

А. В. Круташов

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ ДЛЯ СПО

2-е издание, исправленное и дополненное

Рекомендовано Учебно-методическим отделом среднего профессионального образования в качестве учебного пособия для студентов образовательных учреждений среднего профессионального образования

**Книга доступна на образовательной платформе «Юрайт» urait.ru,
а также в мобильном приложении «Юрайт.Библиотека»**

Москва ■ Юрайт ■ 2020

УДК 62-585(075.32)
ББК 34.446я723
К84

Автор:

Круташов Анатолий Васильевич — доцент, кандидат технических наук, доцент Московского политехнического университета.

Рецензенты:

Гируцкий О. И. — доктор технических наук, профессор Центрального научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института «НАМИ»;

Фоминых А. Б. — кандидат технических наук, доцент Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана.

Круташов, А. В.

К84 Конструкция автомобиля: коробки передач : учебное пособие для среднего профессионального образования / А. В. Круташов. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2020. — 117 с. — (Профессиональное образование). — Текст : непосредственный.

ISBN 978-5-534-12582-5

В учебном пособии описаны назначение, требования, классификация, конструкция узлов и механизмов ступенчатых коробок передач. Пособие охватывает получившие признание изменения в конструкции коробок передач, обусловленные как совершенствованием собственно коробок передач, так и развитием компоновочных схем автомобилей, возросшим разнообразием применяемых типов привода автомобиля, а также изменениями в условиях эксплуатации.

Изложение материала направлено на развитие у обучающихся аналитического подхода к изучению конструкции узлов автомобиля, умения формировать технические требования с учетом перспективы развития техники, вести разработку новых конструкций на конкурентном уровне.

Соответствует актуальным требованиям Федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования и профессиональным требованиям.

Книга адресована студентам образовательных учреждений среднего профессионального образования, обучающимся по инженерно-техническим направлениям.

УДК 62-585(075.32)

ББК 34.446я723

Все права защищены. Никакая часть данной книги не может быть воспроизведена в какой бы то ни было форме без письменного разрешения владельцев авторских прав.

© Круташов А. В., 2013

© Круташов А. В., 2020, с изменениями

© ООО «Издательство Юрайт», 2020

ISBN 978-5-534-12582-5

Оглавление

Предисловие	5
Глава 1. Назначение коробки передач	7
Глава 2. Требования к коробкам передач	8
Глава 3. Классификация устройств преобразования крутящего момента	10
3.1. Общая классификация устройств преобразования крутящего момента	10
3.2. Классификация коробок передач	11
Глава 4. Конструкция коробок передач	12
4.1. Число передач	12
4.2. Способы включения и выключения передач	14
4.3. Основные конструктивные схемы коробок передач	16
4.4. Способы выполнения передачи заднего хода	35
4.5. Особенности установки шестерен и валов	39
4.6. Система смазки коробки передач	45
4.7. Уплотнения валов, корпусных разъемов, резьбовых соединений. Сапуны	47
4.8. Многоступенчатые коробки передач	50
4.9. Дополнительная пониженная передача	57
4.10. «Сдвоенные» коробки передач (с двумя первичными валами)	62
4.11. Синхронизаторы	63
4.12. Предотвращение самовыключения передач	78
4.13. Ограничение хода включения	81
Глава 5. Управление ступенчатыми коробками передач....	82
5.1. Управление коробкой передач с избирательным включением передач	84
5.1.1. Механизм переключения передач	84
5.1.2. Механизм управления коробкой передач	94
5.2. Управление коробкой передач при последовательном переключении	103

Глава 6. Особенности компоновки коробок передач и взаимосвязь с концепцией автомобиля.....	106
Приложение	109
Список литературы	116
Новые издания по дисциплине «Устройство автомобилей» и смежным дисциплинам.....	117

Предисловие

В учебном пособии «Конструкция автомобиля. Коробки передач» представлены назначение, требования, классификация, конструкция узлов и механизмов ступенчатых коробок передач. В книге, наряду с описанием традиционных технических решений, приведены получившие признание изменения в конструкции коробок передач, обусловленные как совершенствованием собственно коробок передач, так и развитием компоновочных схем автомобилей, возросшим разнообразием применяемых типов привода автомобиля, а также изменениями в условиях эксплуатации.

Изложение материала в книге направлено на развитие у обучающихся аналитического подхода к изучению конструкции узлов автомобиля, умения формировать концепцию и технические требования с учетом перспективы развития автомобилестроения, вести разработку новых конструкций на конкурентном уровне.

В результате освоения материала учебного пособия обучающийся должен овладеть следующими компетенциями:

трудовые действия

- диагностика состояния коробок передач и исследование причин неисправностей;
- разработка концепции коробки передач проектируемого объекта и технических требований;
- разработка рабочей технической документации по узлам коробки передач;

необходимые умения

- идентифицировать механизмы и устройства в составе коробки передач по рисункам и чертежам технической литературы и учебных пособий, по материальным образцам агрегатов автомобилей-аналогов различных производителей;
- анализировать и оценивать влияние особенностей конструкции коробки передач на эксплуатационные свойства автомобиля;

— проводить критический анализ схем и технических решений по элементам конструкции коробки передач;

— выявлять технические решения, обеспечивающие опережающий технический уровень по отношению к известным аналогам;

— пользоваться специальной и справочной литературой, патентными источниками для расширения кругозора и повышения уровня знаний;

необходимые знания

— классификация, требования к конструкции коробки передач и отдельных ее узлов;

— кинематические схемы коробок передач и их особенности;

— особенности конструкции отдельных узлов и систем коробок передач;

— тенденции развития кинематических схем коробок передач в увязке с компоновочными схемами силовых агрегатов и всего автомобиля;

— инженерная терминология в области конструкции коробок передач;

— системное изложение в устной и письменной форме особенностей конструкции изучаемого или предлагаемого технического решения по коробке передач.

Круташов А. В.

18.10.2019

Глава 1

НАЗНАЧЕНИЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Коробка передач является частью силовой передачи автомобиля и предназначена для преобразования крутящего момента и частоты вращения, развиваемых коленчатым валом двигателя внутреннего сгорания и передаваемых на коробку передач посредством механизма сцепления. Наряду с этим коробка передач предназначена для изменения направления вращения выходного вала с целью обеспечения движения автомобиля задним ходом, для разъединения двигателя и силовой передачи на длительное время.

Необходимость преобразования крутящего момента и частоты вращения обусловлена особенностями характеристик двигателя внутреннего сгорания. Реализуемая двигателем мощность достигается при относительно невысоком крутящем моменте (по отношению к необходимой для движения автомобиля тяге), но при высокой скорости вращения коленчатого вала, существенно превышающей скорость вращения колес. Функция преобразования крутящего момента и частоты вращения выполняется изменением передаточного числа в коробке передач, являющейся своеобразным редуктором, наряду с дополнительным преобразованием в главной передаче автомобиля.

Поскольку направление вращения коленчатого вала двигателя не изменяется, то для обеспечения движения автомобиля задним ходом изменение направление вращения осуществляется коробкой передач.

Кратковременное разъединение двигателя и силовой передачи обеспечивается механизмом сцепления. Более длительное разъединение, которое требуется при работе двигателя на холостом ходу и может потребоваться на стоянке автомобиля, осуществляется в коробке передач.

Глава 2

ТРЕБОВАНИЯ К КОРОБКАМ ПЕРЕДАЧ

Наряду с общими для сложных технических изделий требованиями — такими как низкая материалоемкость, высокая технологичность и низкая трудоемкость изготовления, обслуживания и ремонта, низкие энергоемкость и уровень вредных выбросов при производстве, к коробкам передач предъявляются и специфические требования.

1. *Достаточный диапазон изменения передаточных чисел.*

Диапазон передаточных чисел коробки передач представляет собой отношение передаточных чисел низшей и высшей передач, характеризуя, соответственно, возможный диапазон преобразования крутящего момента в коробке передач. Достаточность диапазона при достигнутом техническом уровне является компромиссом между обеспечением высоких тягово-динамических качеств автомобиля и низким расходом топлива с одной стороны и технической сложностью коробки передач — с другой.

Минимально допустимым диапазоном является такой, при котором на *низшей* передаче, т. е. при максимальном увеличении крутящего момента, обеспечиваются заданные тяговые характеристики, возможность преодоления определенного уклона дороги — подъема, а на *высшей* — обеспечивается максимальная скорость автомобиля. Передаточное число высшей передачи в коробке передач при этом составляет 1 или близкую величину. Необходимое для автомобиля общее передаточное число дополняет главная передача, устанавливаемая в ведущем мосту. Минимальный диапазон передаточных чисел обычно составляет 3,5...4,0 для легковых автомобилей и 5,0...7,8 для грузовых.

Снижение расхода топлива при двигателе внутреннего сгорания требует более широкого диапазона изменения передаточного числа, чем это требуется для достижения максимальной скорости автомобиля. Расширение осуществляется

в сторону высших передач, и диапазон в этом случае для легковых автомобилей достигает 4,1...4,5.

В особых условиях движения, в частности для автомобилей повышенной проходимости, при повышенном сопротивлении движению и для обеспечения возможности движения с очень малой скоростью, близкой к скорости пешехода, может требоваться расширение диапазона в сторону низших передач.

Более широкий диапазон передаточных чисел, достигающий 12,0...14,0, требуется также для грузовых автомобилей с большим диапазоном изменения весового состояния — от массы снаряженного автомобиля до массы при полной нагрузке. В наибольшей степени это характерно для большегрузных автомобилей при относительно невысокой удельной мощности двигателя.

2. Обеспечение легкости и удобства управления.

Для соответствия этому требованию необходимо обеспечить удобный доступ к органу управления коробкой передач (рычагу управления), иметь благоприятную траекторию его перемещения и приемлемые, не превышающие норм, усилия управляющего воздействия.

3. Низкий уровень шума на всех режимах работы.

Для соответствия требованию конструкция коробки передач должна характеризоваться на любых режимах работы уровнем шума, практически не воспринимаемым человеком в обычном состоянии. Допустим лишь незначительный уровень шума в узком диапазоне оборотов, распознаваемый при контрольном сосредоточении внимания.

4. Высокий коэффициент полезного действия.

Для соответствия требованию конструкция должна иметь рациональную кинематическую схему с минимально возможным числом пар шестерен, валов и подшипников, работающих под нагрузкой, малые затраты мощности на смазывание коробки передач.

Глава 3

КЛАССИФИКАЦИЯ УСТРОЙСТВ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

3.1. Общая классификация устройств преобразования крутящего момента

Для включения в состав силовой передачи автомобиля имеется выбор из нескольких типов устройств, осуществляющих преобразование крутящего момента в определенном диапазоне. Общая классификация таких устройств ведется по ряду признаков.

По физическому способу преобразования крутящего момента эти конструкции подразделяются на:

- механические, имеющие зубчатые зацепления;
- механические фрикционные;
- гидравлические, подразделяющиеся в свою очередь на гидродинамические передачи, называемые гидротрансформатором, и гидрообъемные передачи;
- импульсные;
- электрические.

По способу реализации диапазона передаточных чисел конструкции подразделяются на ступенчатые и бесступенчатые.

В ступенчатых передачах каждое неизменное передаточное число представляет ступень в диапазоне и образуется одной или несколькими парами шестерен. Применяются также планетарные передачи. Конструкция, имеющая несколько ступеней преобразования крутящего момента, называется коробкой передач (КП).

В бесступенчатых передачах передаточное число изменяется плавно в рамках диапазона. К бесступенчатым передачам относятся гидротрансформатор и гидрообъемные передачи. Комбинацию гидротрансформатора и механической коробки передач называют гидромеханической передачей (ГМП).

Сравнительно недавно получили распространение механические фрикционные бесступенчатые передачи, называемые вариаторами.

3.2. Классификация коробок передач

Механические ступенчатые коробки передач с зубчатыми зацеплениями относительно просты по конструкции, имеют меньшую стоимость, высокий КПД. Эти особенности обусловили широкое их распространение на автомобилях различных типов.

Классифицируются коробки передач следующим образом:

1. *По количеству передач (ступеней)*, при этом учитывается число передач переднего хода. Ступенчатые коробки передач имеют не менее двух передач (при одной ступени конструкция представляла бы простейший редуктор, а не коробку передач). Соответственно числу передач возрастает число пар шестерен. Для легковых автомобилей число ступеней обычно не превышает 6. У грузовых число ступеней достигает 16, а иногда и более.

2. *По способу установки валов* — коробки передач с неподвижными осями валов; планетарные, оси сателлитов в которых могут вращаться относительно неподвижной оси; комбинированные.

3. *По количеству валов* ступенчатые коробки передач с неподвижными осями валов выполняются 2-вальными, 3-вальными, многовальными.

4. *По способу управления* ступенчатые коробки передач классифицируются как имеющие прямое принудительное управление, преселекторное, автоматизированное (роботизированные КП).

Глава 4

КОНСТРУКЦИЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Конструкция коробки передач отражает концепцию автомобиля — назначение, компоновочную схему автомобиля и силового агрегата, тип привода колес, и складывается как совокупность решений по кинематической схеме, числу передач, конструктивным особенностям выполнения составных частей, способам взаимодействия отдельных элементов конструкции.

4.1. Число передач

Чем больше диапазон передаточных чисел и выше максимальные обороты двигателя внутреннего сгорания, тем большим должно быть число передач. Это обусловлено особенностями изменения мощности и крутящего момента двигателя в зависимости от числа оборотов коленчатого вала. Основная особенность заключается в том, что наивысшие значения мощности и крутящего момента достигаются в «точках» характеристики — при определенном числе оборотов, а с изменением скорости вращения показатели снижаются. Эта особенность распространяется и на характеристики топливной экономичности. В связи с этим при изменении дорожных условий — изменении сопротивления движению, большее число передач позволяет поддерживать обороты двигателя в более узкой, более благоприятной зоне по расходу топлива. При интенсивном разгоне автомобиля большее число передач обеспечивает более узкую зону оборотов двигателя относительно точки максимальных показателей мощности.

Вместе с тем, увеличение числа передач усложняет конструкцию коробки передач и затрудняет управление автомобилем, поэтому выбор числа передач является компромиссом между противоречивыми требованиями. (Идеалом для авто-

мобиля с двигателем внутреннего сгорания, в связи с изложенным, является бесступенчатое изменение передаточного отношения в трансмиссии. Такое решение, однако, реализуется уже в другом классе конструкций — в бесступенчатых передачах.)

В развитии ступенчатых коробок передач наблюдается последовательная тенденция увеличения числа передач, при этом с усложнением конструкции приходится мириться. Так, на легковых автомобилях уже не встречаются 3-ступенчатые конструкции, редки 4-ступенчатые, наиболее часто применяются 5-ступенчатые, наблюдается постепенное расширение применения 6-ступенчатых коробок передач.

Расширение диапазона передаточных чисел в сторону высших передач, осуществляемое для улучшения экономических характеристик автомобиля, реализуется введением экономичной передачи. В 3-вальных конструкциях для достижения максимальной скорости обычно служит «прямая» передача — непосредственная передача крутящего момента с вала на вал (без участия в передаче момента шестерен), соответственно передаточное число составляет 1,0, а экономичная передача имеет более высокое передаточное число — $\approx 0,8$. Поскольку в 2-вальных коробках передач высшая передача, обеспечивающая максимальную скорость, обычно выше, чем 1,0 ($\approx 0,8...0,9$), то экономичная передача выполняется с передаточным числом $\approx 0,65...0,75$. Таким образом, признаком наличия экономичной передачи служит не число передач и значения высших передаточных чисел, а то, что для достижения максимальной скорости автомобиля предназначается передача, предшествующая экономичной.

В коробках передач грузовых автомобилей число передач весьма различно и предопределяется назначением автомобиля, условиями эксплуатации. При универсальном назначении обычно имеется от 4 до 5 передач, в некоторых случаях 6. Если предполагается изменение весового состояния автомобиля в широких пределах — при использовании прицепа, а также при эксплуатации в тяжелых дорожных условиях при повышенном сопротивлении движению и необходимости длительное время поддерживать малую скорость движения, то диапазон передаточных чисел должен быть расширен и число передач в связи с этим достигает 10...12 и даже 16.

4.2. Способы включения и выключения передач

Поскольку одним из назначений коробки передач является разъединение двигателя и силовой передачи на длительное время, конструкция должна предусматривать нейтральную позицию (условно — нейтральную «передачу»), когда крутящий момент не может быть передан. В этой позиции в каждой группе шестерен, предназначенной для образования передаточного числа, одна из шестерен выводится из кинематической связи. Для выключения нейтральной позиции и включения какой-либо передачи применяется несколько способов:

1. Перемещение шестерни, подвижной в осевом направлении, по шлицам из нейтральной позиции до полного вхождения зубьев этой шестерни в зацепление с зубьями парной шестерни (рис. 1а);

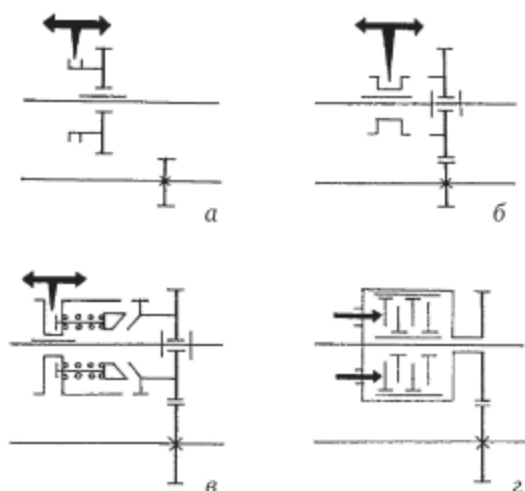


Рис. 1. Способы включения передач:

- а — осевым перемещением шестерни; б — зубчатой муфтой;
в — зубчатой муфтой с синхронизатором; г — фрикционной
многодисковой муфтой

2. Перемещение зубчатой муфты по шлицам до полного вхождения в зацепление с дополнительным зубчатым венцом, выполненным рядом с зубьями шестерни. Включаемая шестерня в этом случае устанавливается на валу с возможностью свободного вращения, но не имеет осевого перемещения (рис. 1б).

Для обеспечения безударного вхождения этой муфты в зацепление конструкция обычно включает дополнительное устройство — синхронизатор (рис. 1в, конструкция синхронизаторов рассматривается ниже в разделе 4.11).

Перемещение шестерни или муфты при способах 1 и 2 осуществляется деталью, называемой вилкой, входящей в кольцевую проточку шестерни или муфты.

3. Используется фрикционная многодисковая муфта. Шестерня в этом случае устанавливается на валу с возможностью свободного вращения. Муфта соединяет шестерню с валом, обеспечивая передачу крутящего момента (рис. 1з).

При первом способе вероятно ударное вхождение зубьев в зацепление, поскольку имеется разница их окружных скоростей. Способ используется в настоящее время лишь для включения передачи заднего хода, что допустимо, так как включение осуществляется после остановки автомобиля и разница окружных скоростей вводимых в зацепление зубьев относительно невелика (при чистом выключении сцепления). Для облегчения включения торцы зубьев выполняются с закруглением. В устаревших конструкциях первый способ применяли и для включения низшей — 1-й передачи. Однако если включение 1-й передачи на стоящем автомобиле еще можно было выполнить без стука, то при переходе со 2-й на 1-ю передачу уже требовались специальные навыки управления коробкой передач и сцеплением, и с развитием техники усложнение управления стало неприемлемым. Кроме того, для включения передачи первым способом требуется большое перемещение шестерни — несколько больше ширины зубчатого венца.

При втором способе весь зубчатый венец муфты вводится в зацепление с соответствующим дополнительным венцом шестерни. Торцы зубьев для облегчения включения имеют закругления или скосы. Ударная нагрузка распределяется на множество зубьев, а не на ограниченное число, как в первом способе. Ход включения может быть минимально возможным. Кроме того, чем больше количество зубьев на муфте, тем меньше угловой шаг их расположения и соответственно меньше необходимый взаимный разворот зубчатых венцов при включении. Включение облегчается, но, как и при первом способе, имеется вероятность повреждения торцов зубьев.

Безударное включение обеспечивается при третьем способе, когда зубчатая муфта имеет синхронизатор — устройство,

блокирующий элемент которого препятствует перемещению муфты до выравнивания угловых скоростей включаемых деталей посредством использования трения скольжения в контакте деталей с разными угловыми скоростями. По мере совершенствования конструкции синхронизаторов их применение распространилось на все передачи переднего хода, а в некоторых конструкциях — и на передачу заднего хода. Включение другой передачи при трех перечисленных способах происходит после выключения предыдущей и прохождения через нейтральную позицию.

Четвертый способ — применение фрикционной муфты. В сочетании с системой управления этот способ используется в гидромеханических передачах. Способ наиболее сложен, поскольку в составе муфты необходим силовой гидроцилиндр и, соответственно, необходимы гидравлический (масляный) насос, система подводящих и отводящих каналов с элементами уплотнений. Вместе с тем, при переходе с одной передачи на другую возможно совмещение по времени работы двух муфт — одна выключается, другая плавно включается. Тем самым может быть сокращено время переключения передач, и на время переключения практически не прерывается поток мощности.

4.3. Основные конструктивные схемы коробок передач

Схема коробки передач выбирается в зависимости от компоновочной схемы автомобиля. При классической компоновке с расположением двигателя спереди и приводом на задние колеса подавляющее распространение среди ступенчатых передач получили 3-вальные коробки передач с неподвижными осями валов. На полноприводных автомобилях, сконструированных на основе классической компоновки, также применяются 3-вальные коробки передач. На автомобилях с передним расположением двигателя и приводом на передние колеса, как и на заднемоторных с приводом на задние колеса, нашли применение в основном 2-вальные.

За редким исключением в 3-вальной схеме (рис. 2а) оси входного 1 (называемого первичным) и выходного 3 (вторичного) валов располагаются соосно, а ось промежуточного вала 2 — параллельна. При такой схеме одна передача, называемая

прямой, может быть образована жестким соединением соосных валов (рис. 3а), а все остальные передачи переднего хода образуются двумя парами шестерен (рис. 3б). Передача заднего хода, см. сечения «А-А» и «Б-Б» на рис. 2, дополнительно имеет промежуточную шестерню (или блок шестерен с 2 зубчатыми венцами).

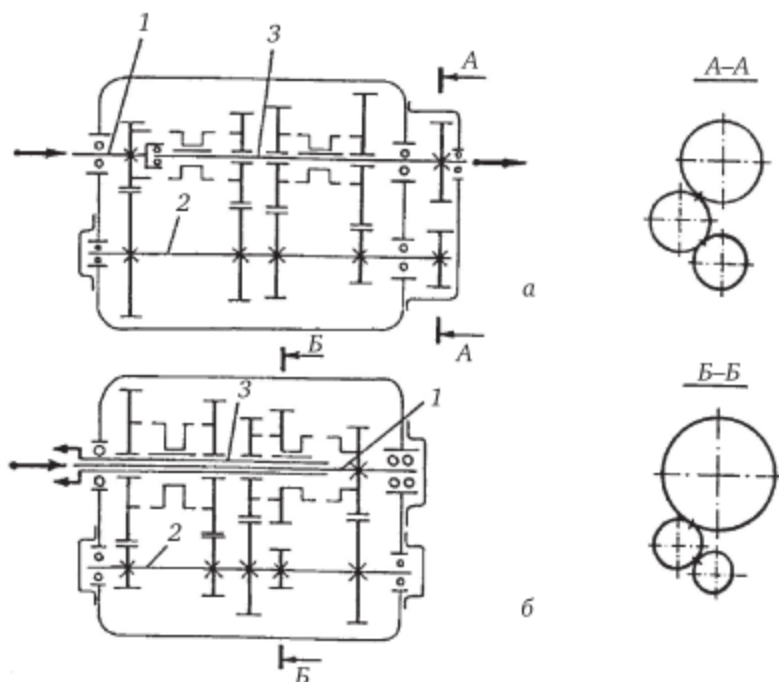


Рис. 2. Кинематические схемы 3-вальных коробок передач:

- а — традиционная (выходной вал за входным на общей оси);
- б — коаксиальная (входной вал внутри выходного вала)

Из этих особенностей вытекают достоинства и недостатки 3-вальной схемы.

Поскольку передача крутящего момента на остальных (кроме прямой) передачах переднего хода происходит двумя парами шестерен, то облегчается получение, при необходимости, большого передаточного числа на первой передаче — до $\approx 10 \dots 12$ у грузовых автомобилей.

На прямой передаче КПД имеет наивысшее значение — шестерни не участвуют в передаче крутящего момента, соответственно и подшипники валов не нагружены радиальными

и осевыми силами. Практически не изменяются лишь потери на взбалтывание масла. Шумность коробки передач минимальна, ресурс увеличивается.

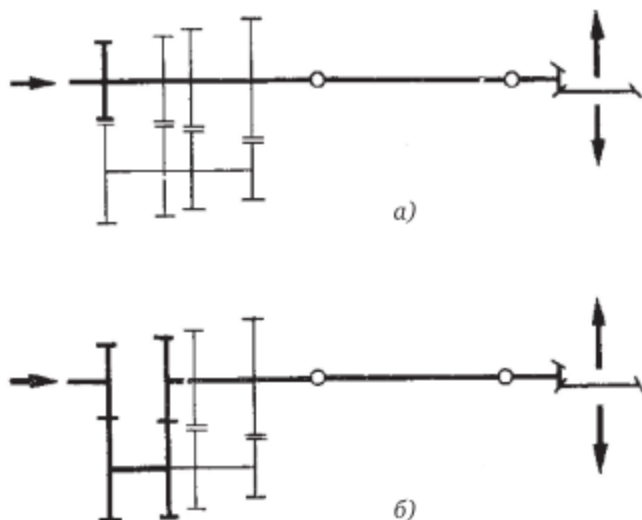


Рис. 3. Схема передачи крутящего момента в 3-вальных коробках передач:
а — прямая передача; б — прочие передачи

Исходя из этого наличие прямой передачи целесообразно в условиях эксплуатации, когда наибольшая часть времени движения приходится на прямую передачу. На других передачах пониженный КПД, из-за работы под нагрузкой двух пар шестерен, приходится на меньшую часть времени движения и, тем самым, не является определяющим показателем совершенства кинематической схемы. Прямая передача на длительное время в истории производства автомобилей являлась высшей в диапазоне (у легковых автомобилей сначала, как правило, 3-й, затем 4-й). На протяжении нескольких десятилетий статистика распределения времени движения на различных передачах подтверждала целесообразность прямой передачи и на легковых, и на грузовых автомобилях. Однако с ростом числа передач — до 5 и даже 6 на легковых автомобилях, стремлением к снижению расхода топлива, с ростом интенсивности движения в городских условиях и необходимостью более частого использования низших передач, доля времени использования прямой передачи снижается и преимущества наличия прямой

передачи теряют значение (по крайней мере для легковых автомобилей).

При 3-вальной схеме с соосными первичным и вторичным валами выход вторичного вала возможен в одну сторону. Обычно — от двигателя, что свойственно классической компоновке автомобиля (см. рис. 2а). Двухсторонний выход непосредственно со вторичного вала, который был бы целесообразен для привода на два ведущих моста, неосуществим.

Имеются, однако, примеры выполнения коробки передач по 3-вальной схеме без совмещения осей входного и выходного валов (рис. 4).

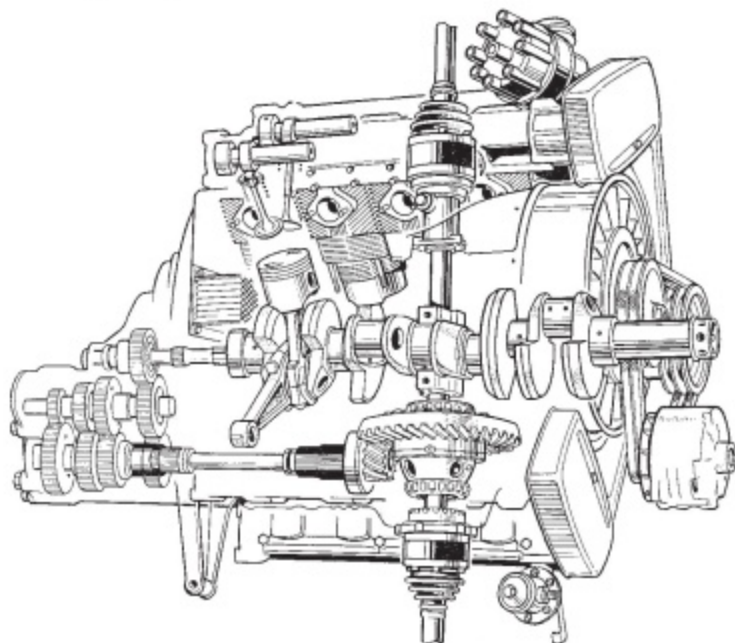
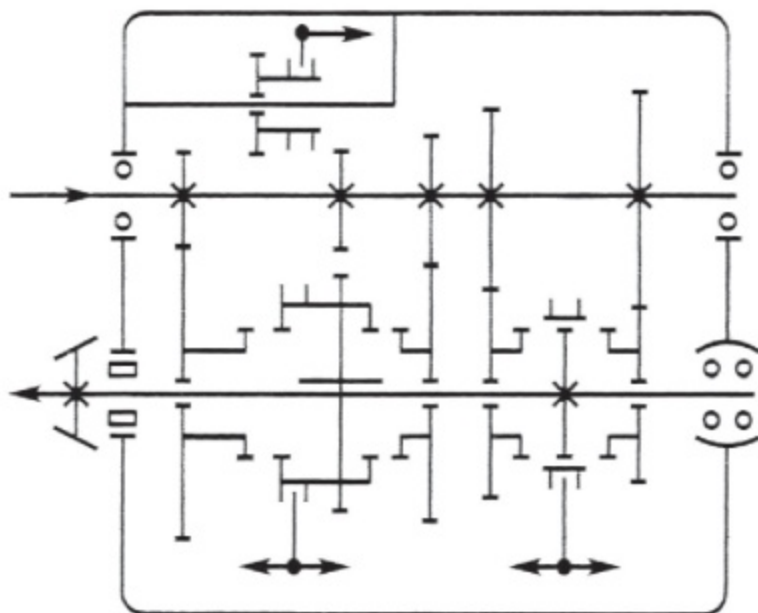


Рис. 4. Схема силового агрегата с 3-вальной коробкой передач при расположении ее валов на 3 осях без совмещения и установке главной передачи под двигателем

Прямая передача в этом случае отсутствует, но при такой схеме суммарное межосевое расстояние коробки передач позволяет обойти выходным валом маховик двигателя и расположить главную передачу под двигателем. Такое компоновочное решение при продольной установке силового агрегата позволяет сократить свес автомобиля. Становится возможным и полноприводное исполнение автомобиля.

Редко, при продольном силовом агрегате и расположении главной передачи между сцеплением и коробкой передач, используется 3-вальная схема с выходом по направлению к двигателю (схема с коаксиальными валами, см. рис. 2б). Первичный вал 1 располагается внутри полого вторичного 3, зацепление зубчатого венца первичного вала с шестерней промежуточного вала 2 выполняется на противоположной, по отношению к входной, стороне коробки передач. Конструкция становится сложнее.

При 2-вальной схеме (рис. 5) оси первичного и вторичного валов параллельны, каждая передача переднего хода образуется одной парой шестерен. Соответственно КПД ниже по сравнению с прямой передачей в 3-вальной схеме, но выше, чем на всех остальных передачах 3-вальной схемы. Поскольку с ростом интенсивности движения в городских условиях, а также в связи с тенденцией увеличения числа передач, происходит изменение относительной продолжительности использования передач, то и значение прямой передачи снижается, соответственно целесообразность применения 2-вальной схемы с точки зрения КПД возрастает. Отсутствие прямой передачи, снимающей в 3-вальной схеме проблему шумности шестерен на этой передаче, делало 2-вальную схему в этом отношении менее предпочтительной, однако достигнутое в автомобилестроении совершенствование геометрии зацепления шестерен позволило обеспечить практически бесшумную работу на всех передачах. Поскольку при 2-вальной схеме в одной паре шестерен затруднительно выполнить передаточное число 1-й передачи более 3,6...3,7, то для получения более широкого диапазона передаточных чисел, как правило, 4-ю передачу делают с передаточным числом менее 1,0 (обычно 0,85...0,9). В этом случае в коробке передач достигается выбранный диапазон передаточных чисел, а необходимые значения общих передаточных чисел в трансмиссии достигаются соответствующим увеличением передаточного числа главной передачи. 2-вальная схема позволяет, как для продольного расположения агрегата, так и поперечного, наиболее просто скомпоновать силовой агрегат, включив в его состав главную передачу. Возможность выхода вторичного вала со стороны входа первичного позволяет разместить ведущую шестерню главной передачи непосредственно на вторичном валу и расположить главную передачу между сцеплением и коробкой передач.



**Рис. 5. Схема 2-вальной коробки передач
(вариант для продольного силового агрегата)**

При поперечном силовом агрегате важно, чтобы главная передача была ближе к продольной оси автомобиля, обеспечивая необходимую длину приводного вала колеса со стороны коробки передач. Суммарное межосевое расстояние коробки передач и главной передачи дает возможность оптимально вывести приводные валы колес за габариты маховика двигателя, обеспечивая при кинематической рациональности конструкции благоприятное положение двигателя относительно оси колес (рис. 6).

При продольном силовом агрегате 2-вальная схема с главной передачей между сцеплением и коробкой передач дает возможность вынести двигатель за пределы базы автомобиля и выполнить полный привод автомобиля по наиболее простой кинематической схеме с минимальным количеством шестерен (без промежуточных зубчатых зацеплений в приводе). Для этого в составе коробки передач автомобиля с постоянным полным приводом (рис. 7) имеется межосевой дифференциал (поз. 3), а вал привода переднего моста 1 располагается внутри полого вторичного вала 2.

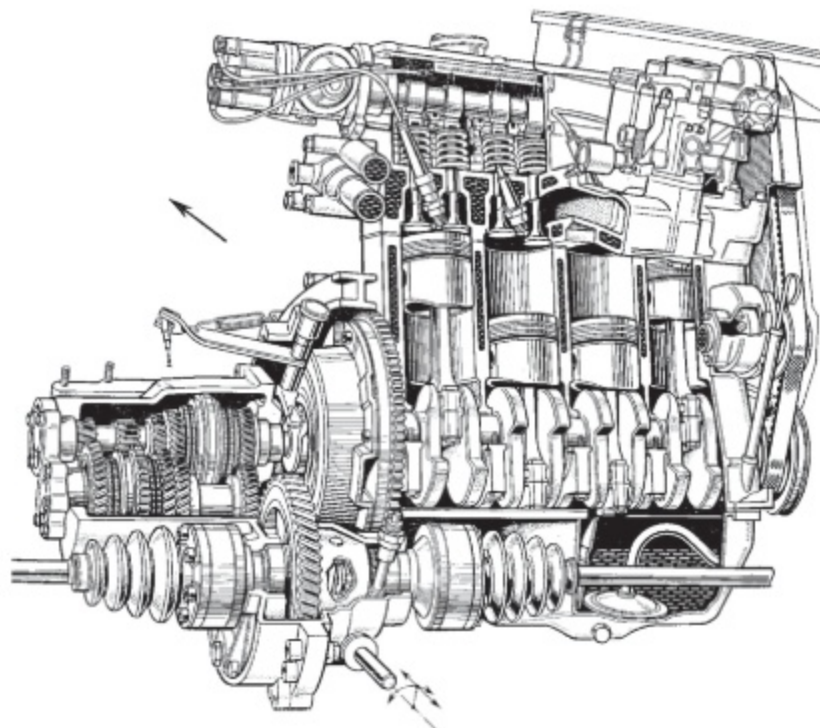


Рис. 6. 2-вальная коробка передач в составе силового агрегата поперечного расположения

На рис. 8 представлена как пример конструкция 3-вальной 4-ступенчатой коробки передач легкового автомобиля классической компоновки с соосными первичным и вторичным валами. Включение всех передач переднего хода осуществляется по схеме 1в с использованием синхронизаторов (конструкция синхронизаторов рассматривается в разделе 4.11). Зубчатая муфта 8 предназначена для включения 1-й и 2-й передач, а муфта 5 — для включения 3-й и прямой 4-й передачи. Зацепление первичного вала 1 с промежуточным валом осуществляется зубчатыми венцами 3 и 29 соответственно. Вторые пары шестерен, участвующие в формировании не прямых передач — 3-й, 2-й и 1-й, имеют зубчатые венцы, соответственно, 28 и 6, 27 и 7, 25 и 10. Шестерни всех передач располагаются в корпусе 2 (картере) коробки передач.

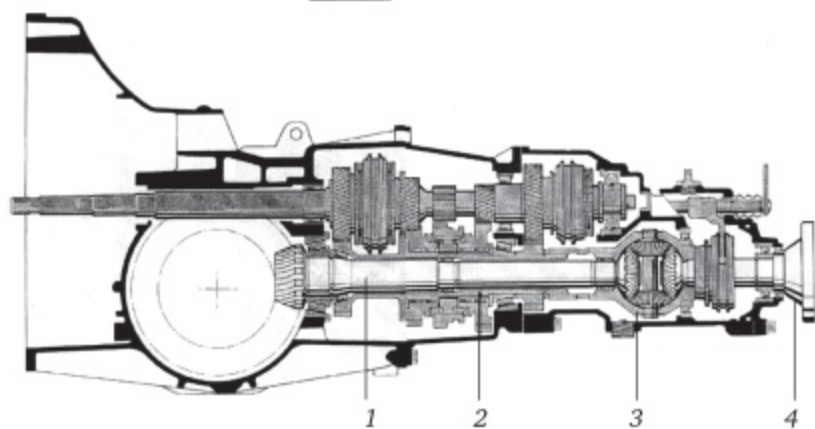
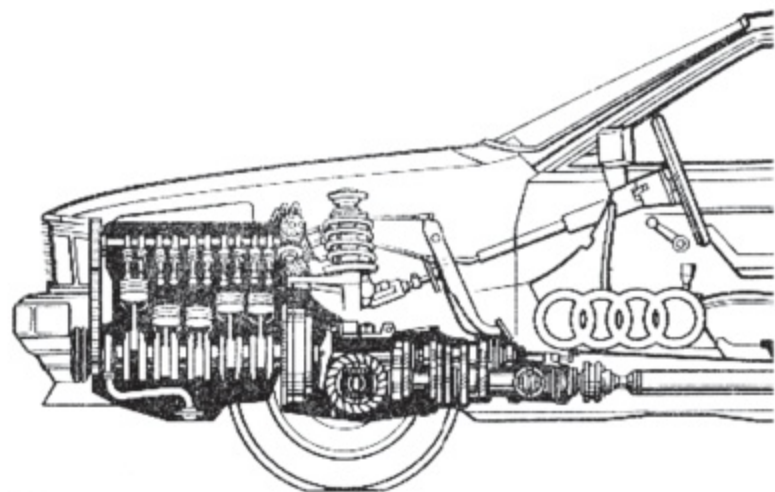


Рис. 7. 2-вальная коробка передач в составе продольного силового агрегата

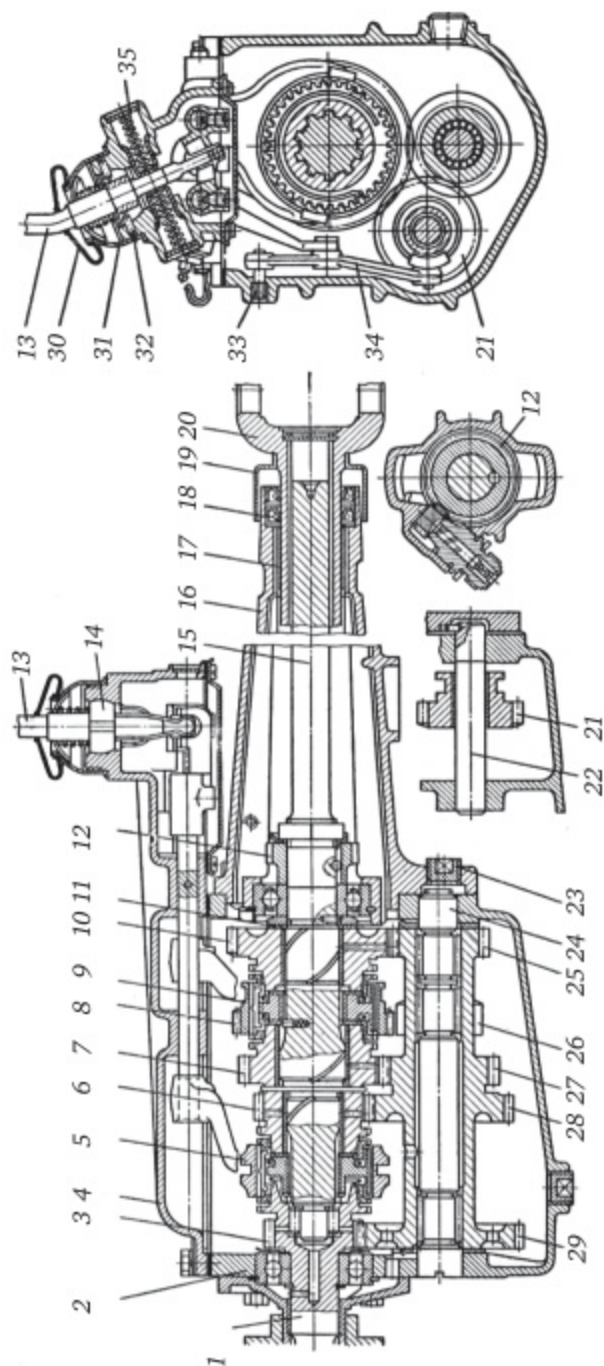


Рис. 8. 3-вальная 4-ступенчатая коробка передач автомобиля классической компоновки

Примечание: полный перечень позиций к рисунку 8, как и для других рисунков с большим количеством позиций, дан в приложении

В последующих разделах детальнее рассматриваются прочие конструктивные особенности как этой коробки передач, так и остальных, приведенных в качестве типовых примеров.

На рис. 9 представлена конструкция 3-вальной 4-ступенчатой коробки передач, являющейся также базовой для 5-ступенчатой модификации. Включение всех передач переднего хода выполняется по схеме 1в — зубчатыми муфтами с использованием синхронизаторов. Все зубчатые муфты посредством шлицевых соединений связаны с вторичным валом и вращаются с его скоростью. Ведомые шестерни 3-й, 2-й и 1-й передач, соответственно, 7, 9 и 11, имеют свободу вращения на вторичном валу 8. Шестерни заднего хода — 21, установленная на промежуточном валу 23, ведомая шестерня 13, установленная на вторичном валу, и промежуточная шестерня 37, располагаются вне основного корпуса 4 коробки передач — в полости задней крышки 12.

Пятиступенчатая модификация коробки передач, выполненная на основе конструкции, представленной на рис. 9, показана на рис. 10.

Шестерня 5-й передачи и зубчатый венец заднего хода промежуточного вала выполнены в виде блока (поз. 22), связанного шлицевым соединением с шейкой вала 24. Ведомая шестерня 5-й передачи 8 имеет свободу вращения на втулке 10 вторичного вала 1. Степень унификации 5-ступенчатой модификации с базовой конструкцией коробки передач очень высока.

На рис. 11а дан пример конструкции 2-вальной 4-ступенчатой коробки передач переднеприводного автомобиля с поперечным силовым агрегатом, а на рис. 11б представлена ее 5-ступенчатая модификация. Зубчатый венец ведомой шестерни заднего хода выполнен на муфте включения 1-й и 2-й передач. Шестерни 5-й передачи — ведущая 2 и ведомая 8 — установлены консольно на валах, соответственно 4 и 7, и располагаются в полости торцевой крышки коробки передач. Все зубчатые муфты включения передач переднего хода оснащены синхронизаторами и расположены на вторичном валу.

Ведущие зубчатые венцы 1-й, 2-й, 3-й и 4-й передач первичного вала 17 обозначены на рисунке соответственно римскими цифрами, а ведущий зубчатый венец заднего хода — «3X». Первичный вал не имеет опорной шейки под подшипник в колечном валу двигателя в отличие от 3-вальных коробок передач (рис. 13, к примеру), где такая опора необходима как его вторая опора.

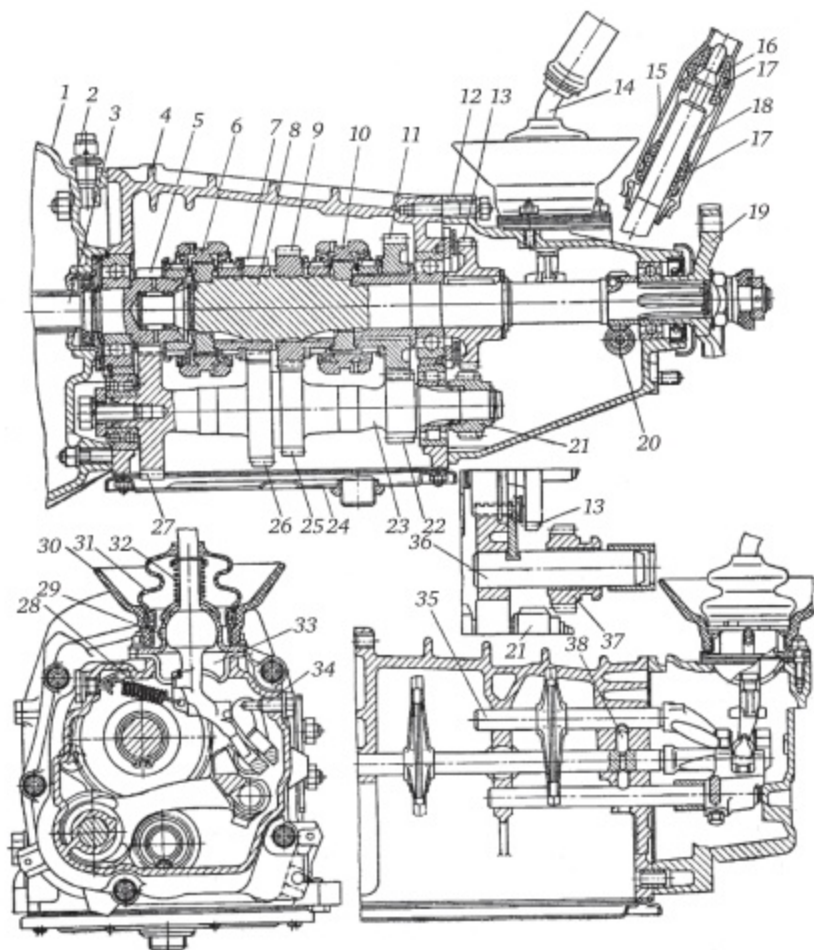


Рис. 9. 3-вальная 4-ступенчатая коробка передач с шестернями заднего хода, расположенными в полости задней крышки

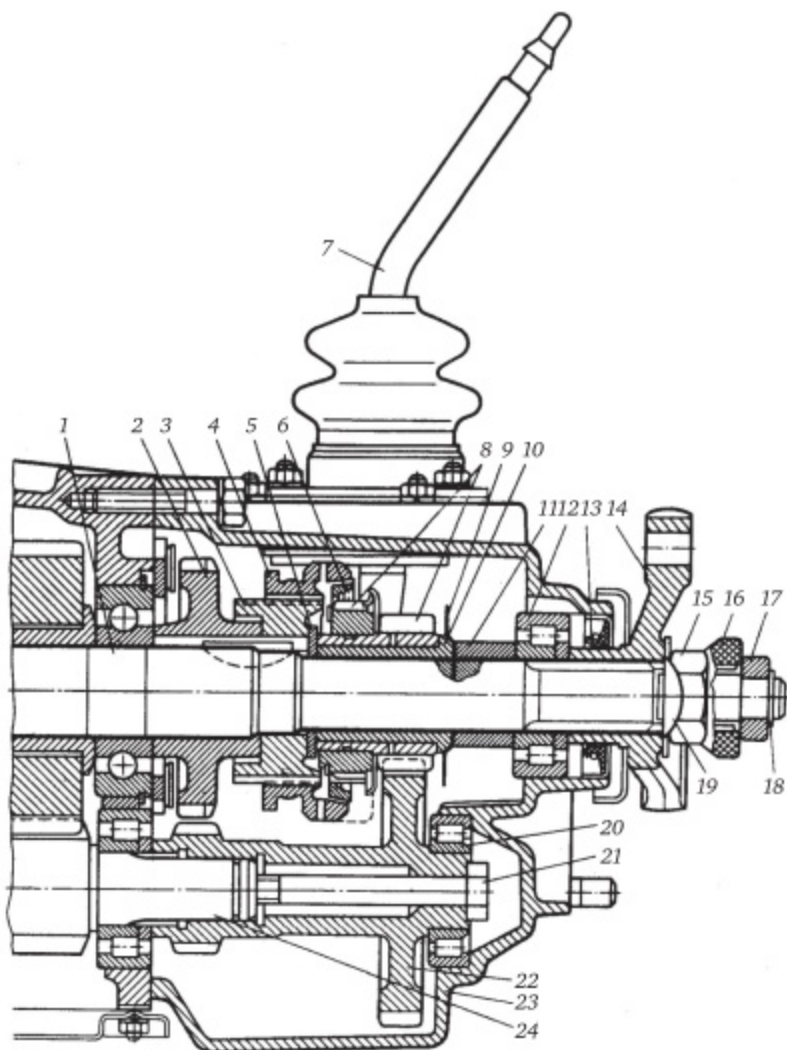


Рис. 10. 5-ступенчатая модификация коробки передач, представленной на рис. 9 (задняя часть)

На рис. 12а представлена конструкция 2-вальной 5-ступенчатой коробки передач переднеприводного автомобиля с продольным силовым агрегатом (главная передача расположена между сцеплением и коробкой передач).

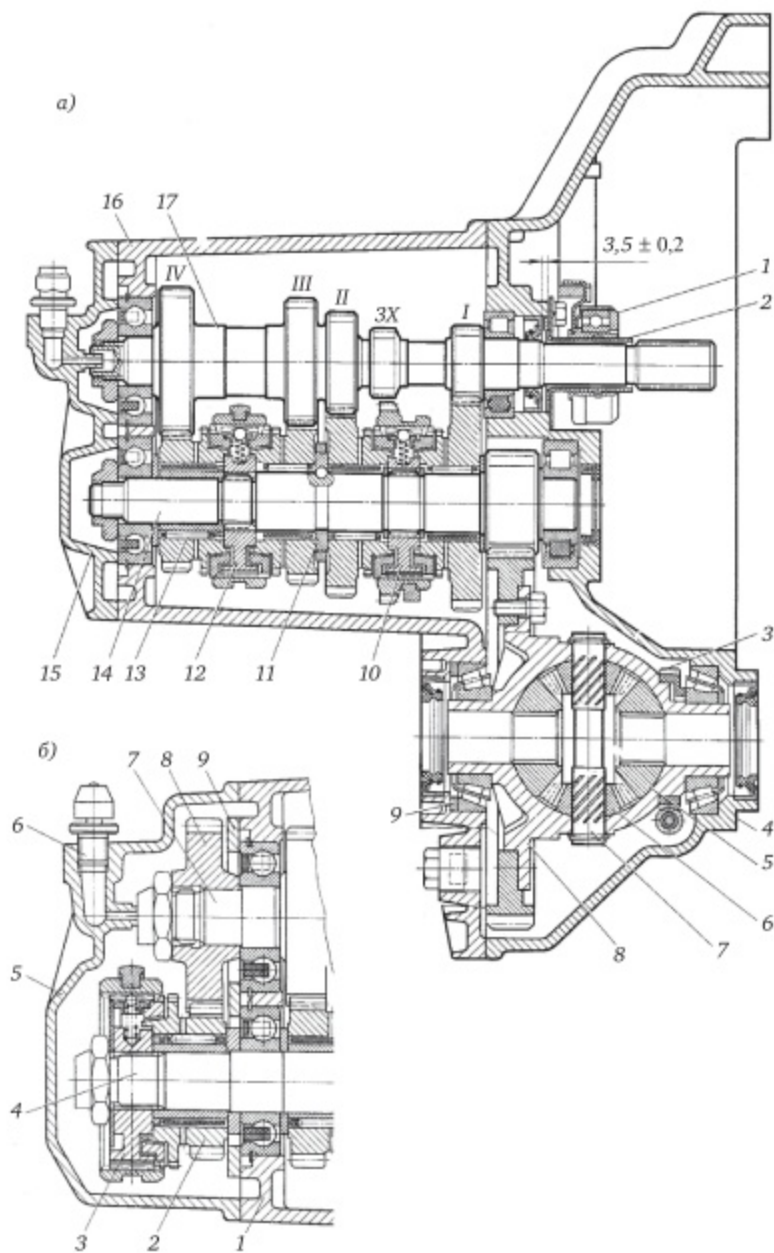


Рис. 11. 2-вальная коробка передач переднеприводного автомобиля с поперечным силовым агрегатом:
 а — базовая 4-ступенчатая; б — 5-ступенчатая модификация

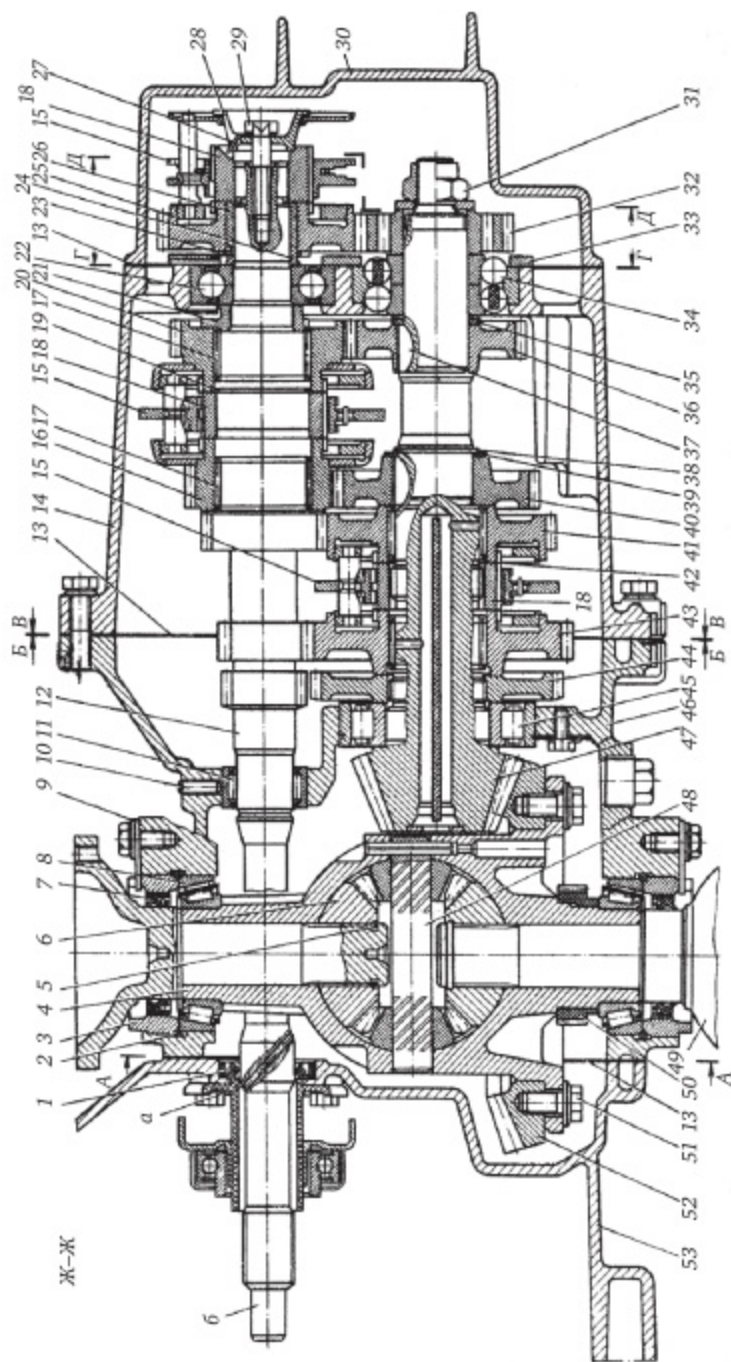


Рис. 12а. Конструкция 2-вальной 5-ступенчатой коробки передач переднеприводного автомобиля с продольным силовым агрегатом

Одной из особенностей коробки передач является то, что имеющие свободу вращения на валу шестерни расположены на разных валах. Ведущие шестерни 3-й, 4-й и 5-й передач, соответственно 16, 20 и 25, имеют свободу вращения на первичном валу 12, в то время как шестерни 1-й и 2-й передач (ведомые), соответственно 43 и 41, имеют свободу вращения на вторичном валу. Ведущая шестерня главной передачи 47 выполнена заодно с вторичным валом.

Шестерни 5-й передачи — ведущая 25 и ведомая 32, расположены вне корпуса коробки передач — в полости задней крышки.

На рис. 12б дана схема расположения валов этой коробки передач, дополняющая представление о взаимосвязи конструкций коробки передач, главной передачи и дифференциала в силовом агрегате переднеприводного автомобиля. Характерной и важной особенностью конструкции по рис. 12а и 12б является расположение осей первичного и вторичного валов в плоскости, близкой к горизонтальной. Детально это компоновочное решение рассмотрено в главе 6.

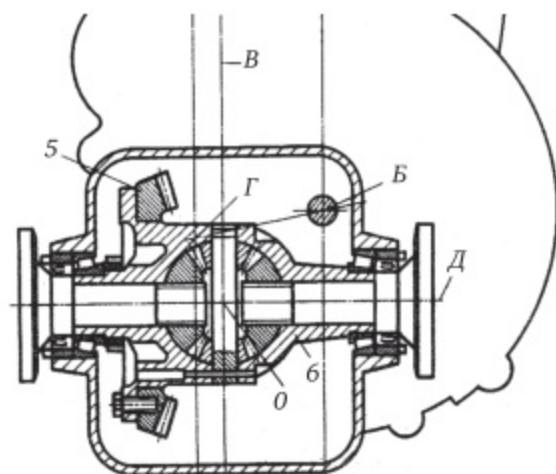


Рис. 12б. Схема расположения валов коробки передач по рис. 12а:

Б — ось первичного вала; Г — ось вторичного вала;

Д — ось дифференциала

На рис. 13 представлена, как пример, конструкция 3-вальной 4-ступенчатой коробки передач грузового автомобиля классической компоновки.

Включение 1-й передачи происходит при перемещении ведомой шестерни 5 вторичного вала до полного зацепления с зубчатым венцом 9 промежуточного вала 16 (т. е. по схеме 1а). Шестерня 5 является также муфтой включения 2-й передачи — при перемещении шестерни в другую сторону ее внутреннее шлицевое отверстие входит в зацепление с зубчатым венцом ведомой шестерни 4 второй передачи (реализуется схема включения 1б). Включение 3-й или прямой 4-й передачи происходит по схеме 1в перемещением муфты 17, устройство синхронизатора обеспечивает выравнивание скорости вращения включаемой шестерни, соответственно 3 или 19, до скорости муфты 17 (и вторичного вала).

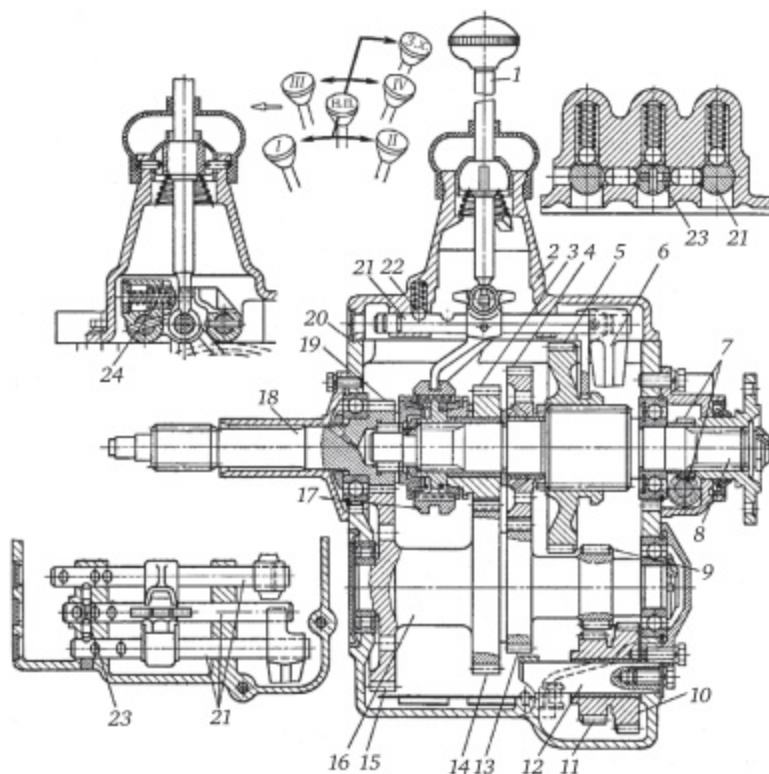


Рис. 13. Конструкция 3-вальной 4-ступенчатой коробки передач грузового автомобиля классической компоновки

Конструкция 3-вальной 5-ступенчатой коробки передач грузового автомобиля классической компоновки представлена на рис. 14.

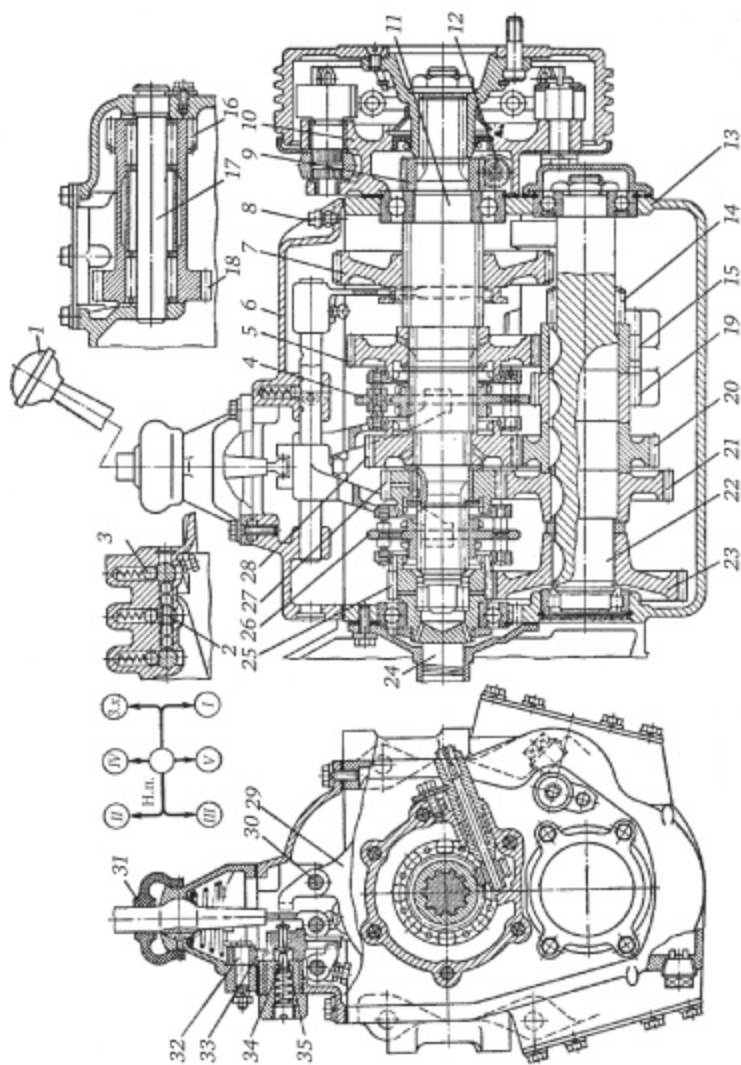


Рис. 14. Конструкция 3-вальной 5-ступенчатой коробки передач грузового автомобиля

Включение 1-й передачи происходит при перемещении ведомой шестерни 7 по шлицам вторичного вала 11 до полного зацепления с зубчатым венцом 14 промежуточного вала 22 (т. е. по схеме 1а). Включение 2-й и 3-й передач осуществляется муфтой 4, а 4-й передачи и прямой 5-й — муфтой 26. Кроме 1-й передачи включение всех остальных передач переднего хода происходит по схеме 1в с использованием синхронизаторов. Промежуточные шестерни (2-й передачи — 15, 3-й — 20, 4-й — 21), как и шестерни 23 постоянного зацепления с первичным валом, имеют жесткую связь с валом 22 посредством шпоночных соединений, образуя сборочную единицу промежуточного вала.

В 3-вальной 5-ступенчатой коробке передач грузового автомобиля, представленной на рис. 15, включение 1-й передачи осуществляется по схеме 1б зубчатой муфтой. Для включения остальных передач переднего хода служат зубчатые муфты с синхронизаторами.

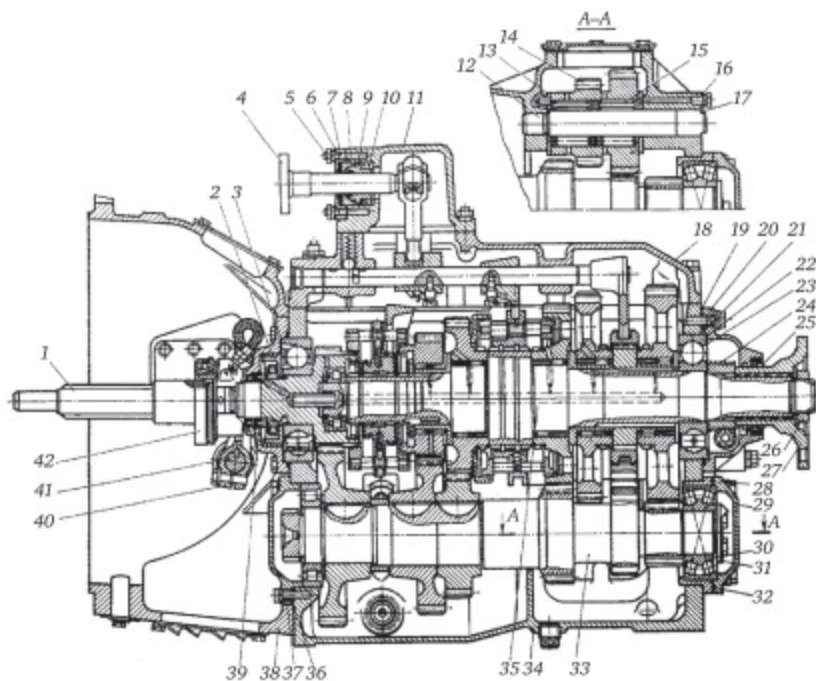


Рис. 15. Конструкция 3-вальной 5-ступенчатой коробки передач грузового автомобиля

На рис. 16 представлена конструкция 3-вальной 4-ступенчатой коробки передач с коаксиальными первичным и вторичным валами, предназначенной для переднеприводного автомобиля с продольным силовым агрегатом. Расположение главной передачи — между сцеплением и коробкой передач.

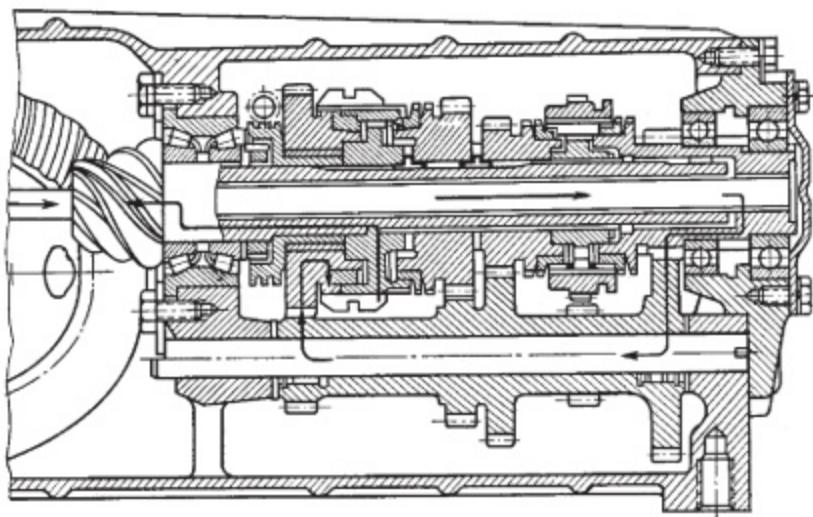


Рис. 16. 3-вальная коробка передач с коаксиальными первичным и вторичным валами

Кинематическая схема такой коробки передач дана на рис. 26. По сравнению с 2-вальной коробкой передач (рис. 5), эта схема позволяет поднять главную передачу относительно коробки передач, поскольку ведущая шестерня главной передачи находится на общей с первичным валом оси. Могут быть обеспечены более высокие передаточные числа низших передач, чем в 2-вальной схеме, что может требоваться при создании малотоннажных грузовых автомобилей-фургонов. Переднеприводная схема силового агрегата позволяет выполнить фургон с низким уровнем пола. Широкого распространения конструкция коробки передач с коаксиальными первичным и вторичным валами не получила как более сложная по сравнению с 2-вальной. Кроме того, такая схема не позволяет выполнить модификацию коробки передач для полного привода.

4.4. Способы выполнения передачи заднего хода

В коробках передач используются различные способы выполнения передачи заднего хода. В основном находят применение следующие способы:

1. Имеется специальная пара неподвижных в осевом направлении шестерен заднего хода (на первичном и вторичном валах) с небольшим промежутком между их зубьями, исключающим непосредственное зацепление этих шестерен между собою. Имеется также дополнительная подвижная промежуточная шестерня, располагаемая в нейтральной позиции рядом с упомянутой парой шестерен. При включении передачи заднего хода промежуточная шестерня вводится в зацепление между парой — ведущей и ведомой, шестерен заднего хода, меняя, тем самым, направление вращения ведомой шестерни (см. рис. 2, схема А-А; рис. 9; рис. 10; рис. 12а, на котором ведомая шестерня заднего хода обозначена позицией 44). Промежуточная шестерня устанавливается на своей оси с возможностью вращения.

2. зубчатый венец ведомой шестерни заднего хода выполняется на одной из муфт включения передач переднего хода. Промежуточная шестерня (или блок из 2 промежуточных шестерен) подвижна в осевом направлении (см. рис. 8, рис. 11). В коробке передач по рис. 8 зубчатый венец 8 заднего хода нарезан на муфте 9 включения 1-й и 2-й передач, промежуточная шестерня 21 при включении заднего хода перемещается по оси 22 и входит в зацепление с венцом 8 муфты и венцом 26 промежуточного вала.

3. В качестве ведомой шестерни заднего хода используется подвижная на шлицах вторичного вала шестерня 1-й передачи.

а) При четном числе передач переднего хода (см. рис. 13) подвижная шестерня 1-й передачи 5 имеет и вторую позицию включения — в качестве муфты 2-й передачи, поэтому задняя передача включается при нейтральном положении шестерни 1-й передачи 5 перемещением двухвенцового, поз. 10 и поз. 11, блока промежуточных шестерен, установленного на своей оси 12 с возможностью вращения.

б) При нечетном числе передач переднего хода (см. рис. 14) шестерня 1-й передачи 7 имеет для переднего хода лишь одну позицию включения. Для включения задней передачи подвижная шестерня 7 перемещается в сторону, противо-

положную 1-й передаче, и вводится в зацепление с зубчатым венцом 16 блока промежуточных шестерен. Блок, неподвижный в осевом направлении, вторым своим венцом 18 находится в постоянном зацеплении с венцом 19 промежуточного вала.

4. Все шестерни заднего хода (см. рис. 15) находятся в постоянно зацеплении и, соответственно, не имеют осевого перемещения. Включение заднего хода осуществляется перемещением зубчатой муфты (предназначенной также, при перемещении в обратную сторону, для включения 1-й передачи). Ведомая шестерня заднего хода установлена на вторичном валу с возможностью вращения и имеет специальный зубчатый венец, в зацепление с которым вводится подвижная зубчатая муфта. Зубчатый венец 14 промежуточного двухвенцового блока шестерен заднего хода находится в постоянном зацеплении с ведомой шестерней заднего хода вторичного вала. Второй зубчатый венец промежуточного блока заднего хода находится в постоянном зацеплении с венцом заднего хода промежуточного вала 33.

В ряде конструкций включение не только 1-й передачи, но и заднего хода осуществляется с использованием синхронизатора.

Особенности перечисленных способов включения заднего хода следующие.

При первом способе муфты включения передач переднего хода могут быть выполнены унифицированными и иметь минимально возможные осевые размеры. Передаточное число заднего хода имеет меньшее значение, чем на 1-й передаче, что обусловлено необходимостью обеспечения радиального зазора ведомой шестерни с ведущим зубчатым венцом. Для этого приходится уменьшать диаметр ведомого зубчатого венца заднего хода по отношению к венцу 1-й передачи. Ведущий же венец заднего хода обычно имеет диаметр, близкий к венцу 1-й передачи, так как практически не может быть существенно уменьшен по соображениям обеспечения прочности.

При втором способе упрощается конструкция коробки передач благодаря выполнению ведомого зубчатого венца заднего хода непосредственно на муфте включения передач переднего хода. Передаточное число ниже, чем на 1-й передаче, как и при первом способе. Осевые размеры коробки передач, однако, не сокращаются по сравнению с первым способом, поскольку требуется увеличение ширины муфты и, соответственно, осе-

вого расстояния между шестернями, соседствующими с муфтой. Промежуточная шестерня заднего хода в нейтральном положении должна быть смещена относительно ведомого венца на муфте на величину хода муфты при включении передачи переднего хода. На эту величину, таким образом, увеличивается ход включения задней передачи по сравнению с первым способом. В ряде конструкций для выравнивания перемещений рычага управления при включении задней передачи (по отношению к передачам переднего хода) в механизм переключения коробки передач вводится дополнительный промежуточный рычаг (см. рис. 8, рычаг 34).

При *третьем* способе достигается большее значение передаточного числа заднего хода, чем на 1-й передаче — для 1-й и задней передач ведомая шестерня является общей, а двухвенцовый блок промежуточных шестерен с разным числом зубьев на венцах соответственно увеличивает передаточное число. Тем самым несколько облегчается управление при движении задним ходом, поскольку скорость движения может быть понижена.

При способе 3б (см. рис. 14) зубчатый венец 18 блока промежуточных шестерен заднего хода находится в постоянном зацеплении с ведущим венцом заднего хода 19 промежуточного вала, поэтому блок устанавливается на оси на игольчатых подшипниках.

Третий способ включения заднего хода является устаревшим, поскольку сочетается с включением 1-й передачи способом перемещения шестерни, т. е. без использования синхронизатора.

Четвертый способ обладает преимуществами муфтового варианта включения передачи, позволяет иметь минимальный ход включения, одинаковый с ходами других передач. Становится возможным применение синхронизатора. Наряду с этими достоинствами способ характеризуется высокой относительной скоростью вращения ведомой шестерни заднего хода на валу из-за ее вращения в обратную сторону. В связи с этим требуется установка ведомой шестерни на игольчатом подшипнике и организация надежной подачи масла к подшипнику и торцам шестерни.

Имеются примеры иного выполнения заднего хода, чем указано выше, обусловленные тем, что при поперечном расположении силового агрегата особенно важно иметь минимальные

осевые габариты коробки передач. В конструкции 2- вальной коробки передач, представленной на рис. 17, ни первичный, ни вторичный валы не имеют специальных шестерен, предназначенных лишь для заднего хода. Соответственно осевые габариты коробки передач обусловлены только шестернями и синхронизаторами передач переднего хода. Вместе с тем, две шестерни передач переднего хода — ведомая 1-й передачи и ведущая 3-й, участвуют в передаче крутящего момента на заднем ходу.

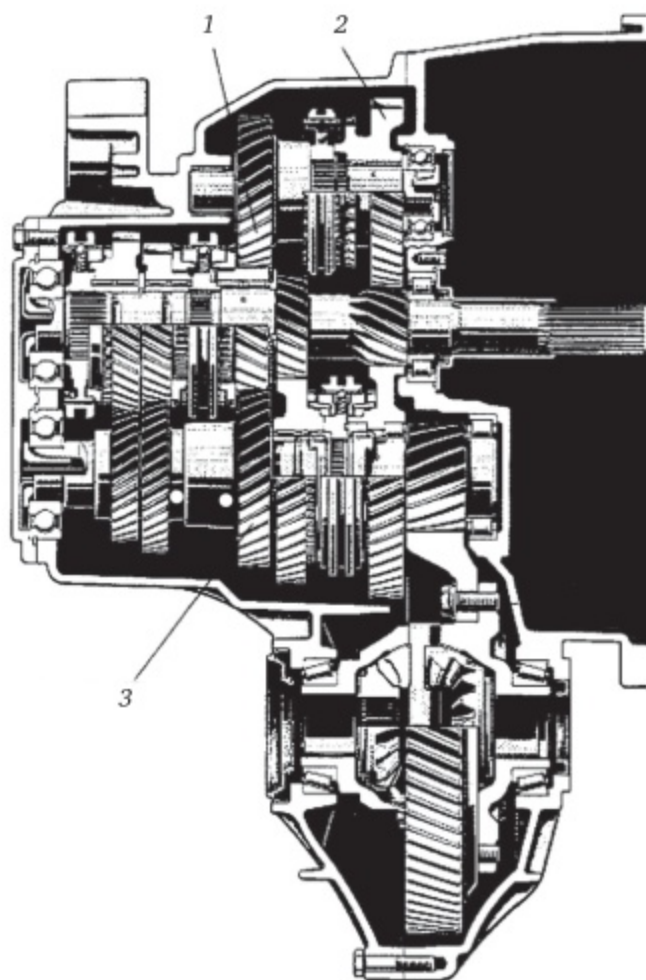


Рис. 17. 2-вальная коробка передач с уменьшенными осевыми габаритами

Промежуточные шестерни заднего хода 1 и 2 не имеют осевого перемещения. Шестерня 1 жестко связана с валом этих промежуточных шестерен. Шестерня 2 имеет свободу вращения и находится в постоянном зацеплении не с зубчатым венцом 1-й передачи первичного вала, а с ведомой шестерней 1-й передачи вторичного вала. (Сложный разрез коробки передач на рис. 17 не дает, естественно, действительного пространственного положения ее валов.) Шестерня 1 находится в постоянном зацеплении с ведущей шестерней 3-й передачи первичного вала, которая и передает крутящий момент на ведомую шестерню 3-й передачи 3, жестко установленную на вторичном валу. Такое взаимодействие шестерен на передаче заднего хода обеспечивает нужное направление вращения вторичного вала. На передачах переднего хода шестерни 1 и 2 вращаются в разные стороны. На стоящем автомобиле, при нейтральной позиции муфт, шестерня 1 не вращается. Включение передачи заднего хода осуществляется перемещением зубчатой муфты заднего хода до полного зацепления с шестерней 2.

Несмотря на усложненную кинематическую цепочку и увеличенное (до четырех) количество участвующих при передаче крутящего момента на заднем ходу зубчатых зацеплений, схема требует применения лишь двух специальных шестерен для заднего хода в дополнение к имеющимся шестерням передач переднего хода.

4.5. Особенности установки шестерен и валов

В ряде конструкций 3-вальных коробок передач, предназначенных для легковых автомобилей (пример выполнения — рис. 8), промежуточный вал представляет собой блок шестерен с выполненными непосредственно на нем зубчатыми венцами. Венец 29 предназначен для зацепления с зубчатым венцом первичного вала 1, а венцы 28, 27, 26 и 25 — с ведомыми шестернями на вторичном валу, соответственно 3-й передачи — 6, 2-й — 7, 1-й — 10, и промежуточной шестерней заднего хода 21. Зубчатый венец на первичном валу в 3-вальных конструкциях также выполняется заодно с валом.

В 2-вальных коробках передач расположенные на первичном валу ведущие шестерни низших передач — 1-й, заднего

хода, а часто и 2-й передачи, имеющие малое число зубьев, также обычно выполняются непосредственно на валу (поз. 12 на рис. 12а).

При муфтовом способе включения передач переднего хода (кроме прямой в 3-вальных конструкциях) одна из шестерен каждой пары постоянного зацепления должна быть установлена с возможностью свободного вращения на валу. Аналогично устанавливается на валу и ведомая шестерня заднего хода при муфтовом способе включения. Преобладает расположение всех таких шестерен на одном валу — вторичном, при этом зубчатая муфта включения передач находится между шестернями соседних передач, располагаемыми в соответствии со схемой их переключения, т. е., к примеру, между шестернями 1-й и 2-й, 3-й и 4-й передач (см. рис. 8). Вместе с тем, для работы синхронизатора предпочтительнее (это объясняется далее) устанавливать его на более «скоростном» валу. Это является общим правилом, однако осуществить его полностью затруднительно, особенно для 1-й и 2-й передач из-за малых размеров ведущих шестерен.

Для снижения вероятности стуков в коробке передач на нейтральной передаче, при работающем на холостом ходу двигателе, важно иметь минимальное число деталей, вращающихся вместе с первичным валом. Важно также, чтобы связанные жестко с первичным валом шестерни имели малые диаметры. Исходя из этого в ряде конструкций для ведущих шестерен постоянного зацепления 3-й, 4-й и 5-й передач свободу их вращения обеспечивают на первичном валу (рис. 12а).

В коробках передач шестерни выполняются косозубыми для всех передач кроме заднего хода и 1-й передачи, если для последней применена подвижная на шлицах шестерня 1-й передачи. Известны, однако, конструкции, в которых подвижная шестерня 1-й передачи выполнялась косозубой, но в этом случае шлицы, по которым перемещается шестерня, также должны иметь угол наклона. Косозубые шестерни, как известно, имеют более высокую плавность зацепления за счет большего перекрытия зубьев и обеспечивают снижение шумности. Вместе с тем, в зацеплении возникает осевая сила, которая должна восприниматься опорными поверхностями вала и его подшипниковыми опорами.

В 2-вальных коробках передач осевые силы в контакте косозубых шестерен воспринимаются подшипниками первичного и вторичного валов на всех передачах переднего хода.

При 3-вальной схеме на прямой передаче осевые силы отсутствуют на всех валах, а на не прямых передачах осевая нагрузка на подшипники первичного и вторичного валов сочетается с радиальной. Поэтому если продолжительность использования прямой передачи является преобладающей, то и подшипники первичного и вторичного валов также могут быть радиальными.

Особенностью 3-вальной схемы является также возможность практически полного исключения осевых сил на промежуточном валу. Условием является такое соотношение углов наклона линии зуба в парах шестерен «первичный вал — промежуточный вал» и «промежуточный вал — вторичный вал», при котором осевые силы в них уравновешены. В результате для промежуточного вала становится возможным применение радиальных подшипников.

В конструкции на рис. 8 промежуточный вал установлен на оси 24 с использованием игольчатых роликов, а осевая фиксация вала в картере обеспечивается тонкими опорными шайбами из латуни или бронзы. Шайбы неподвижны относительно картера. В коробке передач по рис. 9 промежуточный вал имеет с двух сторон цапфы, на которых располагаются подшипники качения.

Существенное значение имеет выбор числа опорных подшипников на каждом валу коробки передач. Предпочтительной является установка вала на двух опорах. Вместе с тем, в ряде конструкций при числе передач более 4 из соображений обеспечения жесткости валов часть шестерен располагается вне основного объема корпуса коробки передач — в зоне, закрываемой крышкой. При таком компоновочном решении в 3-вальных коробках передач вторичный вал имеет три подшипниковые опоры, а промежуточный вал или выполняется составным (см. рис. 9), или также имеет три опоры. В 2-вальных конструкциях с продольным силовым агрегатом три опоры имеет первичный вал.

В коробке передач по рис. 8, имеющей 4 передачи, все шестерни располагаются в объеме корпуса, однако вторичный вал выполнен трехопорным и его хвостовая часть находится в удлинителе корпуса. Третьей опорой для шлицевой части удлиненного вала является скользящая вилка карданного вала. Подобная конструкция обусловлена особенностями карданной передачи автомобиля и рассматривается более детально в главе 6.

Наблюдаемые в развитии коробок передач тенденции роста числа передач и сокращения относительной продолжительности использования прямой передачи приводят к тому, что нагруженность подшипников первичного и вторичного валов возрастает. В связи с этим становится целесообразной установка радиально-упорных подшипников повышенной грузоподъемности (по аналогии с 2-вальными коробками передач). К примеру, при модернизации 3-вальной коробки передач, предусматривающей введение дополнительной 5-й (непрямой) передачи, становится целесообразной замена радиальных подшипников валов на радиально-упорные.

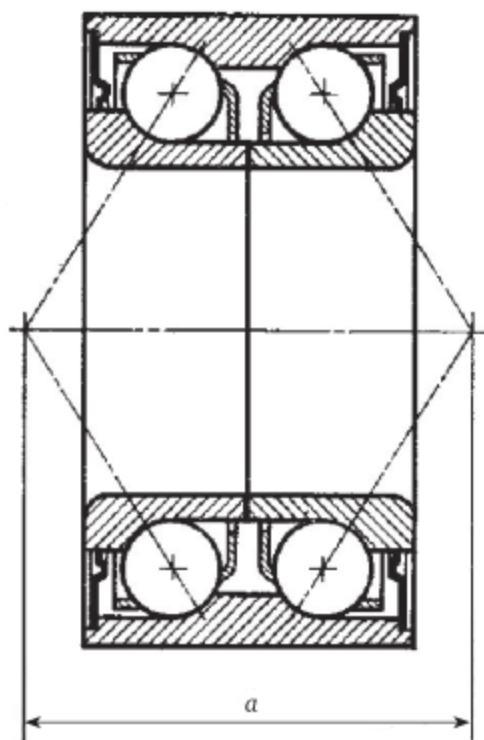
Особенностью эксплуатации автомобиля является частое изменение режима движения — смена «натяга», когда тяговая сила создается двигателем, на торможение автомобиля двигателем, когда в коробке передач меняется направление сил. В связи с этим подшипниковые опоры валов должны обеспечивать восприятие осевых сил двух направлений.

В качестве двухсторонних подшипников получили распространение специальные шариковые радиально-упорные подшипники с разрезным (т. е. из двух деталей) внутренним кольцом следующих типов: двухрядные, рис. 18, рис. 12а поз. 34, и однорядные с 4-точечным контактом, рис. 12а поз. 22. Такие подшипники, нерегулируемые по натягу в контакте тел качения, воспринимают осевые силы двух направлений, что позволяет выполнить второй опорный подшипник вала радиальным.

Выбор подшипников учитывает тепловые расширения деталей коробки передач. Изменение линейных размеров алюминиевых картеров существенно выше, чем стальных валов. Поэтому при использовании алюминиевых картеров распространена упомянутая выше комбинация типов подшипников — одна опора вала выполняется радиально-упорной на два направления осевых сил, а вторая — радиальной (шариковой или роликовой, см. рис. 12а).

Минимальные габариты опор валов обеспечиваются при применении роликовых конических подшипников. В 3-вальных коробках передач конические подшипники применяются и для передней опоры вторичного вала. Конструкция коробки передач, однако, усложняется, поскольку при сборке необходимо выполнить регулировочные операции — обеспечить оптимальные диапазоны зазоров в подшипниках, а именно — «минимальный зазор — допустимый натяг». При использовании

алюминиевых картеров регулировки должны быть выполнены с учетом тепловых расширений деталей.



*Рис. 18. Двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник с разрезным внутренним кольцом:
а — опорная база*

Шестерни постоянного зацепления, соединяемые тем или иным способом с валом при включении передачи, свободно вращаются на валу при выключенном состоянии. Установка шестерни осуществляется разными способами — на подшипнике скольжения или качения. При подшипнике скольжения в ряде конструкций в шестерню запрессовывается тонкостенная втулка из бронзы, латуни или биметаллическая втулка, в которой лишь рабочая поверхность выполнена из цветного металла с высокими антифрикционными свойствами (см. рис. 8). Для исключения задиров и снижения износа трущиеся поверхности втулок имеют масляные карманы — канавки, углубления сферической или иной формы (рис. 19).

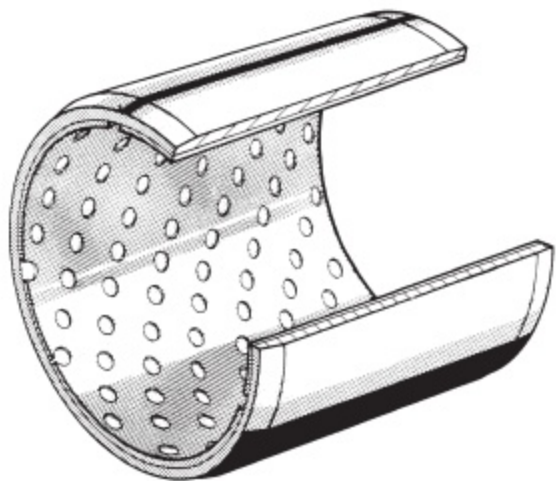


Рис. 19. Биметаллическая втулка шестерни постоянного зацепления

Используется также установка шестерни непосредственно на шейку вала или стальную втулку с контактом «сталь по стали» (см. рис. 9), однако в этом случае особенно важно обеспечить хорошее поступление масла в контакт посадочных поверхностей, масляные же карманы — канавки или углубления иной формы, выполняются на шейках вала или поверхности втулок. Канавки выполняются также на опорных торцах шестерен. Получило распространение специальное антизадириное покрытие рабочих поверхностей вала и втулок, содержащее в своем составе дисульфид молибдена.

При высоких относительных окружных скоростях в контакте посадочных поверхностей предпочтительна установка шестерни на подшипник качения — роликовый для грузовых автомобилей (см. рис. 15), а для легковых — с игольчатыми роликами (см. рис. 11, рис. 12а). Посадочное отверстие шестерни является дорожкой качения подшипника. Другой, внутренней, дорожкой качения может быть или поверхность вала (при соответствующей термообработке) или стальная втулка. Конструкция коробки передач и сборка упрощаются, если сепаратор игольчатого подшипника выполняется разрезным — из двух частей, или «браслетным» — с разрезом в упругом пластмассовом сепараторе. Подвод масла необходим и для подшипников качения. Более требовательны к подводу масла подшипники с пластмассовыми сепараторами.

4.6. Система смазки коробки передач

Смазывание поверхности зубьев шестерен коробки передач, деталей механизма переключения передач осуществляется путем разбрызгивания масла. Объем заливаемого в картер масла выбирается таким, чтобы при неработающей коробке передач обеспечивалось частичное погружение в масло тел качения подшипников и зубчатых венцов шестерен наиболее низко расположенного вала коробки передач. Уровень масла принято располагать у нижних точек дорожек качения внутренних колец подшипников этого вала, перекрывая, тем самым, часть тел качения.

В том случае, когда имеется удлинитель картера, являющийся опорой для скользящей вилки карданного вала (см. рис. 8), требуется подвод масла к нижней части втулки 17 подшипника скольжения удлинителя. В некоторых конструкциях с этой целью реализуется различный — «ступенчатый» — уровень масла в картере и его удлинителе, при этом могут потребоваться две сливные пробки — для каждого объема масла, или специальное дренажное отверстие малого сечения, соединяющее объемы.

Простейшим способом подачи масла к трущимся посадочным поверхностям шестерен являются радиальные каналы — сверления от впадины зуба шестерни к посадочному отверстию (см. рис. 8, рис. 9). Применяются также косо расположенные сверления — от ступичной части шестерни к посадочному отверстию (см. рис. 13, шестерня 4). Однако по всем этим каналам масло поступает лишь при остановке вращения шестерен. При росте скорости вращения масло выбрасывается центробежными силами и при длительном безостановочном движении возможно масляное «голодание» посадочных поверхностей шестерен.

Эффективную подачу масла в зоны трения шестерен, включая и торцевые поверхности, обеспечивает сочетание осевого канала в валу с системой радиальных сверлений — от осевого канала к каждой шестерне постоянного зацепления. Для подвода масла в отверстие вала в ряде конструкций служит подающая трубка, к которой масло поступает из специальных масляных карманов, лотков, собирающих масло со стенок корпусных деталей.

Используются также системы динамической подачи масла. В представленной на рис. 12а конструкции для подвода к осе-

вому сверлению вторичного вала используется направленная струя масла, разбрызгиваемого ведомой шестерней главной передачи. Для расположенных рядом со стенкой картера шестерен 5-й и 4-й передач используется насосное действие конической поверхности на упорных кольцах 21 и 24, контактирующих с торцами этих шестерен. Через систему отверстий в упорном кольце коническая поверхность подводит масло к посадочному месту шестерни. Однако для этого необходимо обеспечить поступление масла в зону конической поверхности, для чего предусматриваются каналы — углубления на торцевой стенке картера. Подобные динамические системы обеспечивают подачу масла в неполном диапазоне оборотов шестерен.

Наиболее надежное маслообеспечение поверхностей трения шестерен и валов достигается при принудительной системе смазки коробки передач с установкой масляного насоса или, как в конструкции по рис. 15, шнека — специальной маслонагнетающей детали 2 с винтовой нарезкой на наружной поверхности. Через сверление в первичном валу и установленную в него подающую трубку нагнетаемое масло поступает в осевой канал вторичного вала и далее по системе радиальных сверлений — к каждой шестерне постоянного зацепления. Несмотря на усложнение конструкции и удорожание коробки передач, принудительная система смазки целесообразна для грузовых автомобилей, работающих при высоких нагрузках в длительном режиме, а также оправдана для легковых автомобилей с высокими и длительными скоростными режимами движения.

Ступенчатые коробки передач заправляются трансмиссионными маслами, кинематическая вязкость которых находится в диапазоне 14...17 мм²/с (сСт — сантистоксов). Для снижения усилий переключения передач, потерь на взбалтывание масла, особенно в условиях низких зимних температур, предпочтительно применение трансмиссионных масел, относящихся к классу маловязких — с кинематической вязкостью 10...14 сСт.

В коробках передач, выполненных в одном агрегате с главной передачей и имеющих общий объем трансмиссионного масла, тип заливаемого масла зависит от типа главной передачи — при спирально-конической главной передаче требуется применение специальных, предназначенных для этих передач, масел.

4.7. Уплотнения валов, корпусных разъемов, резьбовых соединений. Сапуны

Для недопущения течи масла в коробках передач предусматриваются различные средства и способы уплотнений — для валов, подвижных деталей механизмов переключения передач, выходящих наружу из внутренней полости коробки передач, для разъемов картерных деталей и крышек, а также резьбовых соединений (при сквозной резьбе в корпусных деталях).

Для уплотнения валов используются манжетные уплотнения, типовая конструкция которых дана на рис. 20. Каркас манжеты 2 заливается эластомером — материалом из термостойких резиновых смесей на основе фторкаучука, силиконового каучука (поз. 1). Уплотнительная кромка манжеты дополнительно поджимается пружиной 3, свернутой в кольцо из спирали, навитой «виток к витку».

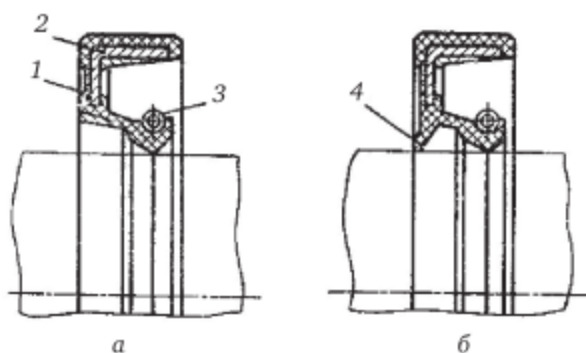


Рис. 20. Радиальные уплотнительные манжеты для валов:
а — однокромочная; б — с дополнительной защитной кромкой

Для уплотнения первичного вала, закрытого от прямого воздействия грязи и воды картером сцепления, применяются манжеты с одной уплотняющей кромкой (см. рис. 18а). (Примеры применения даны на рис. 9, рис. 11а, рис. 12а и др.) Ранее вместо манжеты применялось динамическое уплотнение — с наружной стороны подшипника первичного вала устанавливалась маслоотражательная шайба, а на шейке первичного выполнялась винтовая канавка, работающая как шнек. Вместо маслоотражательной шайбы могут быть выполнены сверления, отводящие масло в зону подшипника вторичного вала (см. рис. 8).

Для уплотнения вторичного вала у 3-вальных конструкций применяются двухкромочные манжеты (см. рис. 18б). Внутренняя кромка является герметизирующей и поджимается кольцевой пружиной, а наружная кромка контактирует с валом лишь с незначительным натягом, определяемым геометрией кромки, и предохраняет внутреннюю кромку от воздействия загрязнений. Обычно манжетное уплотнение вторичного вала дополнительно защищается грязеотражателем, устанавливаемым на фланец вала (см. рис. 9) или на вилку карданного шарнира (см. рис. 8, поз. 19).

В коробках передач переднеприводных автомобилей с главной передачей между сцеплением и коробкой передач вторичный вал не имеет манжетного уплотнения. При этом объем трансмиссионного масла является общим, а тип заливаемого масла зависит от типа главной передачи (см. параграф 4.6).

Для уплотнения картерных деталей и крышек применяются прокладки из картона различной толщины или специального прокладочного материала — паронита. В том случае, когда картерные детали имеют высокую жесткость конструкции и высокую точность (плоскостность) стыка, целесообразно применение эластичных герметизирующих составов, наносимых непосредственно на поверхность стыка без использования прокладки. Вместе с тем, применяются и комбинированные уплотнения — тонкая картонная прокладка с заранее нанесенным на нее по контуру эластичным герметизирующим составом.

Как правило, резьбовые отверстия, предназначенные под болтовые соединения и выходящие в масляную полость, не должны быть сквозными. Если, как исключение, резьбовые отверстия выполняются сквозными, то в них устанавливаются шпильки или же необходимо использовать болты с нанесенным на резьбовую часть герметизирующим слоем.

Примеры выполнения уплотнений подвижных деталей механизмов переключения передач приведены в пункте 5.1.1.

КПД коробок передач сравнительно высок — составляет 95...97 % при максимальной передаваемой мощности. При малых крутящих моментах относительная доля потерь на взбалтывание масла возрастает и это, соответственно, снижает показатели КПД. Тем не менее, и при высоком КПД потери мощности приводят к нагреву деталей, смазочного масла и, вследствие этого, возможности повышения давления внутри картера. Повышенное давление в свою очередь способствует

образованию «запотеваний» по стыкам картеров, местам резьбовых соединений, преждевременному появлению течи масла по мере износа манжетных уплотнений. Для поддержания минимального изменения давления в коробке передач в конструкцию вводится сапун — устройство сообщения внутренней полости картера с атмосферой, обеспечивающее выход воздуха при нагреве и поступление его в картер при охлаждении агрегата (см. рис. 14, поз. 8; рис. 9, поз. 2).

Для исключения течи масла через сапун его входное отверстие размещают в зоне картера, защищенной от потоков масла и свободной от застойной масляной пены (см. рис. 9). Для защиты от внешней среды — прямого попадания влаги и грязи из внешней среды, конструкция сапуна предусматривает лабиринтную систему защиты выходного отверстия.

Сапуны подразделяются на два типа — бесклапанные и клапанные.

Клапанная конструкция (рис. 21) помимо лабиринтной защиты предусматривает простейший клапан с перекрывающей канал тарелкой, поджимаемой слабой пружиной. Клапан практически не является герметичным и не препятствует выходу воздуха, но не допускает поступления влаги внутрь картера в ситуации кратковременного попадания воды в зону сапуна.

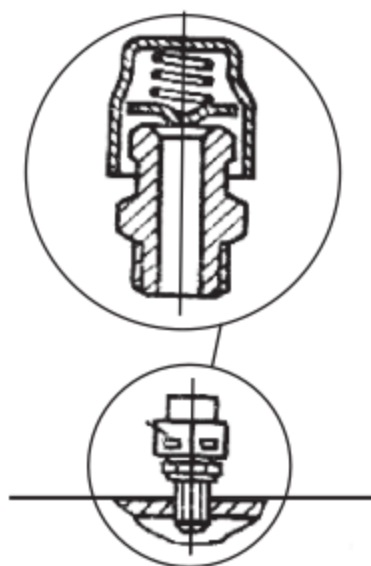


Рис. 21. Сапун с клапаном

В конструкции по рис. 11 входное отверстие сапуна 6 сообщается с внутренней полостью выемки на торце первичного вала. В крышке коробки передач для этого выполнены каналы, один из которых находится на оси вала внутри выемки. Центробежные силы не допускают попадания масла в зону отверстия осевого канала.

На рис. 12а показан бесклапанный сапун с динамической защитой входного отверстия от масла. Косорасположенное сквозное отверстие «А» в шейке первичного вала, выходящее с одной стороны в зону сцепления, а с другой — в картер коробки передач, не допускает движения частиц масла к центру вала при его вращении. Масло отбрасывается центробежными силами.

4.8. Многоступенчатые коробки передач

При числе передач выше 6 было бы нерационально компоновать коробку передач путем добавления соответствующего числа пар шестерен. Предпочтительнее к базовой 4-, 5- или 6-ступенчатой коробке передач присоединить дополнительную коробку с малым числом ступеней — 2-ступенчатую, тогда полное число передач соответственно удвоится. (В редких случаях дополнительную коробку выполняют 3-ступенчатой.) Дополнительная коробка может быть расположена впереди базовой, т. е. на входе, или после базовой. Имеются конструкции с двумя дополнительными коробками передач — на входе и позади базовой коробки передач.

В дополнительной коробке передач, выполняемой на входе в базовую 2-вальную, необходимы две пары дополнительных шестерен.

При 3-вальной схеме достаточно иметь лишь одну дополнительную пару шестерен, располагаемую перед базовой, «традиционной» парой зубчатого зацепления входного и промежуточного валов.

Если передаточное число дополнительной пары выбирается таким, чтобы передаточные числа смещенного ряда располагались между числами базового ряда, то такая конструкция дополнительной коробки передач называется *делителем*.

Делитель целесообразен для большегрузных грузовых автомобилей в условиях длительного движения по магистрали, по-

зволяя за счет частого переключения на смещенное («промежуточное») передаточное число, в зависимости от изменения профиля дороги, поддерживать по нагрузке и оборотам двигателя наиболее экономичный режим движения.

На рис. 22 представлена схема многоступенчатой коробки передач с парой дополнительных шестерен в отдельном от базовой 3-вальной коробки передач картере, а на рис. 23 — в общем картере. Исполнение с отдельным картером требует меньших изменений базовой коробки передач, но имеет увеличенные габариты и вес. Ведомая шестерня (z дел. вм.) дополнительной пары делителя жестко связана с промежуточным валом. Входной вал, таким образом, может передавать крутящий момент на промежуточный вал или через базовую пару шестерен (z пром. вщ. и z пром. вм.), или через дополнительную пару (z дел. вщ. и z дел. вм.) с другим передаточным числом. В итоге, дополнительная пара шестерен, при ее включении, обеспечивает дополнительный — смещенный, ряд передаточных чисел. Тем самым достигается уплотнение ряда передаточных чисел, а расширение диапазона является лишь незначительным.

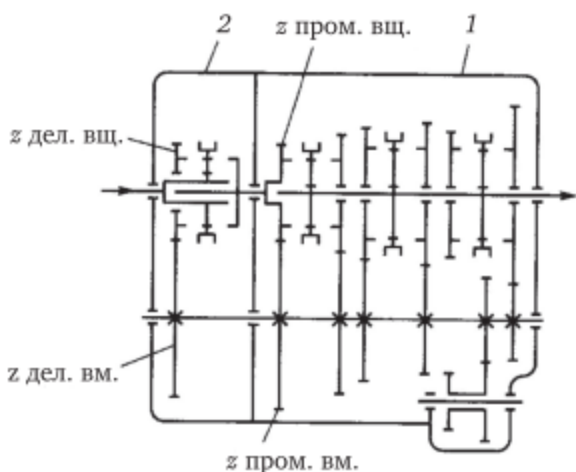


Рис. 22. Кинематическая схема 10-ступенчатой коробки передач с делителем в отдельном картере

Схема распределения передаточных чисел в многоступенчатых коробках передач при наличии делителя показана рис. 24а.

Прямая передача образуется при включении прямых передач в основной и дополнительной коробках передач. Смещен-

ная высшая передача образуется включением дополнительной пары шестерен в делителе и прямой передачи в основной коробке передач, при этом крутящий момент передается двумя парами шестерен, поскольку базовая пара шестерен также участвует в передаче крутящего момента — от промежуточного вала к вторичному.

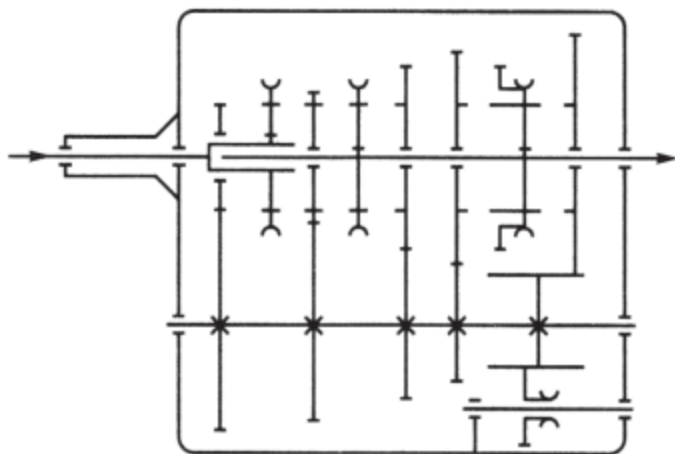


Рис. 23. Кинематическая схема 8-ступенчатой коробки передач с делителем в общем картере

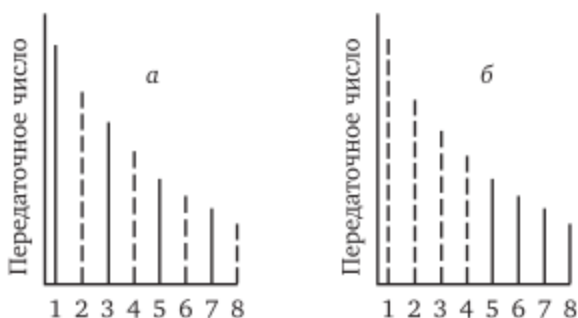


Рис. 24. Распределение передаточных чисел в многоступенчатых коробках передач:

a — при наличии делителя; *б* — при наличии демумплекатора (для варианта демумплекатора, когда передаточное число его низшей передачи больше, чем первой передачи коробки передач); — — — — — передачи основного ряда коробки передач; - - - - - передачи дополнительного ряда. Номера передач на схеме имеют условный характер

На рис. 25 представлена конструкция делителя, расположенного в отдельном от базовой коробки передач картере. (Базовая 5-ступенчатая коробка передач представлена на рис. 15.)

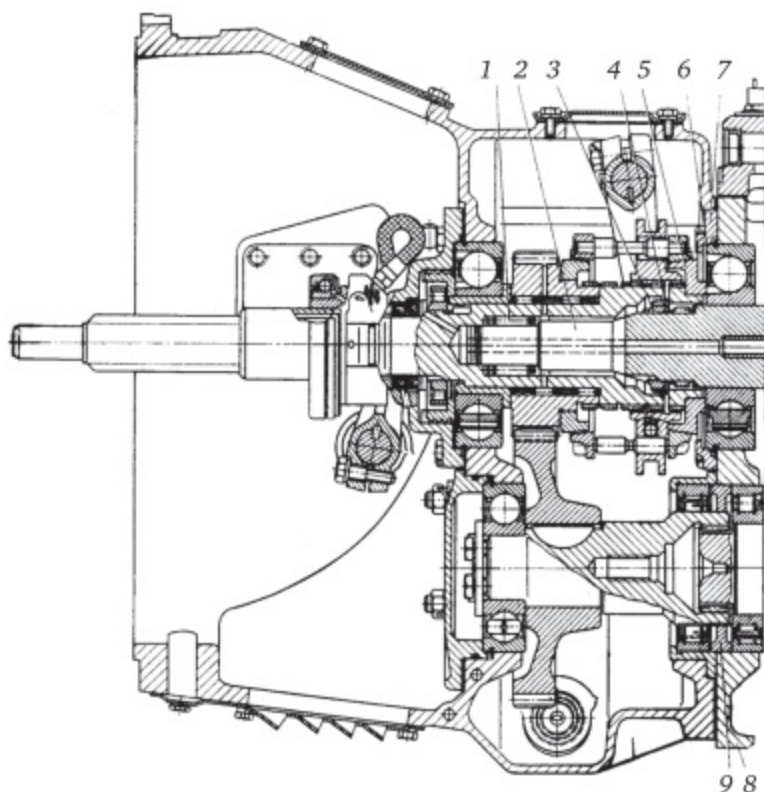


Рис. 25. Делитель в отдельном от базовой коробки передач картере

Для делителя необходим свой механизм управления. Несмотря на наличие в итоге двух механизмов управления, существенного усложнения управления автомобилем не происходит, так как переход на другую передачу в делителе осуществляется лишь воздействием на его механизм управления, без изменения передачи в основной коробке передач.

КПД многоступенчатой коробки передач с делителем практически не снижается, поскольку прямая передача сохраняется, а на всех остальных передачах движения вперед крутящий момент, как и в базовой конструкции, передается двумя парами шестерен.

Имеются примеры встраивания дополнительного 2-ступенчатого редуктора перед базовой 2-вальной коробкой передач на легковых автомобилях, предназначенных для использования в различных дорожных условиях, включая грунтовые дороги. Тем самым создается дополнительный смещенный пониженный диапазон передаточных чисел. Пониженное передаточное число в дополнительном редукторе, имеющем при 2-вальной коробке передач, как отмечено выше, две пары шестерен, составляет $1,2 \dots 1,4$. На пониженной передаче в дополнительном редукторе КПД 2-вальной коробки передач снижается, поскольку крутящий момент в совокупности передается уже тремя парами шестерен.

При установке дополнительной коробки позади основной ее низшая передача обычно имеет передаточное число от $\approx 1,7$ до $\approx 4,1$, что существенно расширяет диапазон передаточных чисел. Для обозначения этого типа дополнительной коробки передач используется термин «демультипликатор».

Конструкция дополнительной коробки передач разрабатывается на основе следующих вариантов схемы: 3-вального варианта с двумя парами шестерен внешнего зацепления (рис. 26а) и планетарного (рис. 26б).

Если низшая передача дополнительной коробки имеет большее передаточное число, чем первая передача основной коробки передач, то происходит полное смещение ряда передаточных чисел (рис. 24б), при более низком значении — частичное перекрытие базового (основного) и дополнительного (смещенного) рядов. Расширение диапазона передаточных чисел соответствует степени смещения рядов передаточных чисел.

При включении низших передач в основной коробке входной крутящий момент в дополнительной коробке имеет высокие значения. В связи с этим 3-вальное исполнение демультипликатора может быть затруднено тем, что требуется увеличенное, соответственно моменту, межосевое расстояние относительно основной коробки. Более предпочтительным является планетарный вариант — на основе трехзвенного планетарного механизма. При этом возможны два исполнения планетарного механизма.

Если необходимое передаточное число планетарного механизма должно превышать $\approx 2,7$, то ведущим звеном, связанным с входным валом, должна быть солнечная шестерня, ведомым — водило, а коронная шестерня должна быть оста-

новлена, т. е. соединена муфтой переключения с неподвижным элементом корпуса. Это первое исполнение. При передаточном числе $\approx 1,7$ и менее ведущим звеном выполняется коронная шестерня, ведомым — водило, а солнечная шестерня должна быть остановлена. Это второе исполнение. Для получения прямой передачи в планетарном механизме муфта переключения должна быть выведена из зацепления с неподвижным элементом и введена в зацепление, блокирующее два звена механизма (водило и коронную шестерню в первом исполнении, водило и солнечную шестерню — во втором).

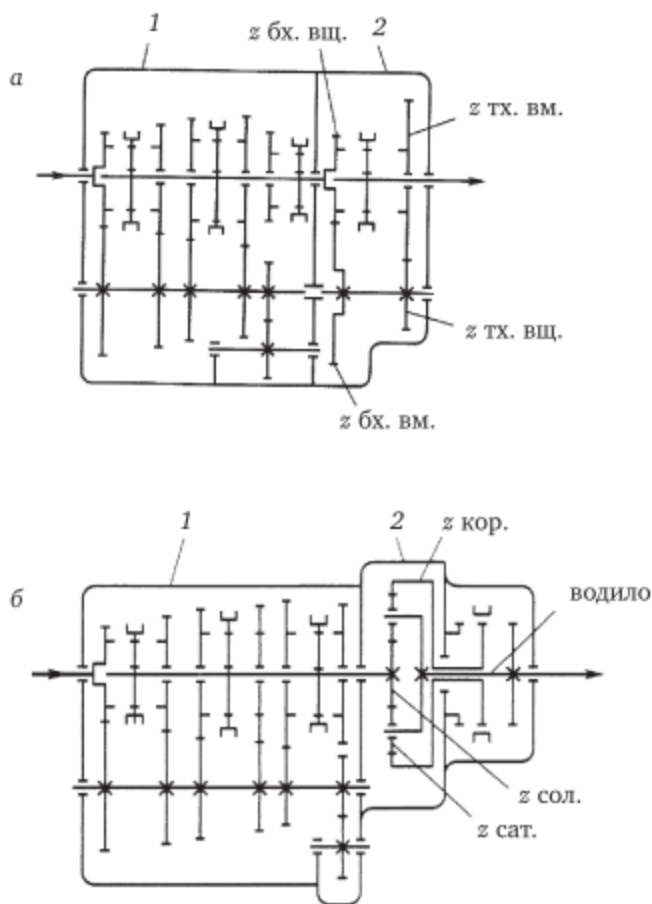


Рис. 26. Схемы многоступенчатых коробок передач с дополнительным редуктором: а — 8-ступенчатая с задним 3-вальным редуктором; б — 10-ступенчатая с задним планетарным редуктором

На рис. 27 показана конструкция дополнительного планетарного редуктора, выполненного по схеме рис. 26б для коробки передач грузового автомобиля.

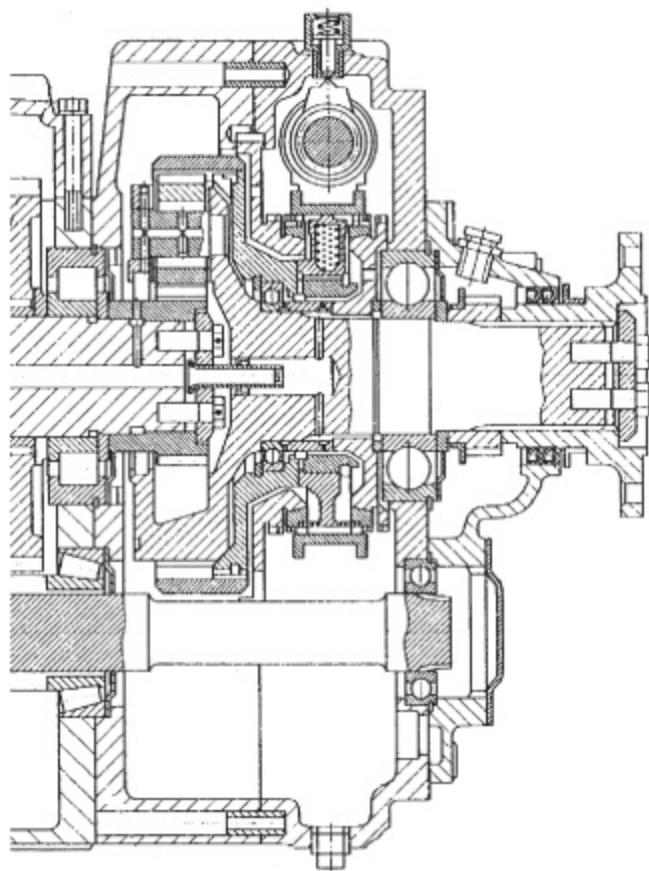


Рис. 27. Конструкция дополнительного планетарного редуктора коробки передач грузового автомобиля

Для дополнительной коробки передач позади основной также необходим свой механизм управления. Частые переходы с диапазона на диапазон, в отличие от коробки передач с делителем, не имеют смысла. Переход на пониженный диапазон передаточных чисел требуется при необходимости в высокой силе тяги — при движении с большой нагрузкой в тяжелых дорожных условиях, или необходимости очень медленного движения — близко к скорости пешехода.

4.9. Дополнительная пониженная передача

Значение расширения диапазона передаточных чисел в сторону низших передач возрастает в связи с растущим применением полного привода на легковых автомобилях универсального назначения, предназначенных для использования в различных климатических и дорожных условиях. Расширенный диапазон обеспечивает «ползучий» режим движения (со скоростью ≈ 5 км/час) без пробуксовывания в сцеплении, что важно при продолжительном движении по неровному грунту и необходимости замедленного движения в пробках на дорогах, облегчает маневрирование при недостатке пространства и преодоление препятствий в виде уступа. Принципиально расширение диапазона может быть достигнуто не только установкой традиционного дополнительного 2-ступенчатого редуктора, дающего смещенный *пониженный ряд* передаточных чисел, но и введением в состав коробки передач дополнительной *пониженной передачи*.

Преимуществом дополнительной пониженной передачи является упрощение конструкции механизмов переключения передач, поскольку включение дополнительной пониженной передачи, как и основных передач, обеспечивается одним рычагом управления. Соответственно упрощается и управление автомобилем. Однако общепризнанной конструкции дополнительной пониженной передачи, которая могла бы иметь широкое распространение, еще не сложилось. Принципиально для 2-вальной коробки передач дополнительная пониженная передача может быть образована тремя парами шестерен. Три пары обеспечивают как необходимое передаточное число, примерно вдвое более низкое по отношению к 1-й передаче, так и нужное направление вращения. Однако количество дополнительных шестерен в этом решении чрезмерно велико.

Вместе с тем, общее количество шестерен может быть уменьшено, если для пониженной передачи использовать уже имеющуюся третью ось — ось промежуточной шестерни заднего хода, предусмотрев при этом участие двух шестерен заднего хода в образовании дополнительной передачи переднего хода. Такой вариант пониженной передачи в 2-вальной коробке передач легкового полноприводного автомобиля с продольным передним расположением двигателя показан на рис. 28 (шестерни основных передач переднего хода на рисунке не пока-

заны). На третьей оси располагается трехвенцовый вал промежуточных шестерен 3. Два «первых» зубчатых венца служат для заднего хода, а «первый» и «третий» — для пониженной передачи. «Третий» зубчатый венец находится в зацеплении с второй промежуточной шестерней 2 пониженной передачи, расположенной на первичном валу.

Весь узел расположен в задней крышке коробки передач, на которой установлен и единый рычаг управления. Схема включения передач показана на рис. 28а. Символ «G» относится к пониженной передаче.

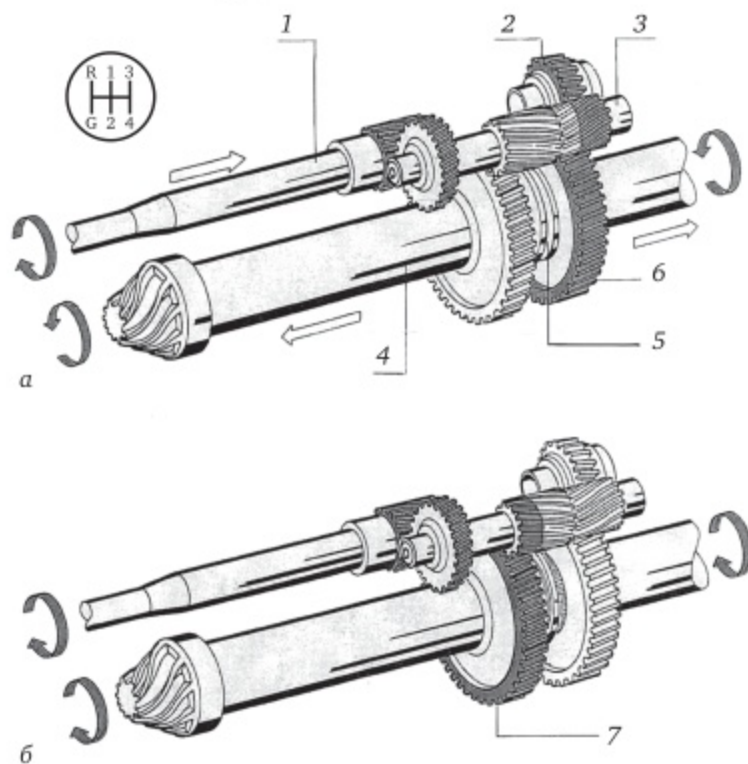


Рис. 28. Конструкция дополнительной пониженной передачи в 2-вальной коробке передач легкового полноприводного автомобиля:

a — дополнительная пониженная передача; *b* — передача заднего хода; 1 — первичный вал; 2 — вторая промежуточная шестерня пониженной передачи; 3 — вал промежуточных шестерен заднего хода и пониженной передачи; 4 — вторичный вал; 5 — муфта включения пониженной передачи и заднего хода; 6 — шестерня пониженной передачи (ведомая); 7 — шестерня заднего хода (ведомая)

При передаточном числе 1-й передачи 3,9 пониженная передача имеет передаточное число 7,6, а задняя, благодаря наличию двух промежуточных зубчатых венцов, — 7,3. Включение дополнительной пониженной передачи и передачи заднего хода осуществляется муфтой 5, располагаемой между ведомыми шестернями этих передач 6 и 7 соответственно.

Другое решение, предложенное автором этого учебного пособия, представлено на рис. 29, где показаны фрагменты вариантов коробки передач с пониженной передачей, образуемой сочетанием пары шестерен 1-й передачи и трехзвенного планетарного механизма. Решение может быть применено как на 2-, так и на 3-вальных коробках передач. Особенность конструкции (патент RU 2 313 709 С1) в том, что крутящий момент на планетарный механизм передается не вторичным валом, как в конструкции дополнительного редуктора, а ведомой шестерней 1-й передачи. Общее передаточное число дополнительной передачи соответственно представляет произведение передаточных чисел 1-й передачи и планетарного механизма. В зависимости от необходимого значения общего передаточного числа ведущим звеном планетарного механизма выбирается или солнечная шестерня, или коронная.

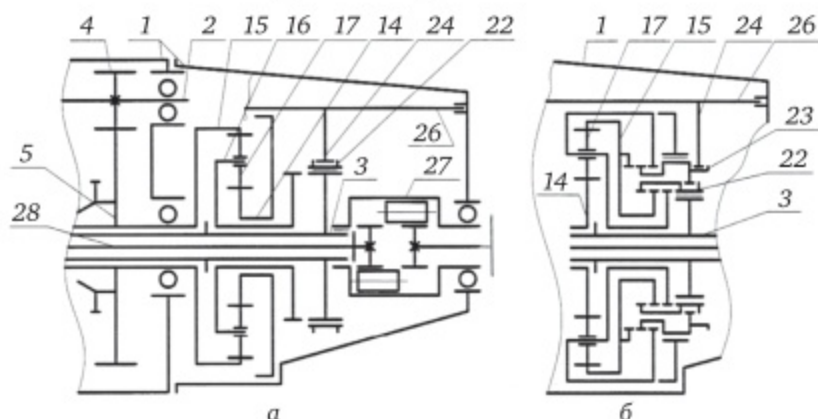


Рис. 29. Схемы вариантов выполнения пониженной передачи на основе сочетания пары шестерен 1-й передачи и планетарного механизма (патент RU 2 313 709 С1)

Вариант по схеме на рис. 29а. Ведомая шестерня 1-й передачи 5 2-вальной коробки передач полноприводного автомобиля связана с коронной шестерней 15 планетарного механизма,

ведомое звено — водило 16, при включении пониженной передачи посредством муфты 22 соединяется с вторичным валом 3, передавая на него крутящий момент.

Вариант по схеме на рис. 29б позволяет иметь как пониженную передачу переднего хода, так и заднюю (также пониженную). Традиционная передача заднего хода в составе базовой коробки передач при этом становится ненужной. С ведомой шестерни 1-й передачи крутящий момент передается на солнечную шестерню 14. Ведомым звеном на пониженной передаче переднего хода является водило, а на заднем ходу — коронная шестерня 15. Для включения пониженных передач переднего и заднего хода применены две муфты 22 и 23, перемещаемые одновременно. Одна из муфт (22) вращается вместе с вторичным валом, вторая (23) вращения не имеет.

Механизм включения пониженной передачи может выполняться при этом без синхронизатора — переход на пониженную передачу сходен с включением заднего хода, но может выполняться не только с остановкой движения, но и при медленном движении, так как требуемое изменение относительных скоростей вращения включаемых деталей меньше, чем при включении заднего хода. Обратный переход с пониженной передачи на 1-ю выполняется в движении без каких-либо ограничений, поскольку используется имеющийся синхронизатор этой передачи.

Вариант выполнения коробки передач с дополнительной пониженной передачей переднего хода и пониженной передачей заднего хода по схеме рис. 21б для полноприводного автомобиля с продольным силовым агрегатом представлен на рис. 30.

Вал привода переднего моста установлен внутри полого вторичного вала. Компонировочное положение валов соответствует конструкции по рис. 12.

Имеются примеры выполнения коробки передач с дополнительной пониженной передачей для грузового автомобиля. Передаточное число 1-й передачи этой 8-ступенчатой коробки передач составляет 6,58, а пониженной передачи — 9,48.

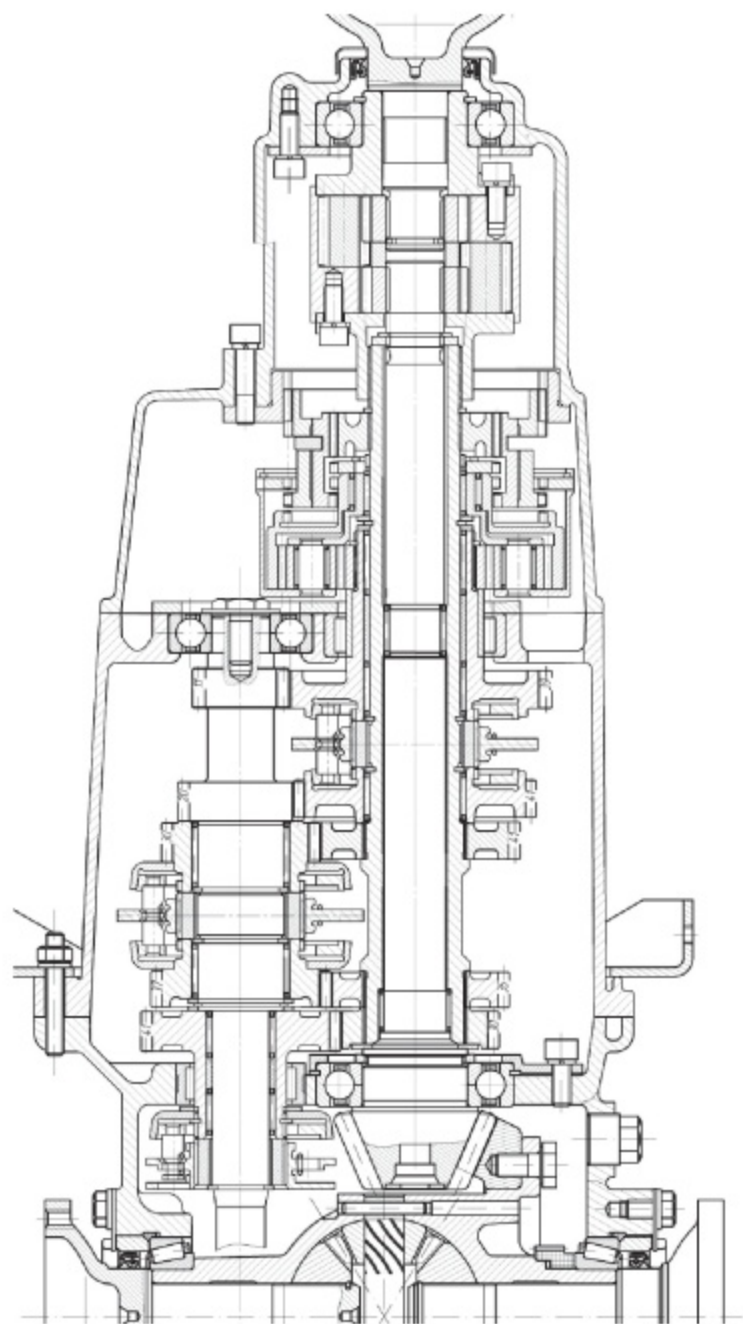


Рис. 30. 2-вальная коробка передач полноприводного автомобиля с дополнительной пониженной передачей переднего хода и пониженной передачей заднего хода

4.10. «Сдвоенные» коробки передач (с двумя первичными валами)

На легковых автомобилях с выраженными спортивными характеристиками — с жесткими требованиями по динамике разгона, получают некоторое распространение «сдвоенные» коробки передач в блоке с двумя сцеплениями.

На рис. 31 приведен, как пример, один из вариантов конструкции для переднеприводного автомобиля с поперечным расположением силового агрегата. По существу, это две коробки передач 2-вальной схемы, имеющие соосные первичные валы, каждый из которых поочередно получает крутящий момент от своего сцепления. На одном первичном валу и связанном с ним вторичном валу располагаются шестерни 1-й, 3-й и 5-й передач, а на другой паре первичного и вторичного валов — шестерни 2-й, 4-й и, при шести ступенях, 6-й передач. При поперечном расположении силового агрегата (в этой схеме и появились первые конструкции сдвоенных коробок передач) каждый вторичный вал имеет свою ведущую шестерню главной передачи, передающую крутящий момент на единую ведомую шестерню.

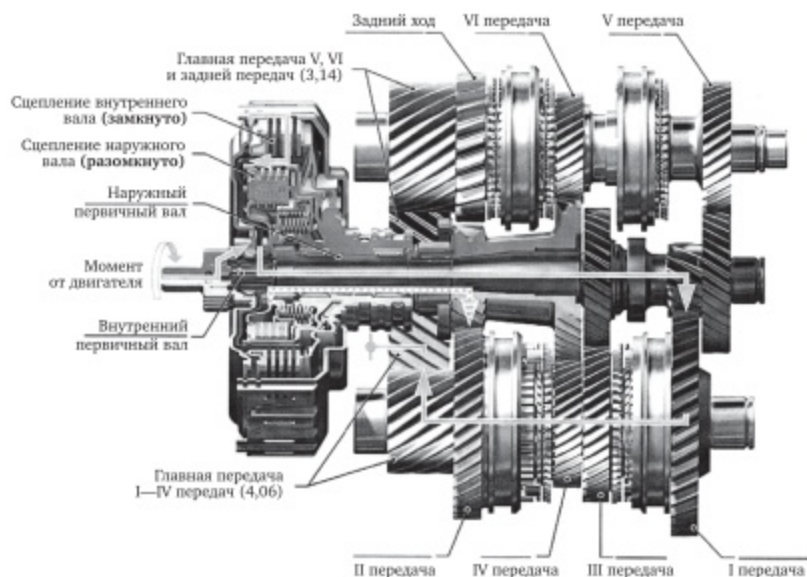


Рис. 31. Пример выполнения сдвоенной коробки передач при поперечном расположении силового агрегата

Особенность схемы и расположения шестерен позволяет благоприятно включить последующую передачу, еще до выключения предыдущей. Это возможно, поскольку при передаче крутящего момента одной парой валов и соответствующим сцеплением второе сцепление выключено, его ведомый диск освобожден. После опережающего включения передачи на другой паре валов практически одновременно происходит выключение первого сцепления и включение другого. Передача и трансформирование крутящего момента шестернями первой пары валов прекращается, рабочими становятся шестерни другой пары валов. Переключение передач происходит практически без разрыва потока мощности, тем самым сокращается время включения передачи, а соответственно и время разгона автомобиля. По сравнению с гидромеханическими передачами достигается снижение расхода топлива.

На рис. 31 коробка передач показана в состоянии включенной 1-й передачи — сцепление внутреннего вала замкнуто, ведет внутренний первичный вал, муфта 1-й и 3-й передач введена в зацепление с шестерней 1-й передачи, при этом коробка передач подготовлена к включению 2-й передачи — муфта 2-й и 4-й передач введена в зацепление с шестерней 2-й передачи.

Реализация конструкции сдвоенной коробки передач требует автоматизации процессов переключений в секциях коробки передач и двух сцеплений, использования сервомеханизмов в приводах управления. Для массового автомобиля подобная конструкция не может быть признана предпочтительной, поскольку результат достигается существенным усложнением конструкции. В определенной степени обстоятельством, способствующим выбору подобной схемы, является ограниченность пространства для коробки передач с числом передач более пяти при поперечном расположении силового агрегата. При продольном расположении силового агрегата нет такой жесткой необходимости в сокращении осевых габаритов коробки передач, поэтому предпочтение может быть отдано конструкции с одним вторичным валом.

4.11. Синхронизаторы

При переключении передач, после того как выключается сцепление и зубчатая муфта предыдущей передачи переводится в нейтральное положение, шестерни и валы коробки передач

образуют две обособленные группы. Одну образует вторичный вал и шестерни, кинематически с ним связанные (т. е. жестко или через зубчатое зацепление), вторую образует первичный вал и те шестерни, что кинематически связаны с ним. Из этого следует, что вводимые в зацепление при смене передачи детали — зубчатая муфта и шестерня, или муфта и вал, находятся в разных кинематических группах. Группа вторичного вала связана с колесами автомобиля, соответственно скорость вращения вторичного вала обусловлена скоростью автомобиля и при переходе на другую передачу не может измениться. Скорость вращения первичного вала в момент сразу после выключения сцепления — это скорость вращения коленчатого вала, которая соответствовала передаточному числу выключенной передачи, но уже не соответствует вновь включаемой передаче.

Отношение передаточных чисел соседних передач, определяющее несоответствие скоростей включаемых деталей, обычно составляет 1,25...1,7. Непосредственное введение зубчатой муфты в зацепление при таком различии угловых скоростей приводит к ударным нагрузкам входящих в контакт поверхностей и их повреждению — сколам, смятию. При включении первой передачи для трогания с места ситуация принципиально не отличается — скорость вращения деталей группы вторичного вала равна нулю, поскольку автомобиль стоит, а скорость деталей группы деталей первичного вала соответствует оборотам коленчатого вала в момент выключения сцепления.

Безударный переход на другую передачу, т. е. на другое соотношение скоростей вращения вторичного и первичного валов, может быть осуществлен путем изменения скорости первичного вала и шестерен его группы.

Условия включения передач неодинаковы для перехода с низшей передачи на более высокую и для обратного перехода. При переключении передач выходной вал коробки передач, кинематически связанный с колесами, практически сохраняет свою угловую скорость. Переход «вверх» означает, что обороты первичного вала должны быть снижены. При выключении сцепления сопротивление вращению первичного вала и связанных с ним шестерен (из-за взбалтывания масла и механических потерь) способствует снижению его оборотов и при некоторой задержке с включением передачи обороты включаемых деталей могут сравняться и обеспечить безударное включение. Однако при переходе на низшую передачу обороты первичного

вала должны быть увеличены, а сопротивление вращению и задержка с включением при выключенном сцеплении уже усугубляют ситуацию.

Таким образом, для обеспечения быстрого и безударного переключения передач необходимо принудительное выравнивание угловых скоростей — замедление или раскручивание, в зависимости от включаемой передачи, первичного вала и деталей его группы. Способ включения передачи посредством зубчатой муфты позволяет решить эту задачу дополнительным устройством, которое получило наименование «синхронизатор».

Подавляющее распространение получили синхронизаторы, не допускающие включения передачи до полного выравнивания угловых скоростей муфты и шестерни. Блокирование включения осуществляется путем использования инерционного момента, возникающего при принудительном, посредством трения, изменении угловой скорости первичного вала и связанных с ним деталей, поэтому конструкции этого типа получили наименование инерционных синхронизаторов. Однако, чем больше момент инерции связанных с первичным валом деталей, а в наибольшей степени он определяется ведомым диском сцепления, тем большую работу должен выполнить синхронизатор при выравнивании скоростей. (Отсюда вытекает одно из требований к механизму сцепления — низкий момент инерции ведомого диска.)

Получили распространение несколько конструктивных исполнений инерционных синхронизаторов, но все они содержат три основных элемента: фрикциону пару, блокирующий элемент, устройство предварительного сжатия фрикционных поверхностей.

Конструкция синхронизаторов подразделяется по нескольким признакам.

По типу блокирующих поверхностей:

- с блокирующим зубчатым венцом;
- с блокирующими пальцами.

По типу устройства предварительного сжатия фрикционных поверхностей:

- с толкающими сухарями или пальцами;
- без обособленных толкающих деталей.

Поверхности трения в подавляющем большинстве конструкций выполняются коническими.

На рис. 32 представлена распространенная конструкция синхронизатора с блокирующим зубчатым венцом и толкающими сухарями. На рис. 33 показаны детали такого синхронизатора. Муфта 4 предназначена для передачи крутящего момента на вторичный вал при введении в зацепление с шестерней (на рисунке справа) или первичным валом (на рисунке слева).

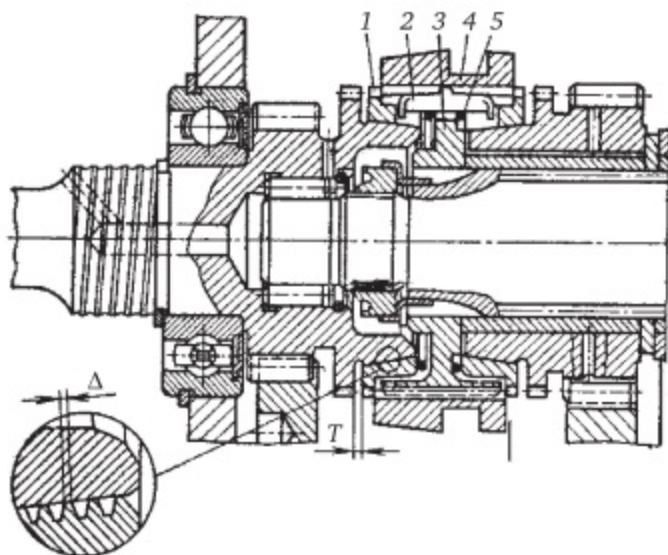


Рис. 32. Синхронизатор с блокирующим зубчатым венцом и толкающими сухарями

Блокирующим элементом (с каждой стороны синхронизатора) является кольцо 1 с блокирующим зубчатым венцом (короткими шлицами эвольвентного профиля) и конической поверхностью трения. На конической поверхности блокирующего кольца выполнены винтовые канавки — резьба, вершины ниток которой имеют ширину от $\approx 0,1$ мм (на легковых автомобилях) до $\approx 0,3$ мм (Δ на рис. 32). Вершины ниток резьбы и образуют поверхность трения кольца, обеспечивая снятие излишков масла в контакте и приемлемый коэффициент трения. Как правило, коническая поверхность блокирующего кольца имеет также продольные канавки для отвода масла. Блокирующий зубчатый венец кольца 1 имеет блокирующие поверхности в виде скошенных на две стороны участков на торцах зубьев (рис. 33б). Подобные же блокирующие поверхности имеются на торцах зубьев шлицев муфты 4.

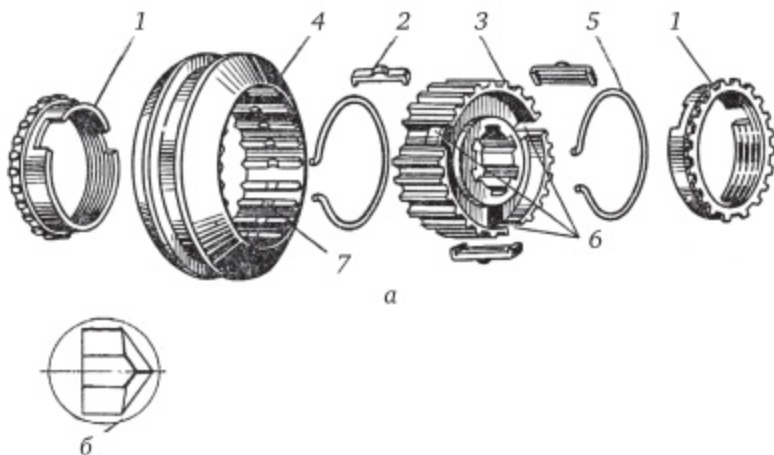


Рис. 33. Детали синхронизатора с блокирующим зубчатым венцом и толкающими сухарями:

- a*: 1 — блокирующее кольцо; 2 — сухарь; 3 — ступица муфты; 4 — муфта; 5 — пружинное кольцо; 6 — пазы ступицы; 7 — канавка муфты; *б* — форма скосов на зубьях блокирующего кольца

Коническая поверхность блокирующего кольца охватывает с незначительным зазором конус шестерни (или первичного вала) — вторую поверхность трения. Толкающие сухари 2 расположены в пазах 6 ступицы 3 с возможностью осевого перемещения и имеют выступы, входящие в канавку 7 на внутренней поверхности шлицев муфты. Торцы сухарей заглублены в пазы блокирующих колец, при этом ширина пазов кольца выполняется большей, чем ширина сухарей настолько, чтобы кольцо могло разворачиваться относительно муфты в каждую сторону, перекрывая своим зубчиком половину ширины зуба муфты (рис. 34а)¹. Пружинные кольца 5 прижимают сухари к шлицам муфты. Сухари с их выступами, канавка муфты и пружинные кольца образуют, таким образом, устройство предварительного прижатия фрикционных поверхностей.

При перемещении муфты 4 ее канавка увлекает сухари, и они своими торцами прижимают блокирующее кольцо к конусу шестерни. Разница скоростей вращения шестерни и блокирующего кольца вызывает трение скольжения в контакте

¹ *Примечание:* в ряде новых конструкций сухари не участвуют в ограничении разворота блокирующего кольца — эта функция выполняется специальными выступами кольца и пазами в ступице.

их конических поверхностей и в результате блокирующее кольцо разворачивается, как указано выше, относительно муфты. Скосы на зубчиках блокирующего кольца оказываются на пути скосов зубчиков муфты (рис. 34а). Скосы зубчиков муфты входят в контакт и давят на скосы зубчиков блокирующего кольца, передавая усилие муфты. Это является началом стадии блокирования. Положение деталей синхронизатора на стадии блокирования показано на рис. 34а.

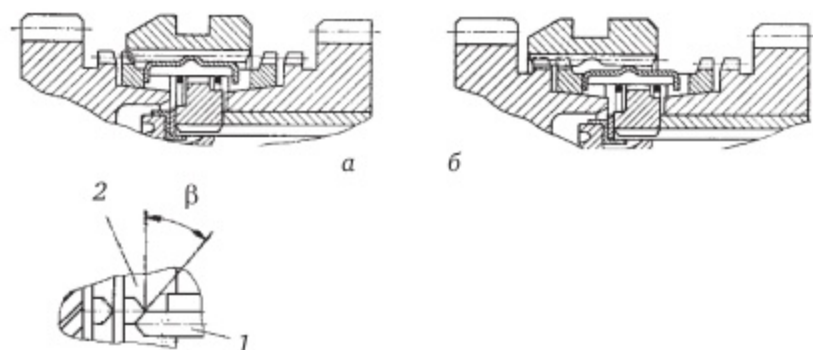


Рис. 34. Положение деталей синхронизатора на стадиях:
 а — блокирования: 1 — зуб муфты; β — угол скосов;
 2 — блокирующее кольцо; б — при включенной передаче

Создаваемый в контакте конических поверхностей момент трения начинает изменять скорость вращения контактирующей шестерни и всех деталей группы первичного вала, а это означает, что на раскручиваемых (или замедляемых) деталях возникает инерционный момент. Таким образом, в начавшемся процессе синхронизации скоростей вращения скосы зубчиков муфты стремятся сдвинуть, развернуть скосы зубчиков блокирующего кольца в исходное положение, а вместе с ним посредством трения развернуть и все детали группы первичного вала, в то время как инерционный момент группы первичного вала посредством трения противодействует развороту блокирующего кольца — скосы зубчиков кольца «выталкивают» муфту, противодействуя ее перемещению.

При правильном выборе геометрических параметров синхронизатора — угла конических поверхностей, углов скосов блокирующих зубчиков, радиусов конусов и радиусов расположения блокирующих скосов, воздействие муфты на блокирую-

щее кольцо полностью уравнивается противодействием со стороны блокирующего кольца и перемещение муфты блокируется. Если увеличить усилие включения на муфте, то это вызовет увеличение момента трения, более быстрое выравнивание скоростей вращения и, соответственно, увеличение инерционного момента деталей группы первичного вала и соответствующее увеличение сил противодействия в контакте скосов. Происходит ускорение процесса синхронизации, но состояние блокирования перемещения муфты сохраняется. Именно поэтому синхронизаторы, использующие влияние инерционного момента на процесс блокирования, получили наименование «синхронизаторы инерционного типа».

Как только произойдет выравнивание скоростей вращения, исчезает момент трения скольжения и инерционный момент группы первичного вала, в результате скосы зубчиков блокирующего кольца перестают сопротивляться воздействию скосов муфты. Под воздействием усилия включения муфта своими скосами разворачивает блокирующее кольцо, а вместе с ним посредством трения покоя контактирующую шестерню и всю группу деталей первичного вала, проходит через зубчатый венец блокирующего кольца и сближается с зубчатым венцом первичного вала.

Поскольку сухарь с момента посадки блокирующего кольца на конус шестерни уже не имеет возможности осевого перемещения, то при дальнейшем перемещении муфты сухарь утапливается, сжимая пружинные кольца. В зависимости от того, в каком взаимном положении окажутся скосы зубчиков муфты и скосы зубчиков включаемой шестерни (а это взаимное положение носит случайный характер), муфта или свободно, или разворачивая по скосам шестерню, входит в зацепление, завершая включение передачи. Положение деталей синхронизатора при включенной передаче показано на рис. 34б.

Принцип работы других синхронизаторов инерционного типа аналогичен. На рис. 35 показан синхронизатор, имеющий как блокирующие, так и толкающие пальцы. Три блокирующих пальца (поз. 3) запрессованы в блокирующие кольца 5 с конической поверхностью трения. На пальцах 3 блокирующими поверхностями являются боковые конические поверхности центральной проточки. Блокирующие пальцы проходят через отверстия в дисковой части муфты 4, имеющие конические блокирующие фаски.

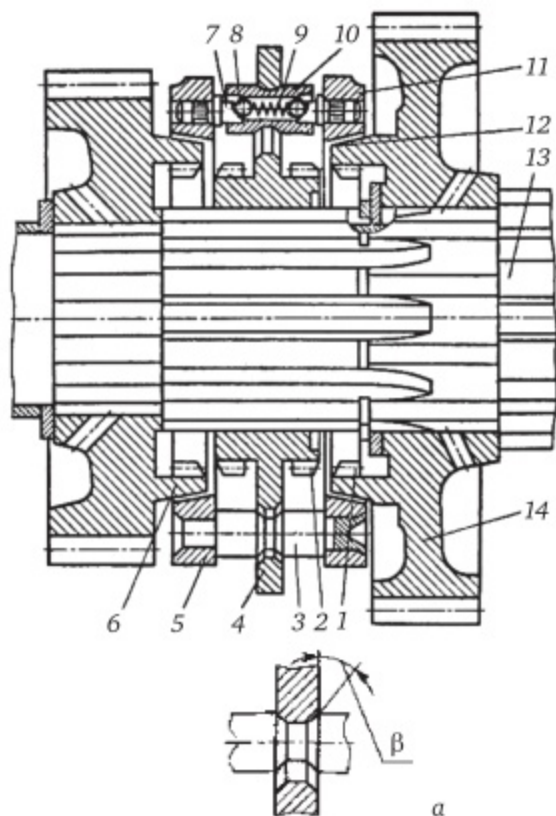


Рис. 35. Синхронизатор с блокирующими и толкающими пальцами:

a — схема взаимного положения отверстий муфты и блокирующих пальцев на стадии блокирования

Устройство предварительного прижатия фрикционных поверхностей включает специальные толкающие пальцы 10, проходящие через предназначенные для них отверстия муфты с коническими фасками. Толкающие пальцы под воздействием пружин 9, прижимающих шарики 8 к скосам штифтов 7, смещаются в радиальном направлении до касания фасок отверстия. При перемещении муфты толкающие пальцы, увлекаемые муфтой, прижимают коническую фрикционную поверхность блокирующего кольца к конусу шестерни (или первичного вала), происходит разворот кольца относительно муфты до касания конических блокирующих поверхностей пальцев 3 и отверстий муфты (рис. 35а).

Процесс блокирования аналогичен ранее описанному. При достижении равенства угловых скоростей, создающего условия разблокирования, муфта получает возможность дальнейшего перемещения. Блокирующие фаски муфты разворачивают блокирующие пальцы в соосное с отверстиями положение, не препятствующее перемещению.

Зубчатый венец муфты сближается с зубчатым венцом соединяемой детали, и, аналогично ранее описанному, завершается включение передачи.

На рис. 36 показан вариант исполнения толкающего пальца. Палец состоит из двух половин 2, раздвигаемых пружинами 1 для выбора зазоров между коническими поверхностями канавки пальца и отверстия муфты. При перемещении муфты половины пальца сжимают свои пружины и входят в отверстия муфты.

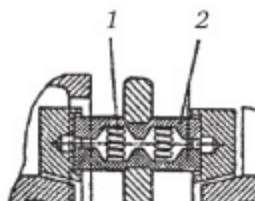


Рис. 36. Толкающий палец из двух половин

Используются также толкающие пальцы, жестко связанные с блокирующими кольцами, как и блокирующие пальцы (рис. 37). Расположенная в радиальном отверстии муфты пружина прижимает шарик к проточке пальца, фиксируя тем самым блокирующие кольца в исходном положении относительно муфты. Узел колец и пальцев в этом исполнении более жесткий, однако дисковая часть муфты, а соответственно и синхронизатор, имеют увеличенные осевые габариты.

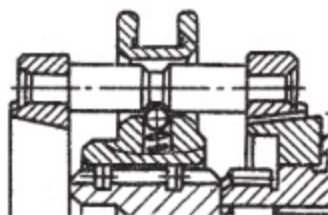


Рис. 37. Толкающий палец с шариковым фиксатором

Наблюдается тенденция упрощения конструкции устройств предварительного сжатия фрикционных поверхностей путем исключения толкающих сухарей или пальцев. Например, в отличие от конструкции по рис. 37, вместо шариков и цилиндрических пружин устанавливается кольцевая пружина, лежащая в глубокой кольцевой проточке муфты, а фиксирующая канавка в виде проточки выполнена непосредственно на блокирующих пальцах в средней их части между блокирующими поверхностями. Конструкция устройства отличается предельной простотой, однако сохраняет увеличенные осевые размеры синхронизатора и приводит к ослаблению блокирующих пальцев в среднем сечении.

В коробке передач, представленной на рис. 12а, также применен синхронизатор с блокирующими пальцами, кольцевой пружиной и без специальных толкающих пальцев (рис. 38). Кольцевая пружина имеет два разнесенных витка, каждый из которых прилегает к боковым сторонам предельно узкой дисковой части муфты 5. Перемычка 3 пружины на рис. 39 находится в отверстии дисковой части муфты.

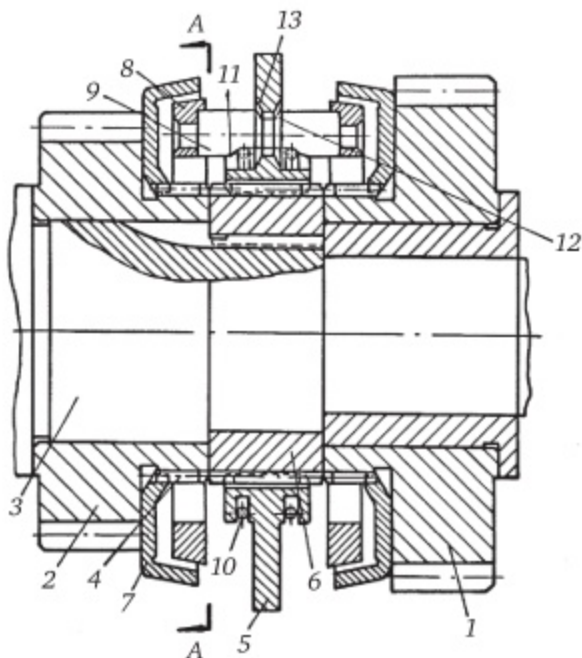


Рис. 38. Синхронизатор с кольцевой пружиной, имеющей два разнесенных витка

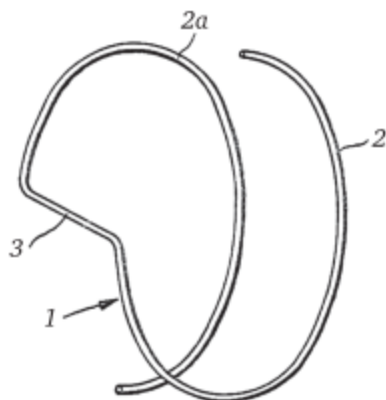


Рис. 39. Пружина с двумя разнесенными витками

Витки пружины 2 и 2а (рис. 39) взаимодействуют с боковыми поверхностями 11 канавок блокирующих пальцев 9 (рис. 38). Канавки выполнены с внутренней стороны пальцев, при этом их боковые поверхности имеют два угла наклона. Угол у дна канавки определяет усилие поджатия конусов, а более пологий угол поддерживает легкое поджатие конусов на стадии разблокирования синхронизатора, а также обеспечивает возврат блокирующих колец 8 в исходное нейтральное положение при выключении передачи, что становится важным по мере износа конусов синхронизатора. Конструкция проста и обеспечивает сокращение осевого размера синхронизатора. (Вариантом исполнения является конструкция с двумя отдельными кольцевыми пружинами.)

На рис. 40 показан синхронизатор с блокирующим зубчатым венцом, особенностью которого является установка блокирующего кольца 5 рядом с зубчатым венцом 3 шестерни, а коническая поверхность трения, взаимодействующая с блокирующим кольцом, выполнена на муфте синхронизатора 6. (Муфта, включающая две передачи, имеет конические поверхности трения с двух сторон.) Блокирующие скосы на зубьях кольца и венца шестерни направлены друг к другу. Пружина 2 отжимает блокирующее кольцо в сторону конуса муфты до упора в стопорное кольцо 9. Преднатяг пружины определяет начальное усилие прижатия конуса муфты к блокирующему кольцу. Поворот блокирующего кольца по отношению к шестерне при возникновении трения в контакте конусов происходит до вза-

имного касания блокирующих скосов зубьев 7 кольца и шестерни 3 (схема *в*). Взаимный разворот блокирующего кольца и шестерни возможен в пределах размера *a* (на схеме *в*). Направление смещения кольца предопределяется направлением момента трения. После выравнивания скоростей вращения муфта сдвигает блокирующее кольцо по скосам шестерни и, сжимая пружину, входит в зацепление с шестерней (схема *г*).

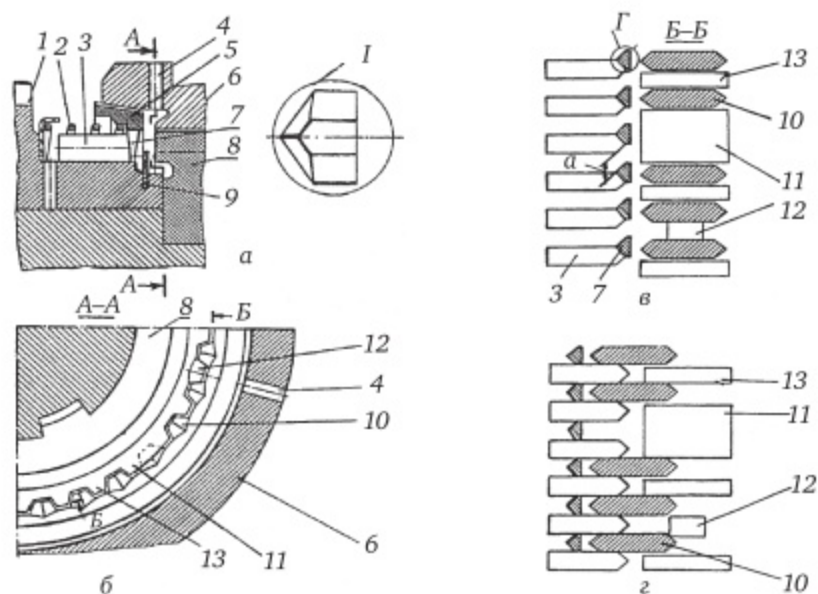


Рис. 40. Синхронизатор с блокирующим зубчатым венцом и парой трения «блокирующее кольцо — муфта»:

a и *б* — конструкция; *в* — схема взаимного положения скосов блокирующего кольца и шестерни на стадии блокирования; *г* — схема включенной передачи

Участки 11 ступицы образованы тем, что в их середине не прорезан шлицевый паз, а зуб муфты по оси участков 11 соответственно укорочен по высоте (рис. 40б). В таком исполнении центровка муфты на ступице обеспечивается контактом вершин укороченных зубьев муфты и площадок 11 с меньшими зазорами, чем это возможно при центровке по боковым поверхностям шлицев. Решение продиктовано стремлением уменьшить склонность к самовыключению, хотя и не гарантирует его исключение.

Неблагоприятной особенностью этого типа синхронизатора является то, что усилие пружины при включенной передаче способствует выталкиванию муфты из зацепления, в связи с чем необходим особо надежный замок от самовыключения передачи (рассматривается в параграфе 4.12). Кроме того, постоянное прижатие блокирующего кольца к конусу муфты неблагоприятно на стадии вхождения муфты в зацепление с шестерней. При возможном неблагоприятном контакте, когда вершина скоса муфты попадает почти на вершину скоса шестерни, происходит максимальный по углу взаимный разворот муфты и шестерни со скольжением скосов зубьев друг по другу, что сопровождается преодолением трения конусов и способствует увеличению усилий включения передачи на этой заключительной стадии.

Синхронизатор, представленный на рис. 41, в сравнении с исполнением по рис. 40, является усовершенствованной конструкцией, исключающей постоянное воздействие пружины на блокирующее кольцо.



Рис. 41. Синхронизатор с блокирующим зубчатым венцом и пружинным кольцом, взаимодействующим со скосами трех выступов блокирующего кольца

Пружинное кольцо размещается между торцом шестерни и скосами на трех удлиненных выступах блокирующего кольца. Скосы выступов по геометрии сходны со скосами на пальцах конструкции по рис. 38. При перемещении муфты после вы-

равнивания скоростей пружинное кольцо сжимается, его точки контакта переходят на участки скосов блокирующего кольца с малым углом уклона. Соответственно, пружинное кольцо оказывает уже минимальное выталкивающее воздействие на блокирующее кольцо и муфту.

Для повышения эффективности любого по конструкции синхронизатора — снижения усилий и времени переключения передач, повышения его долговечности, целесообразно предельно увеличивать диаметр конических поверхностей трения. Особенно это относится к синхронизаторам низших передач, которые являются более нагруженными, поскольку более высокие передаточные отношения увеличивают приведенный к включаемой шестерне инерционный момент. К тому же интервал передаточных отношений низших передач (а соответственно и интервал скоростей вращения) обычно шире, чем у высших.

Работа трения в контакте конических поверхностей синхронизатора сопровождается их износом. Резьба блокирующего кольца изнашивается быстрее, чем конус шестерни. По мере износа блокирующее кольцо все глубже садится на конус шестерни и при выборе торцевого зазора «Т» (рис. 32) синхронизатор перестает работать.

В ряде конструкций коробок передач получили распространение многоконусные синхронизаторы — с двумя или тремя парами конических поверхностей.

На рис. 42 (слева) показан двухконусный синхронизатор, а справа — трехконусный. Шестерня связана с отдельной деталью — кольцом, имеющим две конические поверхности трения (наружную и внутреннюю) (рис. 43а). Торцевые выступы конического кольца и пазы на шестерне обеспечивают вращение этого кольца вместе с шестерней.

Кольцо имеет некоторую свободу осевого перемещения. На конических поверхностях имеется шероховатый слой «напыления» латуни или бронзы. Блокирующее кольцо с блокирующим зубчатым венцом и одной конической поверхностью имеет ограниченное окружное перемещение относительно муфты, как и в традиционных конструкциях. Вторая коническая поверхность выполнена на отдельной детали (б на рис. 43), которая торцевыми выступами связана с пазами ступицы и вращается вместе с ней, имея, при этом, минимальное осевое перемещение (при упоре в шестерню).

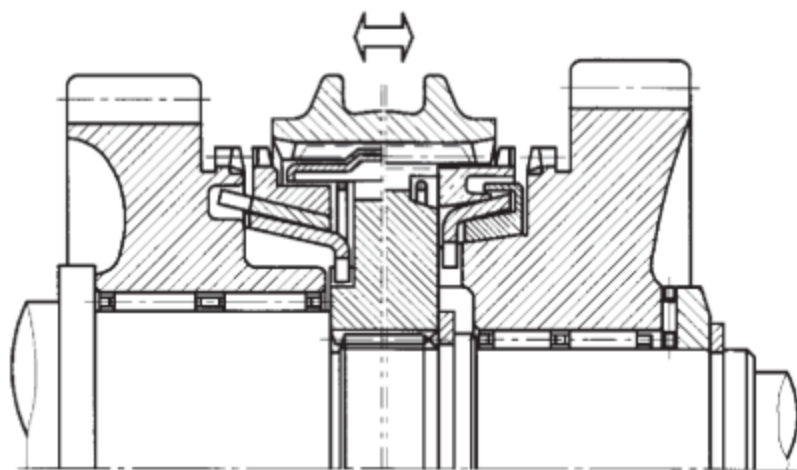


Рис. 42. Двухконусный (слева) и трехконусный (справа) синхронизаторы

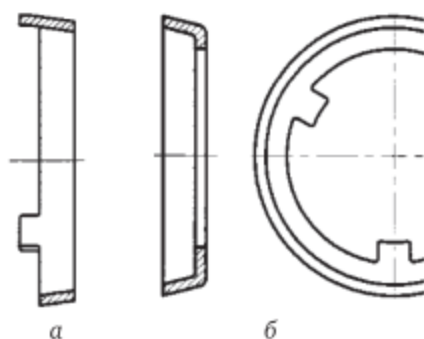


Рис. 43. Детали двухконусного синхронизатора:
а — конус шестерни; б — конус ступицы

Под воздействием сначала усилия предварительного поджатия, а затем осевой составляющей в контакте блокирующих поверхностей, две пары конических поверхностей трения оказываются зажатыми. Суммарный момент трения, таким образом, практически удваивается. Процесс блокирования традиционен.

В трехконусном синхронизаторе шестерня также связана с отдельной деталью — кольцом, имеющим две конические поверхности трения (наружную и внутреннюю). Это кольцо шестерни находится между конусами блокирующего кольца, состоящего из двух частей — наружного кольца с блокирующей

щим зубчатым венцом и внутреннего кольца с дополнительной конической поверхностью трения, взаимодействующей с конусом шестерни. Таким образом, получены три пары трения и, соответственно, высокий суммарный момент трения в процессе синхронизации.

Для многоконусных синхронизаторов особенно важно, чтобы после завершения выравнивания угловых скоростей не происходило «залипание» поверхностей трения из-за возросшего значения коэффициента трения в состоянии «покоя» и снятия масляной пленки с поверхностей трения в ходе взаимного скольжения. Залипание колец приведет к повышенным усилиям включения передачи в завершающей стадии, когда при взаимодействии скосов зубьев муфты и шестерни может возникнуть необходимость разворота шестерни относительно муфты. Взаимный разворот в этом случае сопровождается срывом состояния залипания колец, приводя к скачку усилия включения. Из изложенного следует также, что важен выбор угла конуса — он должен быть ниже угла трения с учетом возможности роста значений коэффициента трения в контакте трущихся поверхностей на завершающей стадии блокирования.

4.12. Предотвращение самовыключения передач

Для коробки передач свойственно (если не предусмотреть специальных мер) явление самовыключения передач, причем независимо от того, каким способом осуществляется включение передачи — перемещением шестерни или зубчатой муфты. Самовыключение может произойти, как правило, на одном из режимов — или в режиме тяги, или торможения двигателем, или в момент смены режима. Способствуют самовыключению радиальные и осевые зазоры в посадке шестерен, прогибы валов, радиальные и торцевые биения сопрягаемых при передаче крутящего момента деталей. Для исключения самовыключения современные коробки передач имеют специальные замки для всех передач, включая и задний ход.

Наибольшее распространение получили следующие варианты замков:

— зубья шлицевых венцов шестерни и муфты в форме «ласточкин хвоста» (на рис. 44а показано взаимодействие зубьев 2 муфты и 3 шестерни);

— зубья шлицевых венцов шестерни и муфты выполняются с утонениями, образующими ступенчатый замок (рис. 44в);

— ступица муфты с увеличенной толщиной зубьев в средней части, в результате чего при сдвинутой в положение включения муфте образуется уступ (рис. 44г, и, как вариант исполнения, рис. 40);

— ступица с клинообразными участками зубьев шлицевого венца в зоне сопряжения с муфтой (на рис. 44а показано сопряжение скошенных поверхностей шлицев 1 ступицы и зубьев 2 муфты).

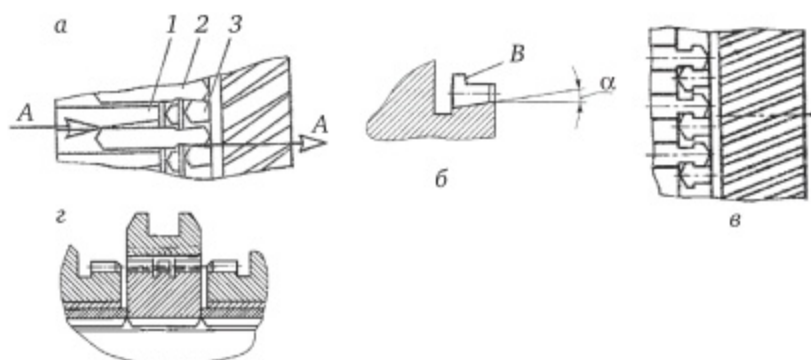


Рис. 44. Конструктивные элементы зубчатых венцов муфт и шестерен, предотвращающие самовыключение передач:

а — «ласточкин хвост» и скос на шлице ступицы; б — способ получения «ласточкиного хвоста» наклоном хода инструмента; в — ступенчатый замок на шлицах муфты и шестерни; г — утолщенный средний участок шлица ступицы

Стрелки «А» на рис. 44а — осевые силы в контакте зубьев «муфта — шестерня» или «муфта — ступица», удерживающие муфту от самовыключения передачи.

Геометрия ласточкиного хвоста на зубчатом венце шестерни получается незначительным наклоном хода инструмента при зубонарезании — примерно $1^{\circ}30'$, по отношению к оси шестерни (рис. 44б).

Ступенчатая форма шлицев шестерни и муфты (рис. 44в) выполняется методами накатки или электроэрозии. Так же выполняется геометрия ласточкиного хвоста на шлицах муфты.

Увеличенная толщина зубьев ступицы в средней части достигается разными способами. В одном из них (рис. 44г) сту-

лица имеет две проточки (канавки), разделяющие зуб по длине на три участка. Средний имеет наибольшую толщину, определяющую зазор в сопряжении с муфтой в нейтральном положении, а боковые выполняются более тонкими. При передаче крутящего момента зубья муфты находятся в контакте с боковыми участками шлицев ступицы, а средние, с большей толщиной зуба, образуют уступы на пути муфты в сторону выключения. В другом варианте (рис. 40) ступица имеет лишь несколько коротких шлицев 12 с большей толщиной, чем у основных шлицев 13.

Ступенчатые замки надежно удерживают от самовыключения, однако им свойственен и недостаток, особенно проявляющийся при начальном пробеге автомобиля в условиях низких температур и при повышенной вязкости масла. В этих условиях при выключенном сцеплении повышенный момент сопротивления вращению в коробке передач создает повышенные усилия выключения передачи. В ряде конструкций используется комбинация — «ласточкин хвост» на шлицевом венце шестерни и ступенчатое утонение на шлицах муфты.

Для предотвращения самовыключения передачи заднего хода, включаемой перемещением промежуточной шестерни, зубья шестерен выполняются с незначительным, $\approx 0^{\circ}30'$ (на сторону), клином по длине зуба. Схема, поясняющая геометрию продольного сечения зубьев, показана на рис. 45.

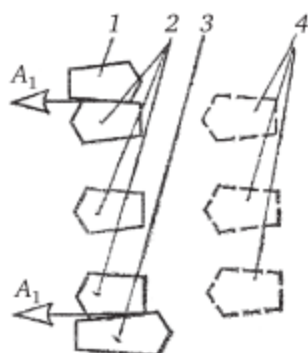


Рис. 45. Схема выполнения клиновой формы зубьев шестерен заднего хода:
 1 — зуб ведомой шестерни заднего хода; 2 — зубья промежуточной шестерни; 3 — зуб ведущей шестерни заднего хода; 4 — зубья промежуточной шестерни в выключенном положении; стрелки A_1 — осевые силы в контакте зубьев, удерживающие промежуточную шестерню от самовыключения передачи

4.13. Ограничение хода включения

Конструкция коробки передач предусматривает ограничение чрезмерного, сверх хода включения, перемещения муфты (или подвижной шестерни). Важно, введя муфту в зацепление, не создавать из-за чрезмерного хода контактов с вращающимися деталями другого вала или со стенками картера, так как это привело бы к скрежету. Не должно быть и вредного контакта вилки переключения с вращающимися деталями. Шариковые фиксаторы включенного положения передачи (их конструкция рассматривается ниже), создавая ощущение завершенности хода включения, не могут, однако, надежно препятствовать чрезмерному перемещению муфты или подвижной шестерни при завышенном относительно характеристики фиксатора усилии на рычаге управления. Требуются дополнительные решения, и они весьма разнообразны. Рассмотрим наиболее распространенные.

При упоре муфты во включаемую шестерню, имеющую больший диаметр впадин зубьев, чем торец муфты, опасного касания поверхности шестерни другого вала не произойдет. Примером является включение 1-й передачи в конструкции по рис. 8. Если же при относительно малом размере зубчатого венца включаемой шестерни торец муфты перекрывается с торцом парной шестерни другого вала, то необходимы специальные упоры, останавливающие муфту. В более новых конструкциях синхронизаторов с блокирующим зубчатым венцом для ограничения хода муфты нередко предусматриваются специальные упоры — выступы на вершинах зубьев шлицевого венца шестерни (рис. 44б, выступ *в*).

В коробке передач по рис. 12а муфта 15 включения 3-й и 4-й передач перемещается между конусами шестерен 16 и 20, поэтому касания дисковой части муфты с парными шестернями вторичного вала исключены в принципе. При этом, однако, предусматриваются необходимые торцевые зазоры между конусами шестерен первичного вала и шестернями 3-й и 4-й передач вторичного вала. При перемещении другой муфты для включения 1-й и 2-й передач также нет опасности касания муфты, однако геометрия лапок вилки переключения, охватывающих дисковую часть муфты, должна быть выполнена с учетом необходимости исключения контакта вилки с шестерней при перемещении муфты вплоть до жесткого упора.

Глава 5

УПРАВЛЕНИЕ СТУПЕНЧАТЫМИ КОРОБКАМИ ПЕРЕДАЧ

Управление ступенчатыми коробками передач заключается в установке нужной передачи путем перемещения соответствующей намерению водителя муфты или шестерни посредством механизмов переключения и управления. По степени использования вспомогательных устройств управление коробками передач подразделяется на:

— *принудительное ручное*, осуществляемое усилиями водителя;

— *принудительное с использованием вспомогательных устройств (сервомеханизмов)* для снижения усилий водителя и повышения удобства управления;

— *преселекторное*, когда сначала управляющим воздействием водителя предопределяется направленность переключения — повышение или понижение передачи, а затем вторым воздействием водителя осуществляется переключение с использованием сервомеханизма;

— *автоматизированное (роботизированное)*, когда водитель устанавливает направление движения — вперед или задний ход, или нейтральное положение, а переключение передач осуществляется сервомеханизмами (включая и управление сцеплением) по команде системы управления. В ряде конструкций автоматизированное управление дополняется возможностью ограничительных команд водителя.

Принудительное ручное управление ступенчатыми коробками передач заключается в установке нужной передачи путем перемещений водителем рычага управления по установленной, обычно типовой, схеме. Поскольку принудительное ручное управление связано с выполнением водителем физической работы, требования к такому управлению коробками передач обширны и заключаются в следующем:

- хорошая доступность рукоятки рычага управления и благоприятная траектория перемещений;
- оптимальные величины перемещений рукоятки рычага управления;
- невысокие, не затрудняющие водителя усилия переключения;
- высокая четкость переключения (отсутствие ощущения вязкости);
- высокий уровень вибраций рычага управления, отсутствие стуков и дребезжания;
- минимальный объем регулировочных операций.

Переключение передач может быть выполнено двумя способами. Наибольшее распространение получил способ избирательного включения любой передачи, при котором сначала выполняется избирательное перемещение рычага управления, определяющее выбор муфты (или шестерни) для последующего включения, а затем движением рычага управления в другой плоскости осуществляется перемещение муфты до полного включения. Наиболее распространенные схемы перемещений рукоятки рычага управления для 4- и 5-ступенчатых коробок передач приведены на рис. 46. Обычно нейтральная позиция, разъединяющая связь двигателя с выходным валом коробки передач, располагается по линии включения 3—4-й передач как наиболее часто включаемых.

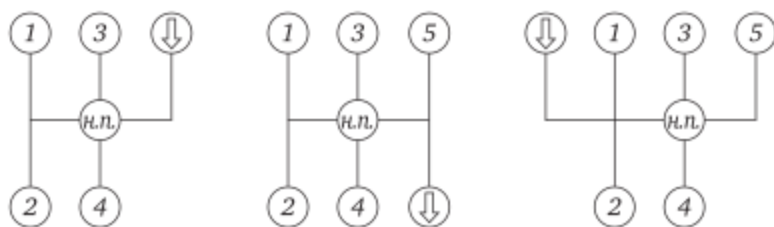


Рис. 46. Типовые схемы включения передач для 4- и 5-ступенчатых коробок передач (знаком  обозначена позиция передачи заднего хода)

Вторым способом переключения, редко применяемым на массовых автомобилях, является последовательное переключение передач — на одну ступень диапазона передаточных чисел, шаг за шагом от низшей передачи к соседней высшей, и, шаг за шагом, в обратном направлении — к соседней более низкой.

Происходящее развитие автоматизации управления способствует расширению применения способа последовательного переключения передач.

5.1. Управление коробкой передач с избирательным включением передач

В общем случае в состав управления ступенчатыми коробками входят механизм переключения передач и механизм управления. В этом делении имеется определенная условность. Принято считать, что механизм *переключения* передач располагается непосредственно в коробке передач и осуществляет перемещение муфт или подвижных шестерен. Механизм *управления* имеет рычаг, которым водитель, в соответствии с принятой схемой управления, осуществляет выбор передачи и затем передает усилие включения на механизм переключения передач. Механизм управления в зависимости от компоновки автомобиля может располагаться как непосредственно на коробке передач, так и на удаленном от коробки передач месте, т. е. являться дистанционным.

5.1.1. Механизм переключения передач

Для перемещения муфт или подвижных в осевом направлении шестерен служат вилки переключения передач. Используются вилки нескольких типов. Поворотные вилки имеют поперечную по отношению к коробке передач ось качания. Примеры выполнения показаны на рис. 47. Вилка по рис. 47а (применена в делителе, представленном на рис. 25) устанавливается на поперечном валике 13 и имеет сухари 15, входящие в паз муфты. Сухари своим шипом вставляются в лапки вилки и имеют возможность поворота. Качательное движение рычага 16 и вилки перемещает сухари, которые, поворачиваясь в отверстиях лапок вилки, перемещают муфту.

В конструкции на рис. 47б в опорах 1, 2 и 3 широко используются подшипники качения, что способствует снижению усилий и повышению четкости переключения. В лапки вилки установлены подшипники 4, наружные кольца которых входят в контакт с муфтой при переключении передач. Вращение колец подшипников в момент переключения исключает трение скольжения в контакте с муфтой.

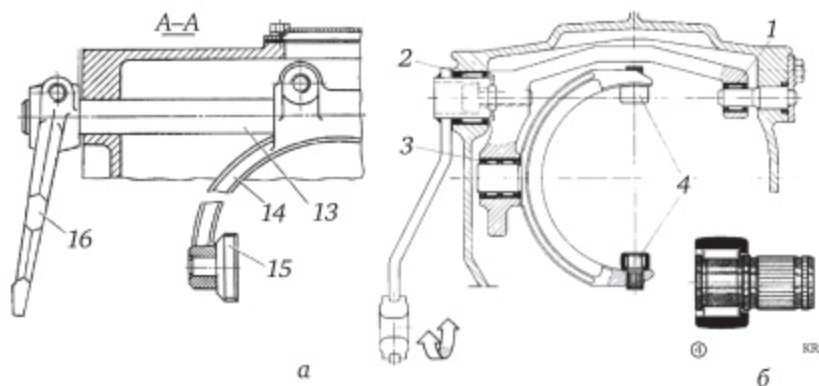


Рис. 47. Поворотные вилки переключения передач:

а — с опорами скольжения; *б* — с использованием подшипников качения в опорах

Другой тип вилок — это вилки, скользящие по закрепленному стержню (штоку). Их применение стало редким, поскольку силы трения в точках контакта стержня с относительно короткой ступичной частью вилки достаточно велики и снижают четкость включения передач.

Наиболее распространенным типом являются вилки, жестко закрепляемые на подвижных стержнях — «ползунах». Опоры стержней, находящиеся в стенках корпуса коробки передач или стенках крышки, оказываются широко разнесенными, реакции в опорах стержней и, соответственно, силы трения могут быть существенно снижены, обеспечивая более высокую четкость переключения передач.

На рис. 48 как пример выполнения дан механизма переключения с вилками этого типа, располагаемый в верхней крышке картера (механизм коробки передач, представленной на рис. 8).

Если вилка обеспечивает включение двух передач, т. е. когда муфта помимо среднего нейтрального положения имеет два положения включения, для вилки необходим свой стержень. На рис. 48 это вилка 36 включения 3—4-й передач и вилка 38 включения 1—2-й передач. Шариковый фиксатор 41 (стержня 1—2-й передач) обеспечивает три фиксированных положения стержня и, соответственно, вилки и муфты. На стержне выполняются лунки под шарик, шаг расположения лунок соответствует ходу включения. Для каждого стержня не-

обходим свой фиксатор. Усилие фиксатора обеспечивает лишь четкое восприятие водителем начала и завершения включения передачи, но не может надежно удерживать от самовыключения и заменить специальные замки, описанные ранее. В рассматриваемом примере стержень 43 с вилкой 39 предназначен для включения лишь задней передачи. Вилка 39 взаимодействует с промежуточным рычагом 34 (см. рис. 8), выравнивающим ход включения передачи заднего хода по отношению к передачам переднего хода с муфтовым способом включения. В основном аналогично выполняются и механизмы переключения, располагаемые непосредственно в картере и торцевой крышке коробки передач.

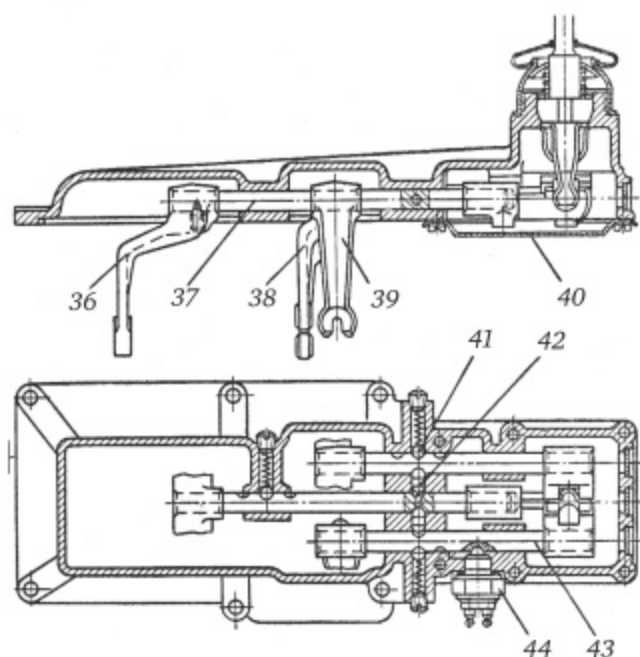


Рис. 48. Механизм переключения 4-ступенчатой коробки передач, располагаемый в крышке картера

В пятиступенчатых коробках передач на одном стержне могут быть жестко установлены две вилки — 5-й передачи и заднего хода. В этом случае направление включения зубчатой муфты 5-й передачи, обслуживающей включение лишь одной этой передачи, выполняется противоположным к направлению

включения заднего хода. Стержень при этом также имеет три фиксированных положения. (Всего при таком решении необходимы три стержня.) В зависимости от направления включения или зубчатая муфта, или промежуточная шестерня заднего хода совершают дополнительное, «холодное» перемещение из нейтрального положения вместе с рабочим ходом одной из них. К примеру, на рис. 12а муфта 15 имеет как рабочий ход включения, так и «холодой».

Избирательное перемещение рычага управления — в поперечном по отношению к осям стержней направлении, обеспечивает выбор соответствующего стержня с вилкой переключения, а значит и муфты (или шестерни) для последующего включения. Перемещение стержня осуществляется под воздействием усилия в другой плоскости, вдоль ползуна. Усилие воздействует на поверхность специального паза, выполняемого или в поводке — отдельной детали, жестко закрепляемой на ползуне, или непосредственно в цилиндрическом теле ползуна. Паз может также выполняться в специально откованной фигуре хвостовой части стержня. В ряде конструкций поводок выполнен заодно с вилкой переключения передач. Различные варианты исполнения показаны на рис. 8; рис. 13; рис. 14; рис. 15; рис. 49.

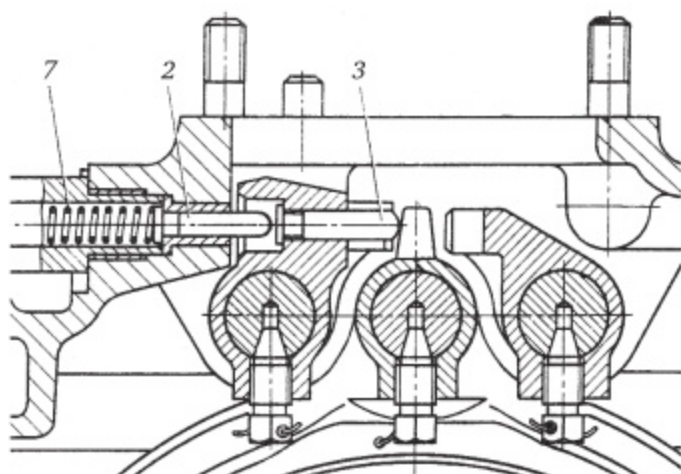


Рис. 49. Поводки стержней с креплением болтами с коническим хвостовиком

Способы жесткого крепления поводков и вилок на стержнях весьма разнообразны. Используются болты, вворачиваемые в резьбовое отверстие стержня, болты с коническим хвостови-

ком (рис. 49), вворачиваемые в резьбовое отверстие поводка (или вилки) до упора в коническое гнездо стержня. Расширяется применение пружинных штифтов — с продольным разрезом, свернутых из пружинной стали, которые устанавливаются с натягом в сквозное отверстие поводка (или вилки) и стержня. Механизм переключения не должен допустить случайного одновременного включения двух передач, т. е. перемещения двух вилок в направлении включения. Случайное включение двух передач могло бы произойти при нечетком избирании передач и привело бы, как минимум, к поломке зубьев шестерен. Конструкции замков, предотвращающих одновременное включение двух передач, разнообразны и зависят от конструкции вилок. Для механизмов переключения с жестким креплением вилок на стержнях распространена конструкция, представленная на рис. 50.

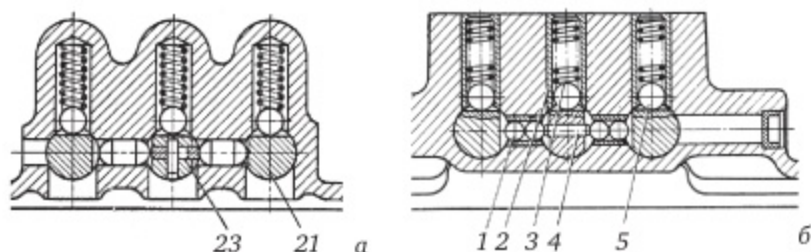


Рис. 50. Варианты выполнения фиксаторов стержней и замков, не допускающих одновременное включение двух передач

В отверстиях между соседними стержнями — средним 23 и боковыми (рис. 50а), находятся штифты со скругленными торцами. Роль штифта может выполнять также шарик или, в зависимости от расстояния между стержнями, пара шариков, как на рис. 50б. Стержни со стороны прилегания штифтов (или шариков) имеют выемки на такую глубину, что при перемещении одного из стержней штифт выталкивается из своей выемки и заглубляется до дна в выемке другого стержня, запирая его от случайного перемещения. Средний стержень имеет выемки с двух сторон, запирая при перемещении два крайних стержня. Для того чтобы при перемещении бокового стержня был заперт помимо среднего и другой боковой, в среднем стержне имеется сквозное отверстие, в котором находится подвижный промежуточный штифт (4 на рис. 50б).

При перемещении бокового стержня выталкиваемый штифт (или шарики), ложась на дно выемки среднего, выталкивает его подвижный промежуточный штифт, который в свою очередь перемещает штифт (или шарики) между средним и другим крайним стержнем до лунки последнего. Таким образом, запирается возможность перемещения не только среднего, но и противоположного крайнего стержня. Конструкция замка диктует необходимость соблюдения определенной последовательности действий при выполнении сборочно-разборочных операций. Последовательность действий зависит от особенностей компоновки коробки передач, конструкции картера.

На рис. 51 показан замок, передвигаемый по направлению избирания передач. Замок перемещается переключателем — промежуточным звеном между рычагом управления и поводками. Замок 3 имеет плоское основание, выступы, входящие в пазы поводков стержней, и узкий паз для хода включения передач, через который проходит рычаг переключателя. Включение передач возможно лишь при четком избирании, когда паз замка выставлен по нужному ползуну, а выступы замка запирают движение остальных ползунов. При нечетком избирании выступы замка запирают возможность движения всех ползунов. При избирании низших передач преодолевается сопротивление пружины 2, а избирание заднего хода происходит с дополнительным усилием, создаваемым подпружиненным шариковым упором 1.

Особенностью механизма на рис. 51 является возможность обеспечить нужные передаточные отношения как при включении, так и избирании передач благодаря тому, что рычаг управления воздействует на переключатель разными длинами стебля — длинным плечом (шарнир 4) при избирании, и коротким (шарнир на оси вала переключателя) при включении передачи.

Силы трения, возникающие при перемещении стержня механизма переключения, могут быть снижены при использовании специальных подшипников качения (рис. 52). Несколько рядов шариков располагаются в сепараторе, имеющем свободу перемещения внутри наружной обоймы подшипника. Перемещение сепаратора составляет половину хода стержня.

Такой подшипник качения используется также в механизмах переключения при наличии сочетания линейного перемещения переключателя при включении передачи с вращением

при избирании. На рис. 53 дан пример выполнения переключателя для коробки передач переднеприводного автомобиля при продольном силовом агрегате и дистанционном механизме управления. Переключатель 2 установлен на подшипниках качения 4. При повороте вокруг своей оси переключатель выбирает стержень с вилкой, а при осевом перемещении включает передачу. Уплотнение переключателя на выходе из крышки обеспечивается манжетой 5. Нейтральное по избиранию положение переключателя обеспечивается двумя подпружиненными упорами, размещенными в крышке 1 коробки передач. Жесткость упоров различна — для 5-й передачи и заднего хода упор 6 более жесткий, чем упор 8 для 1-й и 2-й. Для контакта с упорами переключатель имеет специальные площадки. Переключатель 2 в нижней части имеет два пера для выбора и перемещения ползунов, что обусловлено принятым расположением вилок и ползунов. Кроме того, переключатель 2 в нижней части имеет штифт, предназначенный для взаимодействия со специальным замком 3, предотвращающим недопустимое движение переключателя в направлении включения заднего хода при грубом выключении 5-й передачи.

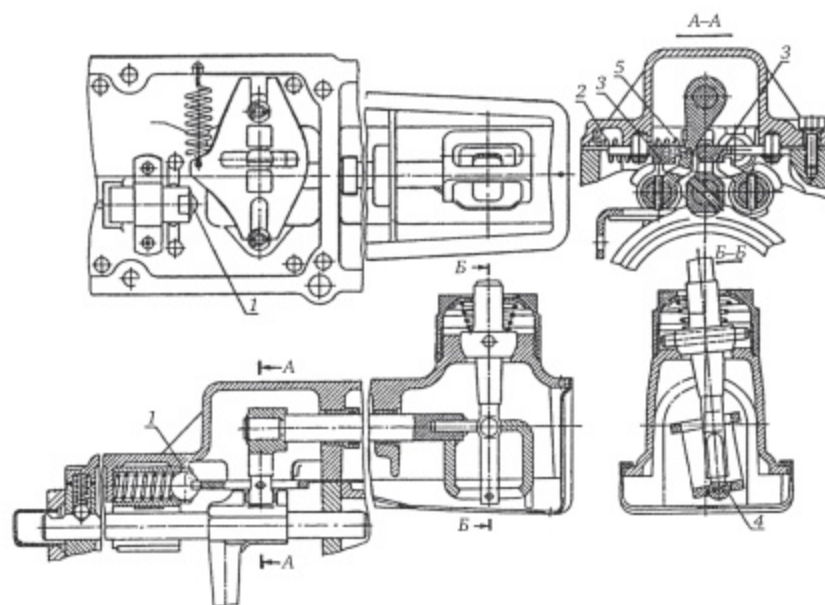


Рис. 51. Механизм переключения с плавающим замком, запирающим пазы стержней

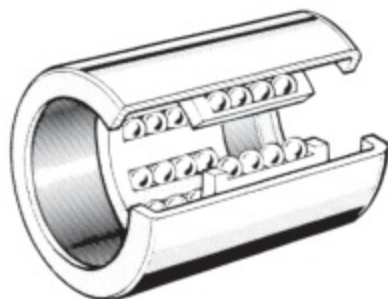


Рис. 52. Подшипник качения для линейного перемещения

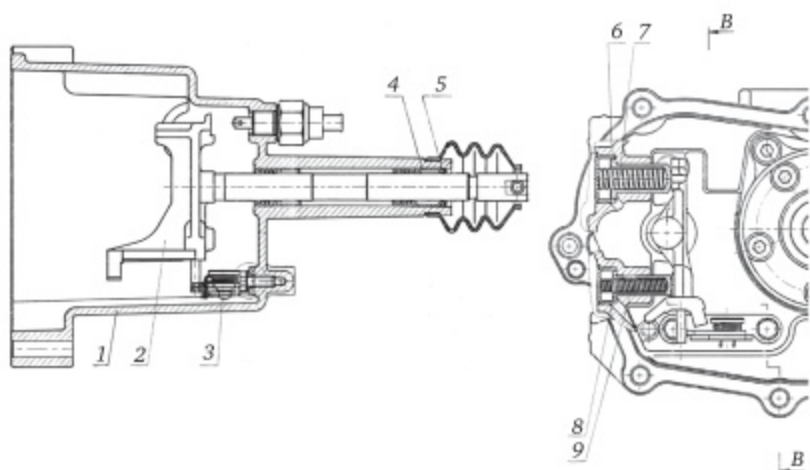


Рис. 53. Вариант переключателя коробки передач при продольном силовом агрегате и дистанционном механизме управления

Необходимость такого замка и подобных ему вариантов исполнения вытекает из опыта эксплуатации автомобилей с распространенной схемой управления, предусматривающей расположение позиции 5-й передачи в линию с позицией заднего хода (схема в центре рис. 46). Эта схема удобна тем, что в сочетании с автоматически работающим замком обеспечивает наиболее удобные переходы между позициями 1-й и задней передачи, не требуя, как в альтернативных вариантах, дополнительных действий водителя — утапливания рычага управления или подъема специального кольца под рукояткой рычага управления.

При грубом, с чрезмерным ходом, выключении 5-й передачи, замок исключает движение переключателя в направлении включения заднего хода. На рис. 54 показана траектория перемещения штифта 1 переключателя при избириании и включении 5-й передачи и заднего хода. При избириании 5-й передачи штифт 1 переключателя отжимает подпружиненный двулучий рычаг-«собачку» 2 замка. При ходе включения 5-й передачи рычаг возвращается в свое исходное положение. При ходе же выключения рычаг 2 оказывается на пути штифта переключателя и после упора второго плеча рычага 2 в корпус замка 3 не допускает движение переключателя в направлении включения заднего хода, не препятствуя возврату в позицию избириания. При избириании заднего хода штифт 1 переключателя также отжимает подпружиненный двулучий рычаг-«собачку» 2 замка, однако штифт 1, находясь в выемке между двумя плечами рычага 2, имеет возможность хода для включения передачи заднего хода.

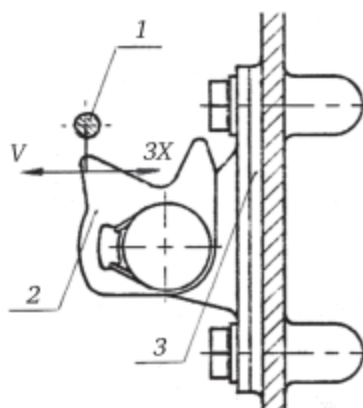


Рис. 54. Замок, предотвращающий недопустимое движение переключателя в направлении включения заднего хода при грубом выключении 5-й передачи

К переключателю, показанному на рис. 53, крепится вал управления 11 (см. рис. 59), имеющий упрощенный карданный шарнир со стороны коробки передач и, на заднем конце вала, вилку, которой сопрягается с рычагом управления 18 посредством цилиндрического шарнира.

При поперечном расположении силового агрегата, получившем широкое распространение на автомобилях с приводом на передние колеса, а также на тех полноприводных, которые

создаются на их агрегатной базе, управление коробкой передач принципиально усложняется. Это обусловлено необходимостью изменения направления усилия, прилагаемого для переключения передач, с продольного у рычага управления на поперечное в механизме переключения коробки передач (по отношению к продольной оси автомобиля). Для этого необходима система дополнительных промежуточных рычагов и тяг. Усложняется также и передача избирательных перемещений от рычага управления к механизму переключения. Фактически в управление коробкой передач вводится дополнительный промежуточный механизм.

Конструкции механизмов весьма разнообразны. В ряде конструкций система дополнительных промежуточных рычагов располагается во внутренней полости коробки передач, а механизм управления, находящийся вне коробки передач и являющийся дистанционным, прост по конструкции. Пример выполнения такого механизма переключения показан на рис. 55. (Механизм управления, показанный на рис. 60, детально рассматривается в разделе 5.1.2.)

Выбор стержня с вилкой, соответствующего включаемой передаче, происходит путем перемещения трехплечего рычага — переключателя 3 — по оси 17. Шток 14, установленный в нижней части картера сцепления 15, связан с валом 22 дистанционного механизма управления. При повороте вокруг своей оси шток перемещает переключатель 3 рычагом 13. Включение передач переднего хода осуществляется при повороте переключателя на оси 17 под воздействием осевого перемещения штока 14, в гнездо наконечника которого входит третье плечо переключателя.

При верхнем положении трехплечего рычага-переключателя (оно показано на рисунке) плечо В осуществляет включение 3-й или 4-й передачи, а при смещении вниз, в паз вилки 7, включение 1-й или 2-й передачи.

Плечо Б предназначено для взаимодействия с гнездом А рычага включения заднего хода 12. При смещении переключателя вниз плечо Б входит в паз гнезда А рычага включения заднего хода 12, а при последующем повороте переключателя поворачивает на оси 1 рычаг 12, который и перемещает промежуточную шестерню заднего хода 4. Соотношение плеч рычага 12 — от оси рычага до головки в пазу промежуточной шестерни 4 и, другое плечо, от оси до гнезда А, обеспечивает выравни-

вание хода включения задней передачи с ходами включения передач переднего хода.

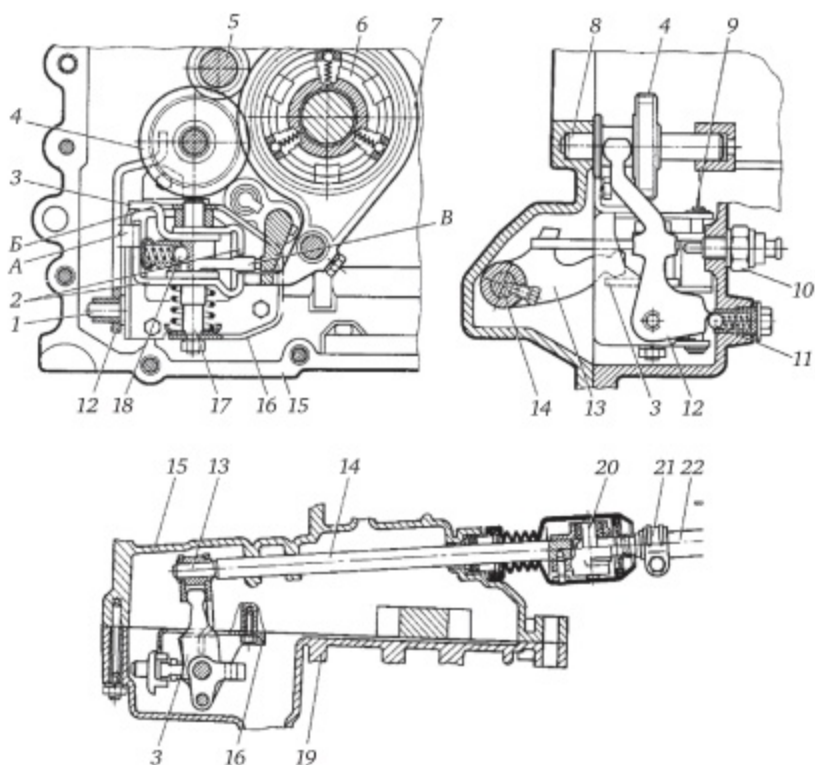


Рис. 55. Вариант механизма переключения поперечного силового агрегата при расположении промежуточных рычагов механизма в полости коробки передач

В конструкции механизма переключения по рис. 61, в отличие от рассмотренной конструкции, в коробке передач установлен лишь переключатель, а его перемещение вдоль оси для выбора соответствующего стержня и последующий поворот для включения передачи обеспечиваются системой рычагов и тяг, расположенных рядом с коробкой передач.

5.1.2. Механизм управления коробкой передач

Наиболее простой механизм управления коробкой передач может быть выполнен при классической компоновке автомобиля, когда положение водителя относительно силового агрегата обеспечивает доступность рычага управления при его раз-

мещении непосредственно на коробке передач (см. рис. 8; 9; 13; 14). В этом случае механизм управления имеет лишь рычаг управления и один или два пружинных упора для облегчения установки рычага в нейтральное положение. Для удобства работы водителя рычаг управления коробкой передач в направлении избирания передач обычно устанавливается в положении, соответствующем включению наиболее часто используемых высших передач (3-й и 4-й для 4- и 5-ступенчатых коробок передач, см. рис. 46). Перемещение рычага влево или вправо от этого положения для избирания в соответствии со схемой переключения других передач происходит с преодолением усилий специальных пружинных упоров. Пример выполнения механизма дан на рис. 8 (пружина одного из упоров — 35). В ряде конструкций, на рис. 9, к примеру, избирание заднего хода осуществляется после преодоления ступени жесткого упора рычага управления. Путем незначительного «утапливания» рычага управления — ниже площадки ограничительной чашки 33, обеспечивается необходимый ход избирания передачи заднего хода.

В других конструкциях предусматривается специальная «собачка», располагаемая рядом с рукояткой рычага управления, поднятие которой обеспечивает преодоление жесткого упора при избирании заднего хода. При этом имеются и пружинные упоры, устанавливающие нейтральное положение, как уже было сказано, для высших передач (кроме ускоряющей).

При умеренной удаленности коробки передач от водителя в продольном направлении используется рычаг управления с изгибом. В этом случае для предотвращения вращения гнутаго рычага при избирании передач сферический опорный шарнир рычага имеет штифт в поперечной плоскости, входящий в паз корпуса (или два штифта и паза), см. рис. 9. Возможно и другое, обратное исполнение — с пазами в сфере рычага (см. рис. 13; 14). Рычаг с изгибом применяется и при удаленности коробки передач от водителя в поперечной плоскости.

При значительном изгибе рычага траектория перемещения рукоятки становится неблагоприятной, поэтому другим решением является конструкция с промежуточным элементом — продольным валом, называемым переключателем. Располагается переключатель или в удлинителе картера, рис. 56, или в удлиненной крышке картера, рис. 57.

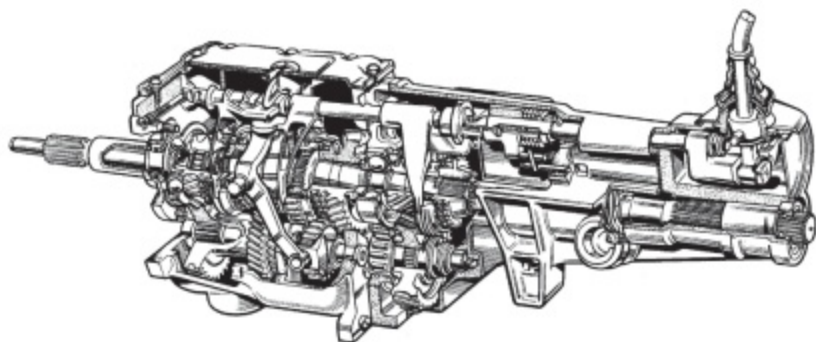


Рис. 56. Коробки передач с механизмом управления, имеющим промежуточный элемент — переключатель, располагаемый в удлинителе картера

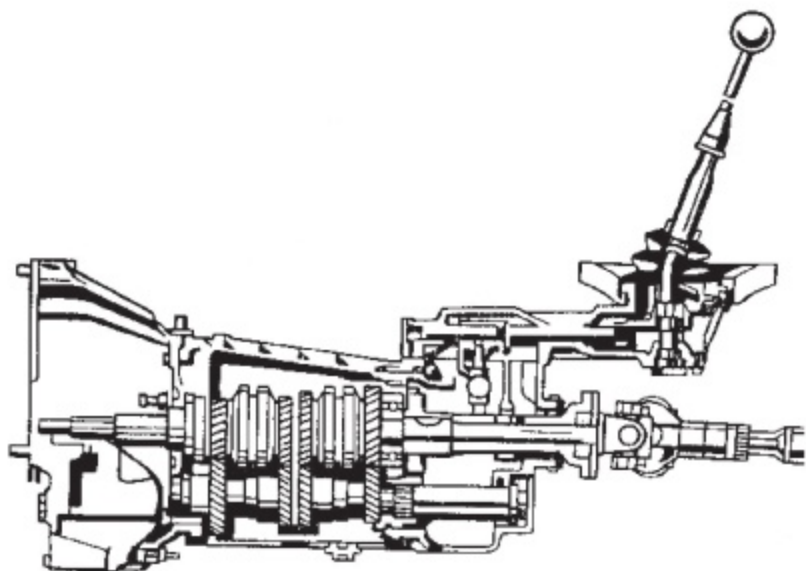


Рис. 57. Коробка передач с механизмом управления, имеющим промежуточный элемент — переключатель, располагаемый в удлиненной верхней крышке коробки передач

Переключатель поворачивается вокруг своей оси при качании рычага управления в направлении избирания, осуществляя избирание стержня вилки (или вилки, как в конструкции на рис. 56), а при перемещении рычагом управления вдоль оси включает передачу.

Удаленность коробки передач от водителя по ширине автомобиля также может привести к необходимости введения в конструкцию механизма управления промежуточного переключателя — поперечного вала между рычагом управления и стержнями вилок. Установка механизма непосредственно на коробке передач при этом может быть сохранена.

Установке механизма управления непосредственно на коробке передач характерны, однако, свойства, которые могут считаться недостатками, особенно для легковых автомобилей. На рукоятку рычага передаются вибрации, источником которых являются двигатель, коробка передач, приводные валы. Поэтому на легковых автомобилях рычаг часто выполняется составным с введением в разъем упругих и демпфирующих втулок, обеспечивающих виброизоляцию (см. рис. 9, рис. 10). Предпочтительность составного рычага обусловлена также соображениями облегчения установки (опускания) кузова на узлы трансмиссии и шасси при сборке автомобиля в условиях массового производства. Установка верхней части рычага управления производится уже после опускания кузова. Кроме того, поскольку силовой агрегат устанавливается на упругих опорах, то его перемещения, вызываемые внешними воздействиями от дороги и реактивными моментами, приводят к перемещениям рукоятки рычага управления, воспринимаемым водителем как чрезмерные, раздражающие колебания.

При значительной удаленности коробки передач от водителя, когда доступность рычага управления при его установке на коробке передач не может быть обеспечена, а также при поперечном расположении силового агрегата, применяются дистанционные механизмы управления. Варианты их конструкции весьма разнообразны. Соединение механизмов переключения передач и управления осуществляется системой рычагов, тяг и шарниров. Применяются также шарнирные валы, передающие как крутящий момент для выполнения избирания, так и продольное усилие для включения передач. В ряде конструкций, при поперечном силовом агрегате, используются тросы в оболочке. Основные специфические требования к дистанционным механизмам, дополняющие общие, таковы:

- малые зазоры, отсутствие стуков в шарнирных соединениях;
- высокая жесткость механизма при избирании передач, обеспечивающая четкость позиционирования;

— минимальная передача вибраций от двигателя, коробки передач, шарнирных валов трансмиссии на рукоятку рычага управления и на кузов;

— минимальные колебания рычага управления от перемещений силового агрегата на упругих опорах;

— минимальное количество производственных и эксплуатационных регулировок и даже полное их отсутствие.

Дистанционные механизмы управления выполняются по двум вариантам установки опоры рычага управления на кузове — с жестким креплением и, второй вариант, с «плавающей» опорой, подвижной относительно кузова.

Первоначально дистанционные механизмы получили развитие на легковых автомобилях в связи с имевшимися предпочтениями по установке рычага управления на рулевой колонке рядом с рулевым колесом. Позднее, когда при классической компоновке автомобиля предпочтительнее вновь стал рычаг управления рядом с сиденьем водителя, самым простым решением, при минимальных изменениях механизма переключения, было дистанционно связать тягами коробку передач и расположенный на полу кузова механизм управления. Конструкция такого механизма как пример выполнения представлена на рис. 58.

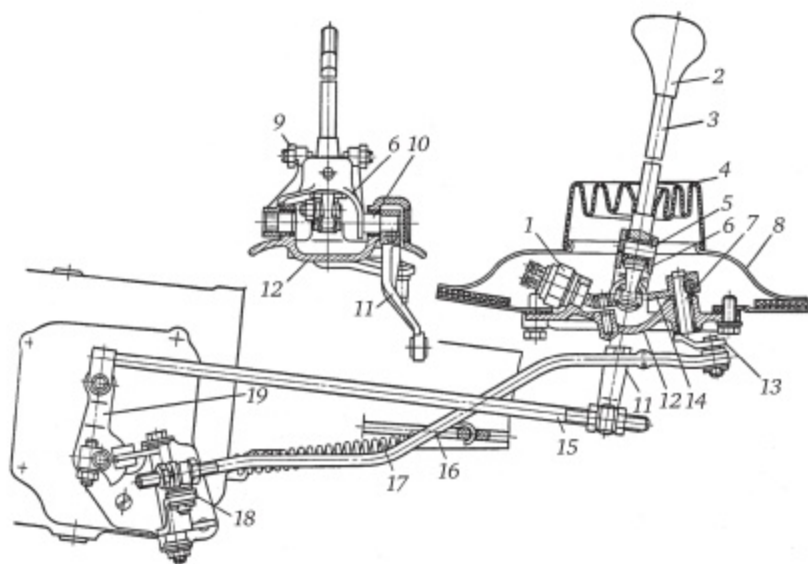


Рис. 58. Вариант дистанционного механизма управления с жестким креплением к кузову

Основание механизма 12 жестко крепится к туннелю пола, две тяги, одна из которых (16) управляет избиранием передач, а вторая (15) — переключением, имеют регулировки по длине. Регулировка компенсирует некоторый возможный в производстве разброс взаимного положения двигателя и основания механизма управления и, тем самым, обеспечивает заданное компоновочное положение рычага управления 3. Механизму, как и всем механизмам управления с жестким креплением к кузову, свойственны нежелательные перемещения рычага управления — его колебания как отклик на перемещения силового агрегата на своих упругих опорах из-за внешних воздействий от дорожных неровностей, поскольку перемещения силового агрегата приводят к изменению взаимного положения двигателя и механизма управления. Тяги механизма управления, увлекаемые коробкой передач, воздействуют на рычаги механизма управления, вызывая колебания рычага управления. На амплитуды колебаний влияют передаточные отношения в механизме и длины рычагов 18 и 19. Шарнирные соединения тяг подвержены износу, и растущие зазоры в шарнирных соединениях ухудшают четкость управления коробкой передач.

В целом, дистанционные механизмы управления коробкой передач сложнее механизмов, установленных непосредственно на коробке передач. Вместе с тем, сложились вполне совершенные конструкции, отвечающие жестким требованиям по качеству управления, поскольку они имеют лучшую виброизоляцию рычага управления и потенциал, позволяющий уменьшить его колебания, вызываемые перемещениями силового агрегата.

На рис. 59 показан дистанционный механизм управления переднеприводного автомобиля с продольным расположением силового агрегата, имеющий подвижную относительно кузова опору и отвечающий повышенным требованиям к качеству управления.

Рычаг управления 18 со сферическим шарниром 28 установлен в корпусе 29 реактивной тяги 30. Передняя часть тяги 30 соединена через резиновые подушки 2 с кронштейном 31 коробки передач. Задняя часть тяги располагается в резиновой подушке, наружная обойма которой 25 жестко крепится к кузову. Благодаря податливости подушки в продольном направлении тяга 30, являющаяся опорой рычага управления, подвижна относительно кузова — перемещение коробки передач на упругой опоре 32 тянет за собой тягу 30. Сферическая го-

ловка рычага управления находится в корпусе-основании механизма управления, связанном сваркой с реактивной тягой, образуя единую деталь. Таким образом, основание механизма управления не имеет жесткой установки на кузове и при перемещениях силового агрегата на своих упругих опорах может смещаться вдоль автомобиля вслед за коробкой передач, деформируя резиновую подушку реактивной тяги. При этом вал управления 11 также перемещается вслед за коробкой передач.

В итоге перемещение механизма происходит без изменения углового положения рычага управления 18 и является незначительным, поскольку передаточное отношение рычага не проявляется. Более того, при тщательном выборе точек присоединения к коробке передач реактивной тяги и вала управления возможна корректировка кинематики, позволяющая даже уменьшить перемещение рукоятки рычага управления по отношению к перемещению механизма.

Реактивная тяга воспринимает продольную силу со сферы рычага управления при включении передач. Для восприятия поперечной силы при избирании передач подушка опоры механизма, мягкая в продольном направлении, выполняется жесткой в поперечном. Пластмассовый кожух и резиновый чехол защищают механизм управления и окно в полу кузова от пыли и грязи.

Механизм обеспечивает хорошую виброизоляцию рычага управления. Особенностью механизма является также полное отсутствие регулировок, должна лишь соблюдаться последовательность установки — сначала присоединяются к коробке передач реактивная тяга и вал управления, а потом затягиваются гайки крепления подушки опоры механизма и кожуха к полу. Таким образом, положение механизма вдоль пола кузова задается самим механизмом — его валом управления и реактивной тягой.

«Плавающая» относительно кузова с целью уменьшения колебаний рукоятки рычага управления установка механизма управления так же целесообразна на автомобилях с поперечным силовым агрегатом, как и с продольным. Введение плавающей опоры может осуществляться как элемент модернизации управления коробкой передач. Примером являются варианты механизмов на рис. 60, взаимодействующие с механизмом переключения по рис. 55.

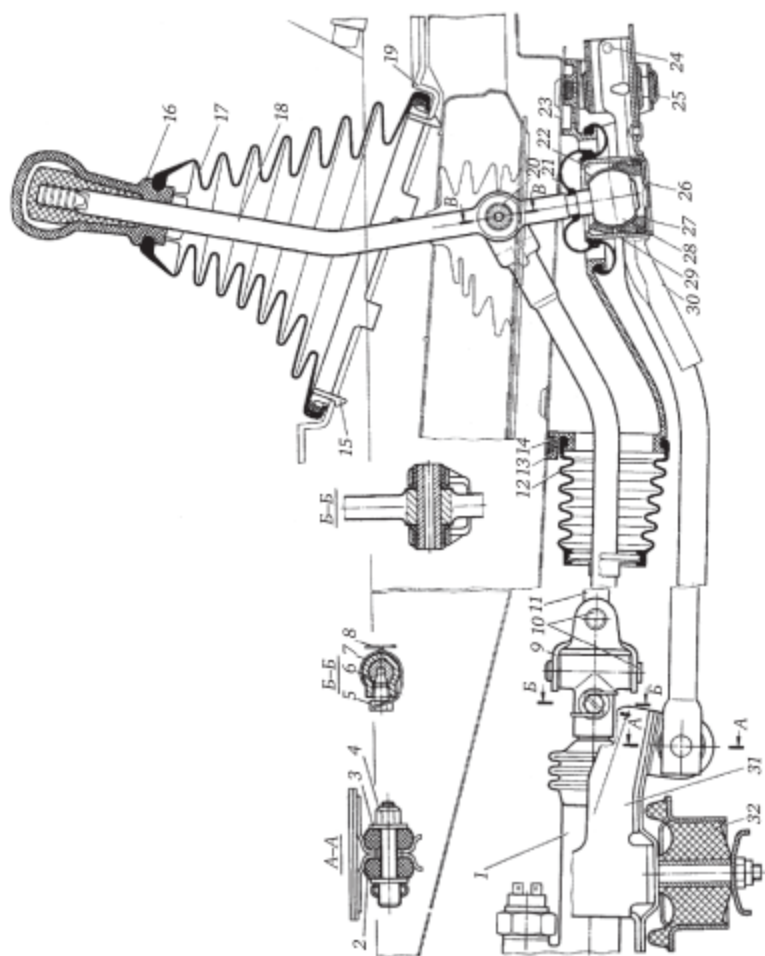


Рис. 59. Дистанционный механизм управления с подвижной относительно кузова опорой

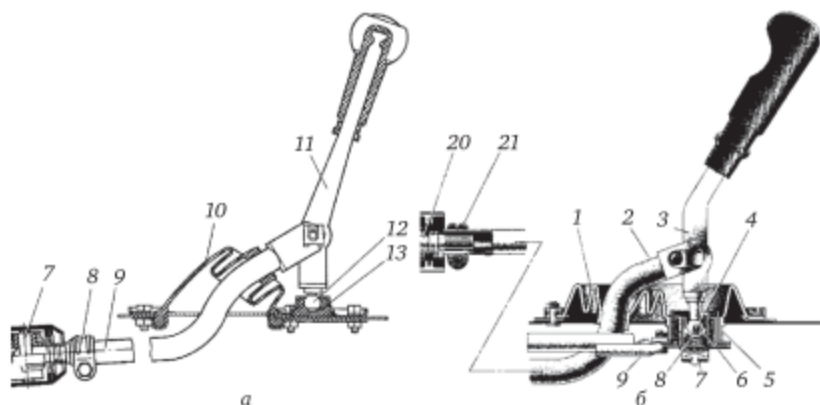


Рис. 60. Варианты механизмов управления коробкой передач автомобиля с поперечным расположением силового агрегата (механизм переключения показан на рис. 55):

- а** — с жесткой установкой опоры рычага управления;
б — модернизированный механизм с плавающей опорой рычага управления

На рис. 61, в отличие от конструкций по рис. 55 и рис. 60, показан вариант управления коробкой передач при поперечном силовом агрегате, в котором система дополнительных рычагов и тяг, необходимая для изменения направления усилий избирания и переключения передач, выполнена вне полости коробки передач. Дополнительные рычаги и тяги открыты в подкапотном пространстве и имеет регулируемые по длине промежуточные тяги. В этом механизме с подвижной относительно кузова опорой рычага управления реактивной тягой является продольный вал, выполняющий избирательный поворот вместе с рычагом управления. Вал имеет в передней части сферический шарнир и рычаг, воздействующий на короткую поперечную тягу и далее на промежуточный рычаг избирания, перемещающий переключатель вдоль его оси. Задний конец вала располагается в резиновой подушке.

Система дополнительных промежуточных рычагов и тяг расположена вне полости коробки передач. Подушка механизма управления крепится к туннелю пола кузова. Для включения служит второй продольный элемент — тяга, воздействующая на другой промежуточный рычаг, плечи которого имеют между собой угол 90° . Рычаг, в свою очередь, связан тягой с переключателем.

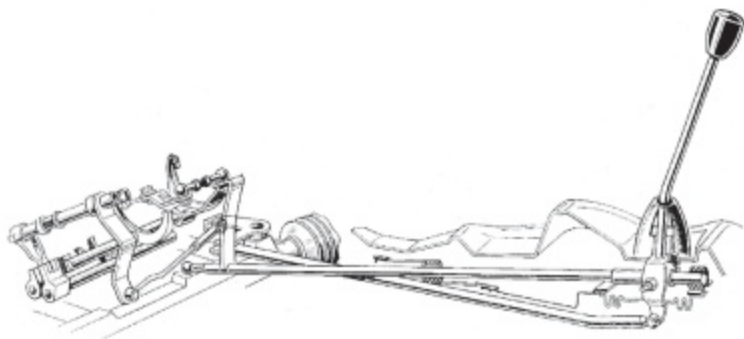


Рис. 61. Вариант механизма переключения и дистанционного механизма управления с плавающей опорой автомобиля с поперечным расположением силового агрегата

Применение в механизме управления тросов в оболочке, аналогичных по конструкции тросам в приводе механизмов сцепления, позволяет исключить промежуточные рычаги и тяги (или, по крайней мере, сократить их число), однако достижение высокой четкости управления остается сложной задачей.

5.2. Управление коробкой передач при последовательном переключении

Как было отмечено выше, вторым способом управления коробкой передач, редко применяемым на массовых автомобилях, является последовательное переключение передач — на одну ступень диапазона передаточных чисел, шаг за шагом от низшей передачи к соседней высшей, и, шаг за шагом, в обратном направлении — к соседней более низкой.

Способ непосредственного, без применения сервомеханизмов, последовательного переключения характерен для мотоцикlostроения. Его происхождение было обусловлено занятостью рук водителя многими управляющими действиями и, в связи с этим, целесообразностью использования для переключения передач усилия ноги водителя, путем естественного и наиболее удобного движения стопы — в одной плоскости. Применяется и перемещение рычага управления рукой, но также в одной плоскости — шаг за шагом от фиксированного положения одной передачи до фиксации другой соседней.

В автомобилестроении способ последовательного переключения передач применяется в сочетании с использованием сервомеханизмов.

В качестве примера применения на автомобиле способа последовательного переключения передач, на рис. 62 представлена конструкция 2-вальной коробки передач, в которой для перемещения зубчатых муфт применен механизм переключения с поворотным барабаном, имеющим систему фигурных пазов. Для каждой муфты предназначен свой паз с винтовым участком на определенном угле поворота барабана. Вращение барабана на нужный угол обеспечивается электродвигателем. Осевой шаг паза на винтовом участке обеспечивает необходимый для включения передачи ход зубчатой муфты.

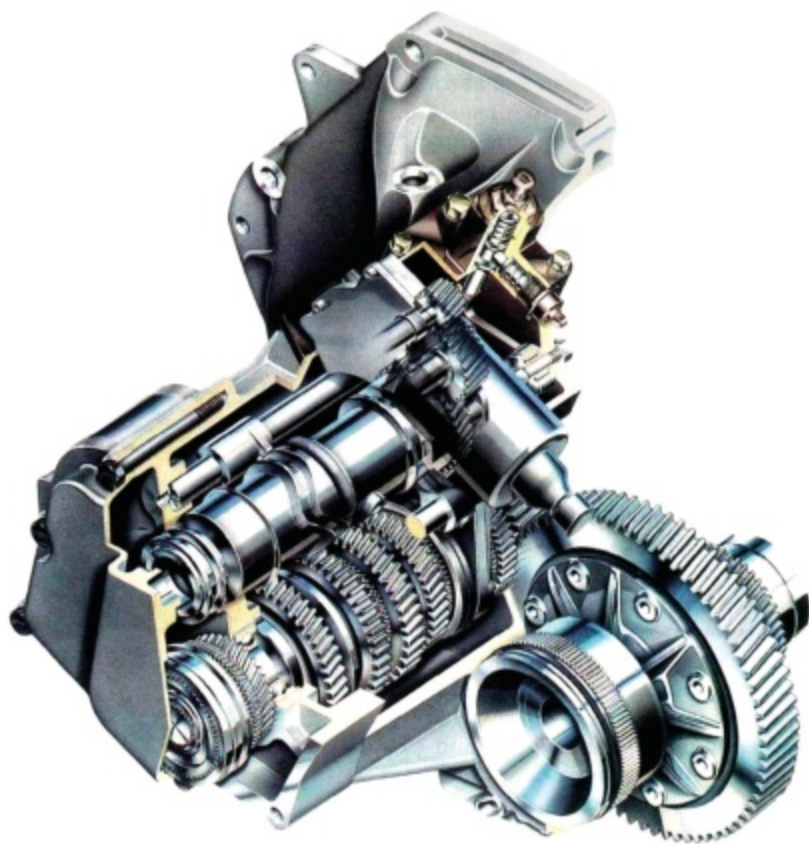


Рис. 62. 2-вальная коробка передач с последовательным переключением передач

Режим ручного последовательного переключения передач предусматривается в ряде конструкций роботизированных ступенчатых коробок передач. На рычаге управления (рис. 63), положение которого определяет традиционные для автоматических передач позиции управления — движение вперед, нейтральная позиция, движение задним ходом, стоянка, имеется дополнительная позиция ручного управления и специальная клавиша переходов переключения — «вверх», на одну ступень по диапазону передач, или «вниз».



Рис. 63. Рычаг управления роботизированной коробки передач с позицией ручного последовательного переключения

Как вариант, клавиша переходов последовательного переключения располагается на рулевом колесе.

Глава 6

ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ И ВЗАИМОСВЯЗЬ С КОНЦЕПЦИЕЙ АВТОМОБИЛЯ

Компоновочные особенности коробки передач обусловлены компоновкой автомобиля, типом привода колес, составом силового агрегата.

Компоновка коробки передач, раскрывая ее концепцию, определяет пространственное положение деталей и узлов, а именно: валов; последовательность и расположение пар шестерен на валах; положение синхронизаторов и соответствующих им шестерен, подлежащих включению; стержней и вилок переключения по отношению к валам и муфтам; расположение входящих в состав коробки передач элементов механизма управления. Компоновка определяет также тип и членение корпусных деталей.

При классической компоновке автомобиля силовой агрегат, за редким исключением, включает и коробку передач, выполняемую по 3-вальной схеме. Силовая передача с расположенными «в линию» агрегатами и узлами — от сцепления до ведущего моста, предопределяет определенную обособленность коробки передач и, в связи с этим, позволяет применить наиболее простую компоновочную схему. Валы коробки передач располагаются, как правило, в вертикальной, или близкой к ней, плоскости. Стержни вилок переключения располагаются или сверху, или сбоку от валов. Примеры компоновочных решений представлены на рис. 8; 9; 13; 14; 15.

На легковых автомобилях классической компоновки в ряде конструкций, рис. 8, к примеру, имеется удлинитель 16 картера, в хвостовой части которого находится третья опора удлиненного вторичного вала. Коробка передач с удлинителем позволяет упростить карданную передачу — вплоть до приме-

нения одинарного вала без промежуточной опоры. При этом скользящее шлицевое соединение, компенсирующее изменение длины карданного вала, выполняется уже не в самом карданном валу, а в сопряжении вторичного вала с установленной в удлинитель скользящей вилкой 20 карданного вала. Опора вилки в удлинителе выполняется как подшипник скольжения (поз. 17), смазывание опоры и шлицевого соединения осуществляется маслом коробки передач. При этом для обеспечения подвода масла к опоре вилки может потребоваться поддержание в удлинителе «своего», повышенного уровня масла.

Компоновочное решение с удлинителем картера имеет и недостаток — масса карданного вала, приходящаяся на опору в удлинителе, в сочетании с ограниченной изгибной жесткостью удлиненного силового агрегата, может вызвать резонансные колебания в зоне, близкой к максимальной скорости автомобиля. Повышенные, в связи с этим, вибрации вызывают повышенный уровень шума в автомобиле и даже могут привести к усталостным разрушениям удлинителя картера.

Компоновочное решение коробки передач с короткой задней крышкой (без скользящей вилки карданного вала), см. рис. 9, снижает опасность резонанса изгибных колебаний силового агрегата, но приводит к усложнению карданной передачи из-за необходимости введения промежуточной опоры и скользящего соединения.

При переднеприводной компоновке автомобиля, как и при заднем приводе с задним расположением двигателя, компоновочные решения по коробке передач отражают концепцию всего силового агрегата, являются в большей степени зависимыми и неразрывно связаны с компоновкой главной передачи и межколесного дифференциала, а при модификации для постоянного полного привода — также и межосевого. Пространственное положение валов коробки передач отражает предусмотренное концепцией силового агрегата положение главной передачи и дифференциала по отношению к продольной и поперечной осям автомобиля, к оси коленчатого вала двигателя. Примеры компоновочных решений силовых агрегатов и коробок передач представлены на рис. 4; 6; 7; 11; 12.

При переднем приводе с поперечным силовым агрегатом наибольшее распространение получила компоновка с расположением главной передачи между коробкой передач и сцеплением. Коробка передач выполняется 2-вальной, ведущая

шестерня главной передачи располагается на вторичном валу. Важно приблизить главную передачу и межколесный дифференциал к сцеплению (а, соответственно, и к продольной оси автомобиля), сократить осевые габариты коробки передач, что позволяет сократить габариты силового агрегата и разместить его в ограниченном пространстве между брызговиками колес, обеспечить приемлемую длину вала привода колеса со стороны коробки передач. Примеры компоновочных решений представлены на рис. 6; 11.

При переднем (и полном) приводе с продольным силовым агрегатом также наибольшее распространение получила компоновка с расположением главной передачи между сцеплением и коробкой передач, выполняемой по 2-вальной схеме (см. рис. 7). Валы коробки передач чаще располагают в вертикальной, или близкой к ней, плоскости, как и в 3-вальных конструкциях при классической компоновке. При компоновке с расположением двигателя перед осью колес особенно важно приблизить главную передачу и межколесный дифференциал к сцеплению. Это позволяет выдержать приемлемое значение переднего свеса автомобиля. Пример рационального решения представляет компоновка представленной на рис. 12 коробки передач, реализующей патент SU 1022823 А, для которой характерно нетрадиционное для продольного силового агрегата почти горизонтальное положение плоскости первичного и вторичного валов. Первичный вал располагается не над центральной частью дифференциала, как в конструкции на рис. 7, а сбоку над его боковой частью малого диаметра. Ведомая шестерня главной передачи смещена вбок от зоны подшипника выключения сцепления, что, в свою очередь, позволяет сблизить главную передачу и механизм сцепления. В целом, компоновочное решение позволяет уменьшить габариты силового агрегата как по длине, уменьшив, тем самым, передний свес, так и по высоте, давая возможность выполнить главную передачу с нормальным гипоидным смещением, опустить двигатель относительно главной передачи или, если это предпочтительнее, поднять главную передачу, увеличив дорожный просвет. Значение этих преимуществ, важное для переднего привода с продольным агрегатом, возрастает для полноприводного автомобиля.

Приложение

Полные перечни позиций для рисунков 8; 9; 10; 11; 12а; 13; 14; 15; 25; 38; 48; 55; 59.

Рис. 8. 3-вальная 4-ступенчатая коробка передач автомобиля классической компоновки:

1 — первичный вал; 2 — картер коробки передач; 3 — зубчатый венец первичного вала; 4 — крышка картера; 5 — муфта синхронизатора 3—4-й передач; 6 — ведомая шестерня 3-й передачи; 7 — ведомая шестерня 2-й передачи; 8 — зубчатый венец шестерни заднего хода; 9 — муфта синхронизатора 1—2-й передач; 10 — ведомая шестерня 1-й передачи; 11 — шайба регулировочная; 12 — ведущая шестерня привода спидометра; 13 — рычаг управления; 14 — шаровая опора рычага управления; 15 — вторичный вал; 16 — удлинитель картера; 17 — втулка удлинителя картера; 18 — манжетное уплотнение; 19 — грязеотражатель; 20 — вилка карданного вала; 21 — промежуточная шестерня заднего хода; 22 — ось промежуточной шестерни заднего хода; 23 — пробка; 24 — ось блока промежуточных шестерен; 25, 26, 27, 28 — зубчатые венцы блока промежуточных шестерен, соответственно 1-й передачи, заднего хода, 2-й, 3-й передач, постоянного зацепления с первичным валом; 30 — чехол рычага управления; 31 — кожух шаровой опоры; 32 — штифт; 33 — ось промежуточного рычага; 34 — промежуточный рычаг включения заднего хода.

Рис. 9. 3-вальная 4-ступенчатая коробка передач с шестернями заднего хода, расположенными в полости задней крышки:

1 — картер сцепления; 2 — сапун; 3 — первичный вал; 4 — картер коробки передач; 5 — зубчатый венец первичного вала; 6 — муфта синхронизатора 3—4-й передач; 7 — ведомая шестерня 3-й передачи; 8 — вторичный вал; 9 — ведомая шестерня 2-й передачи; 10 — муфта синхронизатора 1—2-й передач; 11 — ведомая шестерня 1-й передачи; 12 — задняя крышка; 13 — ведомая шестерня заднего хода; 14 — рычаг управления;

15 — верхняя часть рычага управления; 16 — упорное кольцо; 17 — втулка; 18 — дистанционная втулка; 19 — фланец упругой муфты карданного вала; 20 — ведомая шестерня привода спидометра; 21 — шестерня заднего хода промежуточного вала; 22 — зубчатый венец 1-й передачи промежуточного вала; 23 — промежуточный вал; 24 — нижняя крышка; 25, 26, 27 — зубчатые венцы промежуточного вала соответственно 2-й, 3-й передач и постоянного зацепления с первичным валом; 28 — пружина рычага управления; 29 — штифт рычага управления; 30 — уплотнительная манжета; 31 — защитный чехол; 32 — пружина шаровой опоры рычага управления; 33 — упорная чашка рычага управления; 34 — ограничительный болт; 35 — стержень вилки 1—2-й передач; 36 — ось промежуточной шестерни заднего хода; 37 — промежуточная шестерня заднего хода; 38 — штифт замка предотвращения одновременного включения двух передач

Рис. 10. Пятиступенчатая модификация коробки передач по рис. 9:

1 — вторичный вал; 2 — ведомая шестерня заднего хода; 3 — ступица синхронизатора 5-й передачи; 4 — муфта синхронизатора 5-й передачи; 5 — шайба упорная; 6 — блокирующее кольцо 5-й передачи; 7 — рычаг управления; 8 — ведомая шестерня 5-й передачи; 9 — шайба отражательная; 10 — втулка шестерни 5-й передачи; 11 — дистанционная втулка; 12 — задний подшипник вторичного вала; 13 — манжета уплотнительная; 14 — фланец упругой муфты карданного вала; 15 — гайка вторичного вала; 16 — уплотнительное кольцо; 17 — центровочное кольцо; 18 — стопорное кольцо; 19 — стопорная шайба; 20 — задний подшипник промежуточного вала; 21 — болт промежуточного вала; 22 — зубчатый венец 5-й передачи блока промежуточного вала; 23 — задняя крышка; 24 — промежуточный вал.

Рис. 11. 2-вальная коробка передач переднеприводного автомобиля с поперечным силовым агрегатом:

а) 1 — подшипник выключения сцепления; 2 — направляющая втулка муфты подшипника выключения сцепления; 3 — ведущая шестерня привода спидометра; 4 — картер сцепления; 5 — полуосевая шестерня; 6 — сателлит; 7 — ось сателлитов; 8 — коробка дифференциала; 9 — регулировочная прокладка;

10, 12 — синхронизаторы; 11 — упорные полукольца; 13 — игольчатый подшипник шестерни; 14 — вторичный вал; 15 — задняя крышка картера коробки передач; 16 — картер коробки передач; 17 — первичный вал.

б) 1 — картер коробки передач; 2 — ведомая шестерня 5-й передачи; 3 — синхронизатор 5-й передачи; 4 — вторичный вал; 5 — крышка картера; 6 — сапун; 7 — первичный вал; 8 — ведущая шестерня 5-й передачи; 9 — пластина подшипников.

Рис. 12а. Конструкция 2-вальной 5-ступенчатой коробки передач переднеприводного автомобиля с продольным силовым агрегатом:

1, 7 — манжета уплотнительная; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — регулировочная гайка; 4 — коробка дифференциала; 5, 19, 38, 42 — стопорные кольца; 6 — полуосевая шестерня; 8 — подшипник дифференциала; 9 — стопор регулировочной гайки; 10 — стопор подшипника; 11, 22, 34, 45 — подшипники; 12 — первичный вал; 13 — прокладки; 14 — картер коробки передач; 15 — синхронизаторы 1—2-й, 3—4-й и 5-й передач; 16 — ведущая шестерня 3-й передачи; 17 — игольчатые подшипники шестерен; 18 — ступица синхронизатора; 20 — ведущая шестерня 4-й передачи; 21 — упорное кольцо подшипника; 23 — шайба; 24 — упорное кольцо шестерни 5-й передачи; 25 — ведущая шестерня 5-й передачи; 26 — втулка шестерни; 27 — стопор болта; 28 — ограничитель хода синхронизатора; 29 — болт стяжной; 30 — крышка картера; 31 — гайка ведущей шестерни главной передачи; 32 — ведомая шестерня 5-й передачи; 33 — пластина крепления подшипников; 35 — регулировочные шайбы осевого положения ведущей шестерни главной передачи; 36 — ведомая шестерня 4-й передачи; 37 — шпонка; 39 — пружинная шайба; 40 — ведомая шестерня 3-й передачи; 41 — ведомая шестерня 2-й передачи; 43 — ведомая шестерня 1-й передачи; 44 — ведомая шестерня заднего хода; 46 — картер главной передачи; 47 — ведущая шестерня главной передачи; 48 — ось сателлитов; 49 — фланец полуоси; 50 — ведущая шестерня привода спидометра; 51 — болт крепления ведомой шестерни главной передачи; 52 — ведомая шестерня главной передачи; 53 — картер сцепления; а — отверстие в первичном валу — сапун.

Рис. 13. Конструкция 3-вальной 4-ступенчатой коробки передач грузового автомобиля классической компоновки:

1 — рычаг управления; 2 — крышка картера; 3 — ведомая шестерня 3-й передачи; 4 — ведомая шестерня 2-й передачи; 5 — ведомая шестерня 1-й передачи и заднего хода; 6 — вилка включения заднего хода; 7 — шестерни привода спидометра; 8 — вторичный вал; 9 — зубчатый венец 1-й передачи и заднего хода промежуточного вала; 10 — промежуточная шестерня заднего хода; 11 — малый зубчатый венец промежуточной шестерни заднего хода; 12 — ось промежуточной шестерни заднего хода; 13, 14, 15 — зубчатые венцы промежуточного вала соответственно 2-й, 3-й передач и постоянного зацепления с первичным валом; 16 — промежуточный вал; 17 — муфта синхронизатора 3—4-й передач; 18 — первичный вал; 19 — зубчатый венец первичного вала; 20 — картер коробки передач; 21 — стержни вилок включения заднего хода, 3—4-й, 1—2-й передач; 22 — фиксатор; 23 — средний штифт замка предотвращения одновременного включения двух передач; 24 — плунжер избирания передачи заднего хода

Рис. 14. Конструкция 3-вальной 5-ступенчатой коробки передач грузового автомобиля:

1 — рычаг управления; 2 — средний штифт замка предотвращения одновременного включения двух передач; 3 — фиксатор; 4 — муфта синхронизатора 2—3-й передач; 5 — ведомая шестерня 2-й передачи; 6 — крышка картера; 7 — ведомая шестерня 1-й передачи заднего хода; 8 — сапун; 9 — ведущая шестерня привода спидометра; 10 — задняя крышка картера; 11 — вторичный вал; 12 — ведомая шестерня привода спидометра; 13 — картер коробки передач; 14 — зубчатый венец 1-й передачи промежуточного вала; 15, 19, 20, 21 — шестерни соответственно 2-й передачи, заднего хода, 3-й, 4-й передач промежуточного вала; 16, 18 — зубчатые венцы блока промежуточных шестерен заднего хода; 17 — ось блока промежуточных шестерен заднего хода; 22 — промежуточный вал; 23 — шестерня постоянного зацепления с первичным валом; 24 — первичный вал; 25 — зубчатый венец первичного вала; 26 — муфта синхронизатора 4—5-й передач; 27, 28 — ведомые шестерни соответственно 4-й и 3-й передач; 29 — вилка 2—3-й передач; 30 — стержень вилки 2—3-й передач; 31 — чехол опоры рычага управления; 32 — ось промежуточного рычага

включения 1-й передачи и заднего хода; 33 — промежуточный рычаг включения 1-й передачи и заднего хода; 34 — упорный штифт; 35 — передвижной штифт промежуточного рычага.

Рис. 15. Конструкция 3-вальной 5-ступенчатой коробки передач грузового автомобиля:

1 — первичный вал; 2 — крышка заднего подшипника первичного вала; 3, 23 — регулировочные прокладки; 4 — шток рычага; 5 — защитное кольцо; 6 — крышка опоры рычага; 7 — сухарь опоры рычага; 8 — кольцо уплотнительное; 9 — опора штока; 10 — пружина; 11 — опора рычага переключения передач; 12 — ось блока шестерен заднего хода; 13 — упорная шайба; 14 — блок шестерен заднего хода; 15 — роликоподшипник; 16 — болт со штифтом в сборе; 17 — стопорная шайба; 18 — верхняя крышка; 19, 32, 36 — уплотнительные прокладки; 20 — крышка заднего подшипника вторичного вала; 21 — стопорное кольцо; 22 — шарикоподшипник задний вторичного вала; 24 — червяк привода спидометра; 25, 39 — уплотнительные манжеты; 26 — гайка крепления фланца; 27 — фланец крепления карданного вала; 28 — стакан заднего подшипника промежуточного вала; 29 — крышка подшипника; 30 — роликоподшипник сферический; 31 — упорная шайба; 33 — промежуточный вал; 34 — картер коробки передач; 35 — вторичный вал; 37 — крышка переднего подшипника промежуточного вала; 38 — картер сцепления; 40 — вилка выключения сцепления; 41 — вал вилки выключения сцепления; 42 — муфта выключения сцепления.

Рис. 25. Делитель в отдельном от базовой коробки передач картере:

1 — роликоподшипник первичного вала передний; 2 — первичный вал; 3 — кольцевая гайка; 4 — шайба; 5 — конус синхронизатора; 6 — регулировочные прокладки; 7 — крышка заднего подшипника первичного вала; 8 — основная пятиступенчатая коробка передач (см. рис. 15); 9 — втулка распорная.

Рис. 38. Синхронизатор с кольцевой пружиной, имеющей два разнесенных витка:

1 и 2 — шестерни; 3 — вал; 4 — шлицевый венец шестерни; 5 — муфта; 6 — ступица; 7 — конус шестерни; 8 — блокирующее кольцо; 9 — блокирующий палец; 10 — кольцевая

пружина; 11 — скос пальца; 12 — конические блокирующие поверхности пальца; 13 — конические блокирующие поверхности муфты.

Рис. 48. Механизм переключения 4-ступенчатой коробки передач, располагаемый в крышке картера:

36 — вилка 3—4-й передач; 37 — стержень вилки 3—4-й передач; 38 — вилка 1—2-й передач; 39 — поводок промежуточного рычага включения заднего хода; 40 — поддон крышки; 41 — фиксатор; 42 — штифт замка предотвращения одновременного включения двух передач; 43 — стержень включения заднего хода; 44 — включатель сигнала движения задним ходом.

Рис. 55. Вариант механизма переключения передач поперечного силового агрегата при расположении промежуточных рычагов механизма в полости коробки передач:

1 — ось вилки; 2 — блокировочные скобы; 3 — трехплечий рычаг-переключатель; 4 — промежуточная шестерня заднего хода; 5 — первичный вал; 6 — синхронизатор 1—2-й передач; 7 — вилка включения 1—2-й передач; 8 — ось промежуточной шестерни заднего хода; 9 — направляющая ось блокировочных скоб; 10 — включатель света заднего хода; 11 — фиксатор рычага включения заднего хода; 12 — рычаг включения заднего хода; 13 — рычаг штока управления; 14 — шток управления; 15 — картер сцепления; 16 — корпус промежуточного механизма переключения передач; 17 — ось трехплечевого рычага-переключателя; 18 — фиксатор трехплечевого рычага-переключателя; 19 — картер коробки передач; 20 — палец шарнира; 21 — хомут; 22 — вал механизма управления коробкой передач.

Рис. 59. Дистанционный механизм управления с подвижной относительно кузова опорой:

1 — крышка коробки передач; 2 — резиновая подушка реактивной тяги; 3 — шайба; 4 — гайка; 5 — винт крепления вала управления; 6 — шток переключателя; 7 — наконечник шарнира; 8 — контрольная проволока; 9 — сдвоенная вилка шарнира; 10 — ось шарнира; 11 — вал управления; 12 — чехол вала управления; 13 — кожух механизма управления; 14 — уплотнительная прокладка; 15 — рамка крепления чехла; 16 — рукоятка рычага управления; 17 — чехол рычага управления;

18 — рычаг управления; 19 — кожух пола; 20 — палец рычага управления; 21 — чехол шарнира рычага управления; 22 — вкладыш верхний; 23 — туннель пола кузова; 24 — заклепка крепления подушки к опоре механизма управления; 25 — подушка опоры механизма управления; 26 — крышка шарнира рычага; 27 — вкладыш нижний; 28 — сфера рычага управления; 29 — стакан шарнира рычага управления; 30 — опора механизма управления; 31 — кронштейн задней опоры силового агрегата; 32 — подушка задней опоры силового агрегата.

Список литературы

1. Барун, В. Н. Автомобили КАМАЗ / В. Н. Барун, Р. А. Азаматов, В. А. Трынов [и др.]. — Москва : Транспорт, 1984.
2. Белкин, Л. И. Автомобили АЗЛК 2141-01 и 21412-01 / Л. И. Белкин, Н. С. Бученков, Л. Р. Горелов [и др.]. — 2-е изд. — Москва : Машиностроение, 1993.
3. Белкин, Л. И. Автомобиль Москвич-2140 / Л. И. Белкин, Н. С. Бученков, Л. Р. Горелов [и др.]. — Москва : Машиностроение, 1985.
4. Вершигора, В. А. Автомобиль НИВА ВАЗ-2121 / В. А. Вершигора, А. П. Игнатов [и др.]. — Москва : Транспорт, 1991.
5. Вершигора, В. А. Автомобили Спутник ВАЗ 2108-2109: устройство и ремонт / В. А. Вершигора, А. П. Игнатов, К. В. Новожилов [и др.]. — 2-е изд. — Москва : Транспорт, 1992.
6. Волгин, С. А. Руководство по ремонту, эксплуатации и техническому обслуживанию автомобилей ВАЗ-2110, ВАЗ-2111, ВАЗ-2112 / С. А. Волгин, А. П. Игнатов, С. Н. Косарев [и др.]. — Москва : Третий Рим, 2000.
7. Гусаков, Н. В. Конструкция автомобиля. Шасси / Н. В. Гусаков, И. Н. Зверев, А. Л. Карунин [и др.]. — Москва : МГТУ «МАМИ», 2000.
8. Круташов, А. В. Коробка передач. Патент RU 2 313 709 C1 / А. В. Круташов [и др.].
9. Проикшат, А. Шасси автомобиля. Типы приводов / А. Проикшат. — Москва : Машиностроение, 1989.
10. Раймпель, Й. Шасси автомобиля / Й. Раймпель. — Москва : Машиностроение, 1983.
11. INA Shifting System Components for Manual Transmissions. — INA. — 1998. — May, 1.

Новые издания по дисциплине «Устройство автомобилей» и смежным дисциплинам

1. *Жолобов, Л. А.* Устройство автомобилей категорий В и С : учебное пособие для среднего профессионального образования / Л. А. Жолобов. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2019.

2. *Рачков, М. Ю.* Устройство автомобилей. Измерительные устройства автомобильных систем : учебное пособие для среднего профессионального образования / М. Ю. Рачков. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2019.

3. *Сафиуллин, Р. Н.* Эксплуатация автомобилей : учебник для среднего профессионального образования / Р. Н. Сафиуллин, А. Г. Башкардин. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2019.

4. *Силаев, Г. В.* Конструкция автомобилей и тракторов : учебник для среднего профессионального образования / Г. В. Силаев. — 3-е изд., испр. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2019.

5. *Силаев, Г. В.* Машины и механизмы в лесном и лесопарковом хозяйстве. В 2 ч. : учебник для среднего профессионального образования / Г. В. Силаев. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2019.

6. *Силаев, Г. В.* Электропривод и мобильные энергетические средства : учебное пособие для среднего профессионального образования / Г. В. Силаев. — 3-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2019.

8. *Степанов, В. Н.* Автомобильные двигатели. Расчеты : учебное пособие для среднего профессионального образования / В. Н. Степанов. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2019.

Наши книги можно приобрести:

Учебным заведениям и библиотекам:
в отделе по работе с вузами
тел.: (495) 744-00-12, e-mail: vuz@urait.ru

Частным лицам:
список магазинов смотрите на сайте urait.ru
в разделе «Частным лицам»

Магазинам и корпоративным клиентам:
в отделе продаж
тел.: (495) 744-00-12, e-mail: sales@urait.ru

Отзывы об издании присылайте в редакцию
e-mail: gred@urait.ru

**Новые издания и дополнительные материалы доступны
на образовательной платформе «Юрайт» urait.ru,
а также в мобильном приложении «Юрайт.Библиотека»**

Учебное издание

Круташов Анатолий Васильевич

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ: КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие для СПО

Формат 60×90¹/₁₆.
Гарнитура «Charter». Печать цифровая.
Усл. печ. л. 7,31.

ООО «Издательство Юрайт»
111123, г. Москва, ул. Плеханова, д. 4а.
Тел.: (495) 744-00-12. E-mail: izdat@urait.ru, www.urait.ru