ревякин, А.А. Жосан, С.И. Головин // В сборнике: Ресурсосберегающие технологии при хранении и переработке сельскохозяйственной продукции. Сборник статей международного научно-практического семинара. – Орел, 2006. С. 17-19.