

М.А.АЙЗЕРМАН

**АВТОМАТИКА
ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ
ПЕРЕДАЧ**



МАШГИЗ • 1948

АВТОМАТИКА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

М. А. АЙЗЕРМАН

АВТОМАТИКА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1948

В книге приводится описание наиболее распространенных автоматических и полуавтоматических систем переключения передач и излагаются основные соображения, связанные с выбором приборов того или иного типа.

Приводятся основы теории и расчета гидравлических приборов автоматического переключения передач.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников автомобильной, тракторной и танковой промышленности.

Рецензенты: инж. К. А. Талу и доц. Б. В. Гольд

Редактор Лауреат Сталинской премии инж. Н. А. Астров

*Главная редакция
литературы по авто-тракторной промышленности
и транспортному машиностроению
Главный редактор инж. В. В. БРОКШ*

ОТ АВТОРА

Если бы эта книга вышла в свет лет десять назад, читатель вправе бы был скептически улыбнуться, прочтя ее название. Автоматика переключения передач! Как много попыток делалось для решения этой задачи, начиная с первых лет развития автостроения и танкостроения, и какой малореальной она казалось еще недавно!

Прежде обычный неавтоматизированный привод совершенствовался, и процесс переключения передач с каждым годом становился менее обременительным. В этих условиях понятно то скептическое отношение к проблеме автоматизации процесса переключения передач, которое нередко проявлялось не только рядовыми, но и весьма авторитетными специалистами в области автомобильной и танковой техники. Многие не без основания считали, что только выдающиеся изобретения, кардинально по-новому решающие задачу автоматизации процесса переключения передач, могут привести к автоматическим приборам, которые могли бы конкурировать с обычным ручным приводом.

Как это часто бывает в технике, скептики оказались неправы. Автоматика переключения передач стала необходимым элементом многих хороших современных автомобилей и танков. Конструкции приборов автоматики прошли суровую проверку временем. Интересно отметить, что приборы автоматики, используемые до сих пор, создавались и совершенствовались именно в последние годы. При этом не потребовалось крупных изобретений, и почти все современные системы автоматики переключения передач основаны на тех же идеях и принципах, которые использовались 10—20 лет назад.

Не новые принципы сделали приборы автоматики переключения передач практичными, а длительная доводка конструкций, устранившая постепенно все „мелкие дефекты“, обычно не видные на принципиальных схемах, но весьма существенные в эксплуатации.

Такая кропотливая доводочная работа, потребовавшая многих лет и связанная с многочисленными неудачами на промежуточных этапах, была закончена в последние годы потому, что жизнь настоятельно требовала автоматизации процесса переключения передач на автомобилях и танках. При этом имело значение повышение экономичности, связанное с тем, что автоматические приборы не допускают ошибок в выборе передачи и совершенная система автоматики всегда выбирает ту передачу, которая наилучшим образом соответствует условиям движения, а также эффект, связанный с уменьшением затраты водителем физической работы. Наибольшее значение имело, однако, то, что процесс переключения передач требуется обычно осуществлять в самые ответственные моменты вождения машины (поворот, трогание с места, преодоление препятствий и т. д.), когда важно не отвлекать водителя от наблюдения за дорогой. Последнее обстоятельство связано с безопасностью движения, и это существенно в связи с тем, что количество автомобилей, управляемых не профессионалами, а любителями, растет из года в год.

При применении автоматики переключения передач на танках важным фактором являются также облегчение и ускорение подготовки кадров механиков-водителей.

Автоматика переключения передач перестала быть малореальной новинкой и прочно вошла в жизнь. Отечественная автомобильная и танковая промышленность достигла больших успехов в области автоматики переключения передач и накопила значительный опыт в конструировании и расчете отдельных элементов таких передач.

Данная книга в части описания конструкций автоматики коробок передач иностранного производства дает лишь дополнительный материал, иллюстрирующий разновидности конструктивного оформления автоматики переключения передач.

Назрела необходимость в выпуске книги, которая могла бы явиться пособием при изучении расчета систем автоматики переключения передач и познакомила бы советского инженера с дополнительным материалом из иностранной практики.

Книга состоит из трех частей, почти равных по объему.

Первая часть посвящена описанию конструкций. Из нескольких десятков систем, которые могли бы быть описаны, выбраны пять, характерных для развития автоматики переключения передач.

Малое количество описываемых конструкций побудило автора отказаться от попыток классифицировать различные типы применяемых или применявшихся автоматизированных коробок перемены передач. Сам термин „автоматика переключения передач“ понимается здесь в самом широком смысле: этим термином охватываются любые устройства, позволяющие полностью освободить водителя от участия в процессе переключения передач, или хотя бы некоторые из операций, требуемых процессом переключения, осуществлять без участия водителя.

Вторая часть книги посвящена краткому изложению основных проблем, связанных с разработкой схем автоматики переключения передач.

Только в третьей части книги, посвященной некоторым вопросам расчета систем гидравлической автоматики переключения передач, не удалось избежать использования математического аппарата.

Расчет системы автоматики переключения передач связан с обычными методами расчета деталей машин и вряд ли может вызвать какие-либо затруднения. Исключения составляют лишь вопросы расчета равновесных режимов и переходных процессов в гидравлических системах (например, типа Гидраматик). Вопросы эти являются специфическими для автоматики переключения передач, и литературы по ним нет. Этим кругом вопросов ограничивается третья, расчетная часть книги.

Цель автора состоит в том, чтобы показать, как важна эта область техники и расширить круг инженеров, интересующихся проблемами автоматики переключения передач.

ОПИСАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ И АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

ГЛАВА I

ПРИВОД УПРАВЛЕНИЯ ДЕСЯТИСКОРОСТНОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕМЕМЫ ПЕРЕДАЧ ТАНКА Т-III

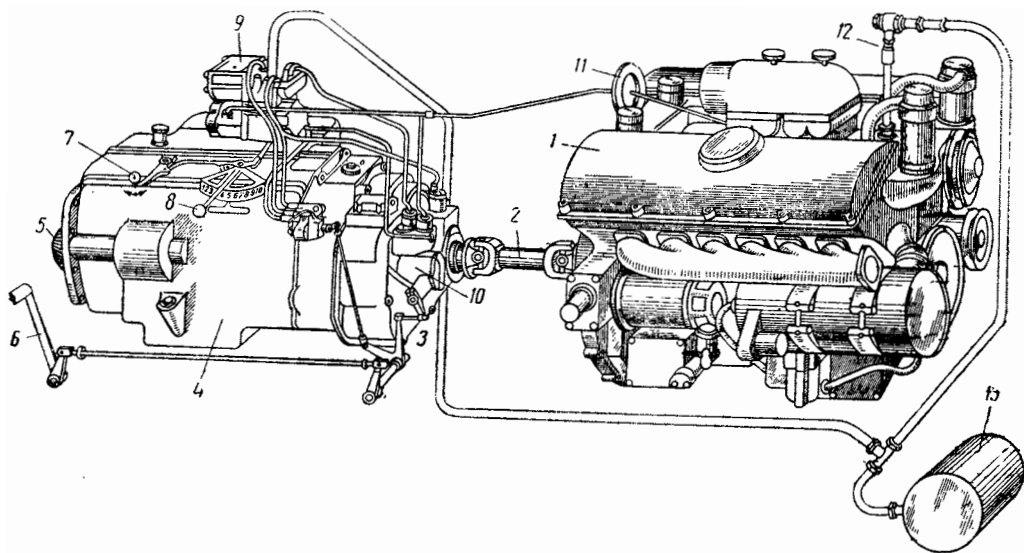
Значительная часть немецких танков Т-III оборудовалась десятискоростной коробкой перемены передач Майбах, снабженной опытной вакуум-гидравлической автоматикой переключения передач преселекторного типа¹. Приборы автоматики были проверены в эксплуатации и, несмотря на сложность конструкции, к 1942 г. выпускались серийно.

Автоматика переключения передач Майбах танков Т-III послужила образцом при разработке конструкций автоматики тяжелых немецких танков.

§ 1. СХЕМА ТРАНСМИССИИ ТАНКА

Трансмиссия танка Т-III с вакуум-гидравлическим преселекторным приводом (фиг. 1) состоит:

а) из карданного вала с двумя карданами;



Фиг. 1. Схема размещения агрегатов трансмиссии и приборов управления немецкого танка Т-III с десятискоростной коробкой перемены передач:

1—двигатель; 2—карданный вал; 3—главный фрикцион; 4—коробка перемены передач; 5—ведущая шестерня главной передачи; 6—педаль включения (педаль главного фрикциона); 7—рукоятка реверса; 8—рукоятка селектора; 9—вакуумные приборы; 10—гидравлические приборы; 11—бустер управления двигателем при переключении передач; 12—обратный клапан; 13—вакуум-ресервер.

¹ Преселекторной называется коробка перемены передач, в которой выбор новой передачи производится заранее, а включение выбранной передачи осуществляется в необходимый момент, так что выбор и включение передачи разделены во времени.

б) главного фрикциона, снабженного тормозным и ускорительным устройствами, которые служат для уравнивания угловых скоростей муфт и шестерен, соединяемых при переключении передач;

в) коробки перемены передач, обеспечивающей десять передач вперед и четыре назад;

г) главной конической передачи, планетарного механизма поворота и бортовой передачи (эти механизмы не показаны на фиг. 1);

д) вакуумных и гидравлических приборов управления главным фрикционом и коробкой перемены передач.

Особенностью вождения танка Т-III, снабженного вакуум-гидравлическим преселекторным приводом управления, является то, что процесс выбора передачи и ее включение могут быть разделены во времени. Например, двигаясь на 3-й передаче, водитель заранее передвигает рычаг селектора в положение 4-й передачи. При этом 3-я передача остается включенной, и в нужный момент для перехода на 4-ю передачу достаточно нажать и вновь отпустить педаль главного фрикциона.

Вакуум-гидравлическая аппаратура произведет включение ранее выбранной передачи, уравнивая для этого угловые скорости включаемых муфт (аналогично промежуточному газу или двойному выжиму) автоматически, без какого-либо дополнительного воздействия механика-водителя.

Рычаг заднего хода служит для перехода от движения вперед к движению назад и для установки нейтрального положения в коробке перемены передач.

§ 2. ГЛАВНЫЙ ФРИКЦИОН

Принципиальная схема

На фиг. 2 показан продольный разрез главного фрикциона, объединенного в один агрегат с устройствами, уравнивающими угловые скорости коробки перемены передач (конус-ускоритель и конусный тормоз) и с гидравлическими элементами автоматической системы переключения передач.

Ведущий валик главного фрикциона¹, вращаемый двигателем через карданный вал, в свою очередь приводит во вращение ведущий барабан фрикционной муфты и ведущую шестерню конуса-ускорителя. Фрикционная муфта многодисковая, работает в масле.

Конус-ускоритель позволяет повышать скорость вращения шестерен коробки перемены передач при переключении передач. Достигается это тем, что при включении конуса-ускорителя одна из шестерен 2-й коробки оказывается связанной с двигателем, помимо фрикционной муфты, и поэтому вращение ее может быть ускорено даже при выключенной фрикционной муфте.

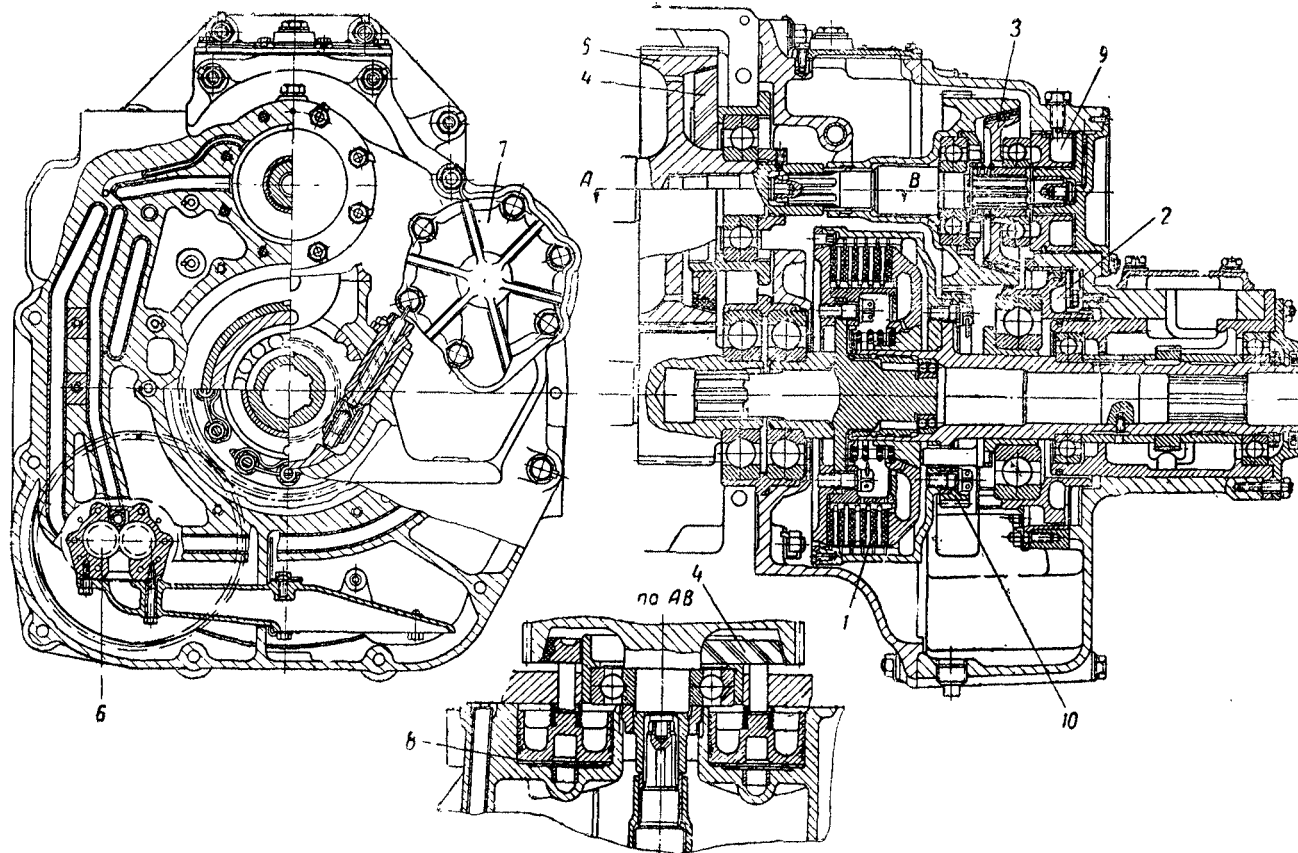
Конусный тормоз позволяет уменьшать скорость вращения этой же шестерни коробки перемены передач.

Фрикционная муфта, конус-ускоритель или конусный тормоз включаются при подводе масла под давлением к соответствующему бустеру². Поршни бустеров, воспринимая давление масла, создают силу, которая включает фрикционную муфту, конус-ускоритель или конусный тормоз.

Давление масла в гидравлической системе создается шестеренчатым насосом, который получает вращение от шестерни, связанной с ведущей шестерней конуса-ускорителя.

¹ Главным фрикционом танка Т-III в дальнейшем называется весь агрегат, включающий собственно фрикцион (в дальнейшем фрикционная муфта) и устройства, уравнивающие угловые скорости.

² Термин бустер употребляется всюду в этой книге в более широком смысле, чем это обычно принято. Здесь под бустером понимается любой силовой (исполнительный) орган гидравлической, пневматической или вакуумной servo-системы, создающий требуемое усилие в результате использования подведенного перепада давлений.



Фиг. 2. Продольный разрез главного фрикциона танка Т-III:

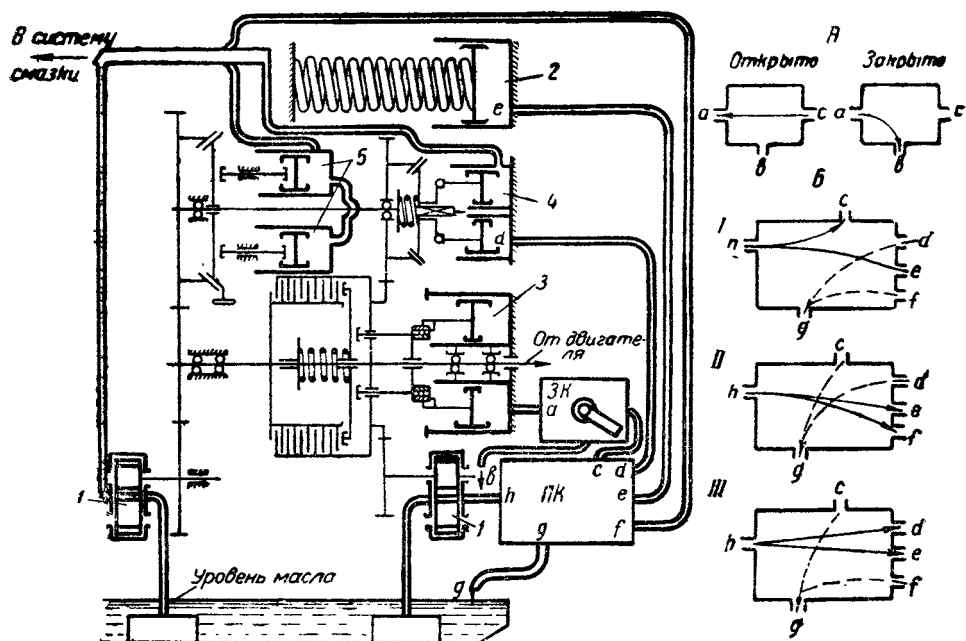
1—фрикционная муфта; 2—бустер включения главного фрикциона; 3—конус-ускоритель; 4—тормоз; 5—шестерня коробки перемены передач; 6—насос гидравлической системы; 7—крышка гидравлического аккумулятора давления; 8—бустер включения тормоза; 9—бустер включения конуса-ускорителя; 10—ведущая шестерня конуса-ускорителя.

Схема гидравлических устройств

Гидравлическая система привода переключения передач (Фиг. 3) состоит из двух масляных насосов, гидравлического аккумулятора, запорного клапана, связанного механическим приводом с педалью главного фрикциона, перепускного клапана, управляемого автоматически вакуумной системой привода коробки перемены передач и бустеров, включающих фрикционную муфту, конус-ускоритель и конусный тормоз.

Гидравлический аккумулятор позволяет произвести несколько включений фрикционной муфты при неработающем двигателе. Одновременно гидравлический аккумулятор не допускает повышения давления масла в магистрали выше определенного предела, перепуская излишек масла через отверстия в цилиндре аккумулятора в картер.

Потоком масла управляют два прибора: запорный клапан *ЗК* и перепускной клапан *ПК*. Запорный клапан, управляемый педалью главного фрикциона, может занимать два положения: открыто и закрыто.



Фиг. 3. Принципиальная схема гидравлической системы привода переключения передач танка Т-III:

1—насос; 2—аккумулятор давления; 3—бустер включения главного фрикциона; 4—бустер конуса ускорителя; 5—бустер тормоза; ЗК—запорный клапан; ПК—перепускной клапан. А—положения запорного клапана; Б—положения перепускного клапана.

В положении открыто (педаль главного фрикциона не выжата) масло из перепускного клапана может пройти через запорный клапан в бустер фрикционной муфты и включить ее.

В положении закрыто (педаль главного фрикциона выжата) масло из перепускного клапана не может пройти через запорный клапан в бустер фрикционной муфты. В этом случае бустер фрикционной муфты через каналы запорного клапана соединен с картером и фрикционная муфта выключена.

Перепускной клапан может занимать три положения.

Положение I. Масло направляется в гидравлический аккумулятор и к запорному клапану: бустеры конусного тормоза и конуса-ускорителя соединены с картерами; фрикционная муфта включена, если запорный клапан открыт.

Положение II. Масло направляется в гидравлический аккумулятор и в бустер конусного тормоза; бустер конуса-ускорителя и канал, соединяющий перепускной клапан с запорным, через каналы перепускного клапана соединены с картером; шестерня коробки перемены передач притормаживается конусным тормозом.

Положение III. Масло направляется в гидравлический аккумулятор и в бустер конуса-ускорителя; бустеры конусного тормоза и канал, соединяющий перепускной клапан с запорным, через каналы перепускного клапана соединены с картером.

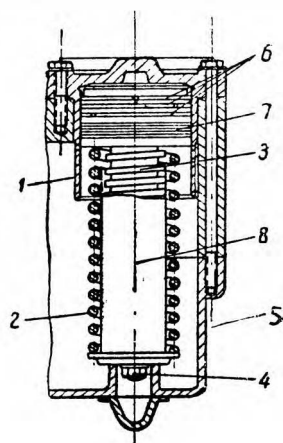
Переключения перепускного клапана из одного положения в другое осуществляются автоматически вакуумной системой.

В положениях II и III перепускного клапана фрикционная муфта не выключится до тех пор, пока не будет закончено уравнивание угловых скоростей и клапан не встанет в положение I, даже если педаль будет отпущена и запорный клапан перейдет в положение открыто.

Таким образом, отжав и отпустив педаль, лишь выключают главный фрикцион. Включение главного фрикциона осуществляется без участия водителя вакуумсистемой коробки перемены передач и может затянуться на некоторое время.

Бустер конуса-ускорителя всегда заполнен маслом, так как он связан специальным каналом с масляной магистралью коробки перемены передач.

Давление в гидравлической системе поддерживается двумя масляными насосами. Один из них питает только гидравлическую систему приборов автоматического переключения, второй обслуживает систему смазки коробки перемены передач и бустер конуса-ускорителя.



Фиг. 4. Гидравлический аккумулятор:
а—внешний вид; б—продольный разрез.

Гидравлический аккумулятор

Гидравлический аккумулятор (фиг. 4) крепится на фланце картера главного фрикциона. Он состоит из цилиндра 1, выполненного за одно целое с крышкой, поршня, двух пружин 2 и 3 и стяжного болта 4.

Примерно в середине цилиндра просверлены радиальные отверстия 5 для стока излишков масла. Поршень снабжен тремя компрессионными кольцами 6, расположенными у головки, и двумя канавками на юбке 7, предотвращающими вытекание масла. В днище поршня, с внутренней стороны, ввернут стяжной болт, который стягивает две сильные пружины. Между пружинами размещены направляющие стаканы 8. Один конец пружины опирается на днище поршня, а другой на специальную тарелку, которая упирается в специальный прилив в картере, имеющий сквозное отверстие для доступа к стяжной гайке, закрытое крышкой.

Масло, поступающее под давлением в цилиндр, сжимает пружины. Если давление масла поднимается на столько, что поршень, смещаясь по цилиндру, откроет радиальные отверстия, то излишек масла стечет в картер. Если же, наоборот, давление масла начнет падать, то пружина, разжимаясь, будет поддерживать его на некотором уровне.

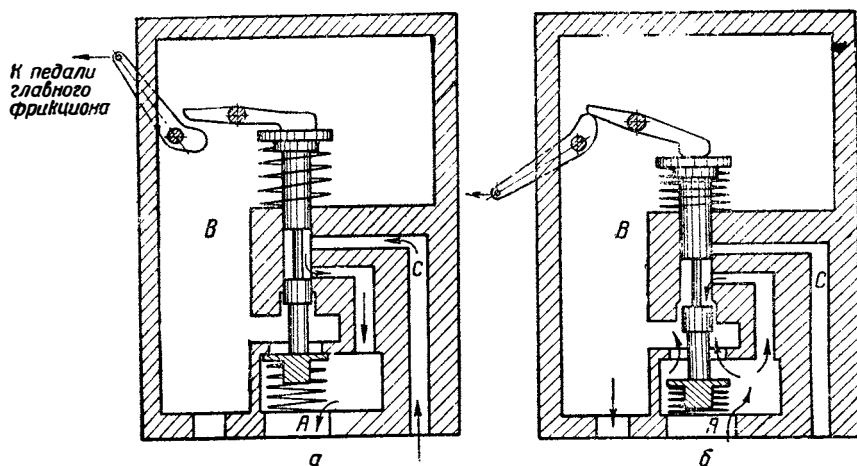
Засчет энергии, аккумулированной в сжатых пружинах, можно произвести несколько включений главного фрикциона при остановленном двигателе.

Запорный клапан

Запорный клапан (фиг. 5) служит для направления потока масла в бустер фрикционной муфты и управляется педалью главного фрикциона.

На валике, вращающемся в корпусе запорного клапана, закреплен рычаг, связанный тягами с педалью главного фрикциона. При нажатии на педаль главного фрикциона кулак этого рычага через поворотный рычаг смещает золотник клапана. В корпусе клапана имеются два ряда отверстий, а золотник имеет выточку, сообщающую между собой эти отверстия. На золотнике закреплен тарельчатый клапан. Золотник прижимается к поворотному рычагу пружиной, зажатой между тарелкой золотника и корпусом клапана.

Верхний ряд отверстий соединен с маслоподводящим каналом *С*, а нижний — с камерой *А*. Камера *В* связана с картером главного фрикциона, а камера *А* — с бустером фрикционной муфты.



Фиг. 5. Схема запорного клапана.

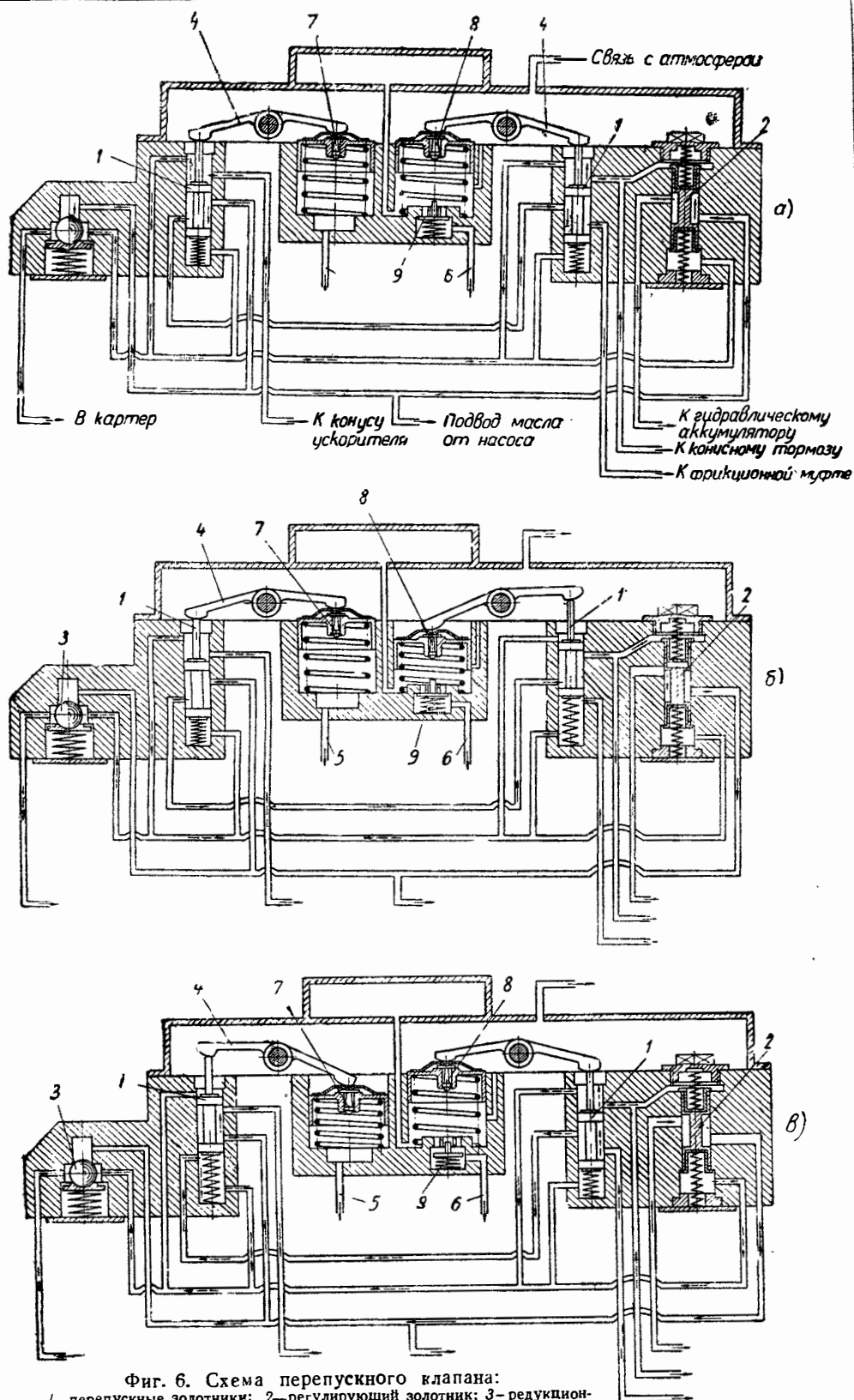
При невыжатой педали главного фрикциона (фиг. 5, *а*) масло по каналу *С*, направляясь выточкой золотника, поступает в камеру *А* и далее в бустер фрикционной муфты. Камеры *А* и *В* разобщены, так как тарельчатый клапан прижимается к седлу пружиной золотника и давлением масла. В этом положении фрикционная муфта включена.

При выжатой педали главного фрикциона (фиг. 5, *б*) кулак через поворотный рычаг смещает золотник в нижнее положение. При этом золотник перекрывает верхний ряд отверстий, а нижний ряд отверстий соединяется продольными канавками, имеющимися в корпусе, с камерой *В*. Одновременно хвостовик золотника открывает пластинчатый клапан. В этом положении камера *В* разобщается от канала *С* и связывается с камерой *А*. Доступ масла в бустер фрикционной муфты прекращается, и он сообщается со сливом, — фрикционная муфта выключена.

Перепускной клапан

Перепускной клапан (фиг. 6) включает устройства, уравнивающие угловую скорость, и через запорный клапан — фрикционную муфту. Управляется он вакуумсистемой привода коробки перемены передач. Крепится перепускной клапан к задней стенке картера главного фрикциона над запорным клапаном и состоит из трех основных частей: корпуса гидравлической части, крышки и корпуса вакуумной части.

Корпус гидравлической части содержит два перепускных золотника 1, один регулирующий золотник 2 и шариковый редукционный клапан 3.



Фиг. 6. Схема перепускного клапана:

1—перепускные золотники; 2—регулирующий золотник; 3—редукционный клапан; 4—поворотные рычаги; 5 и 6—вакуумканалы (этими же номерами они обозначены на схеме фиг. 11); 7 и 8—поршни вакуумного управления; 9—пластинчатый клапан.

Перепускные золотники перемещаются в гильзах, имеющих пять рядов отверстий. Отверстия каждого ряда сообщаются между собой кольцевыми камерами. Гильза регулирующего золотника имеет два ряда отверстий, также соединенных кольцевыми камерами. Регулирующий золотник зажат пружинами между двумя стаканами. Буртики стаканов упираются в корпус, а их днища имеют отверстия. Редукционный клапан состоит из шарика, прижатого пружиной к седлу.

Крышка соединяет гидравлическую и вакуумные части. В ней помещаются два поворотных рычага 4.

В вакуумной части имеются два поршня 7 и 8, полости под которыми связаны трубопроводами 5 и 6 с вакуумными приборами коробки перемены передач. Под каждым из поршней расположена пружина, отжимающая поршень вверх.

Пластинчатые клапаны 9, имеющиеся в вакуумной части приборов и камера в корпусе замедляют движение поршней при создании разрежения.

Переключение перепускного клапана из одного положения в другое производится автоматически в зависимости от давления в трубопроводах 5 или 6.

Положение I (фиг. 6, а). Трубопроводы 5 и 6 сообщены с атмосферой; поршни вакуумчасти перепускного клапана подняты пружинами вверх; поворотные рычаги отжимают вниз толкатели и связанные с ними перепускные золотники.

Масло, поступающее из насоса, направляется золотником 1 к бустеру фрикционной муфты, к верхнему ряду окон регулирующего золотника 2 и к шарик у редукционного клапана 3. Выточки перепускных золотников направляют масло в канал, соединенный с бустером фрикционной муфты, а выточка регулирующего золотника направляет масло к гидравлическому аккумулятору.

Бустеры конуса-ускорителя и конусного тормоза соединены с картером главного фрикциона через полости, расположенные над перепускными золотниками.

Положение II (фиг. 6, б). Вакуумприборы коробки перемены передач передают разрежение в трубопровод 6. Соответствующий поршень вакуумчасти перепускного клапана опускается вниз и через поворотный рычаг освобождает толкатель золотника 1. Пружина золотника 1 поднимает его вверх.

Рассматриваемое положение II включается лишь во время переключения передач, т. е. тогда, когда водитель не нажимает акселератор. Поэтому давление в системе поддерживается не масляным насосом, а гидравлическим аккумулятором.

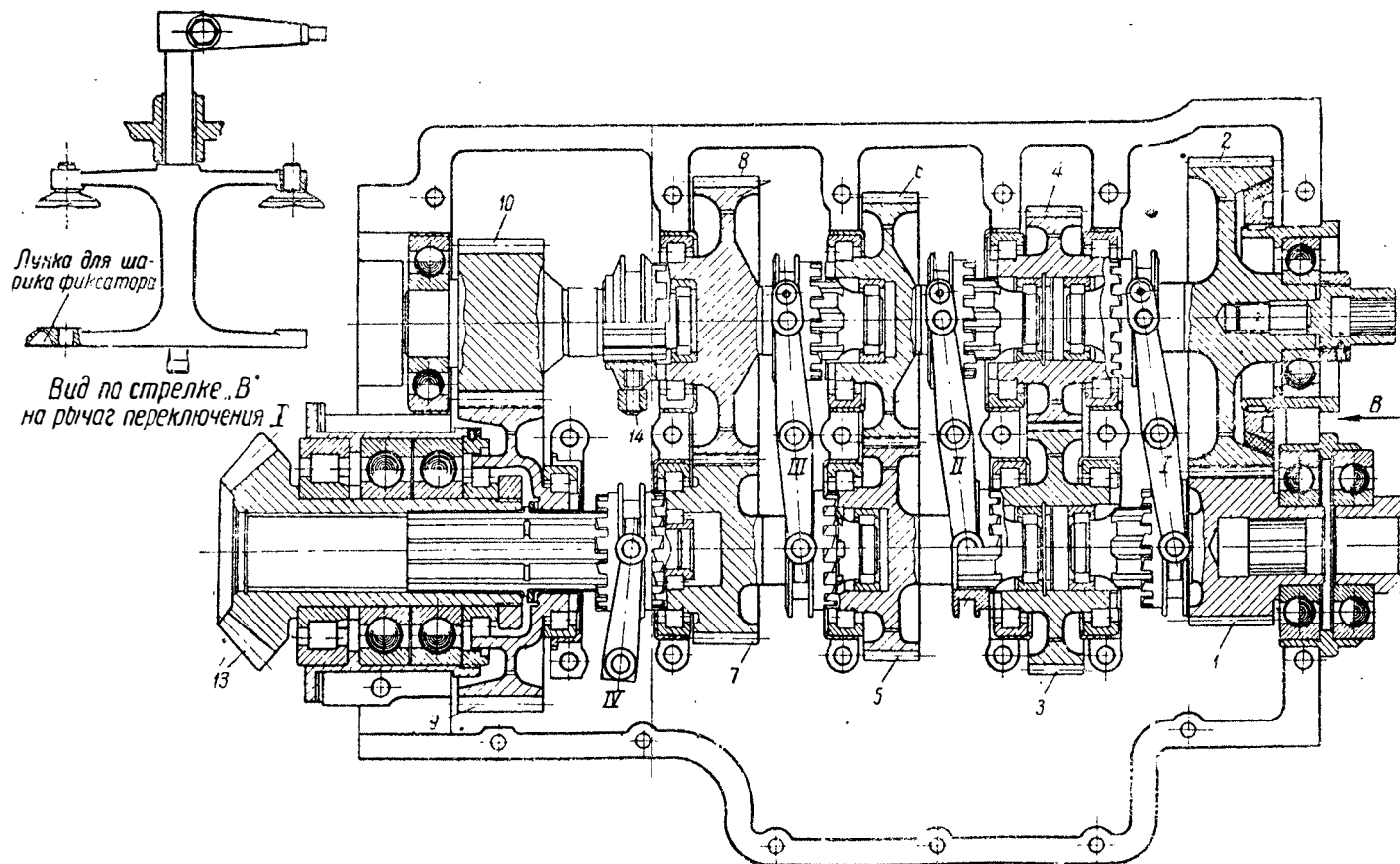
Масло из гидравлического аккумулятора через выточки в золотниках поступает в канал, связанный с бустерами конусного тормоза. Одновременно масло поступает в полость, расположенную над регулирующим золотником, и смещает его. Благодаря этому дросселируется сечение, по которому масло подводится из гидравлического аккумулятора к бустерам тормоза, снижается давление масла, и этим обеспечивается плавное подтормаживание шестерни.

Из бустеров конуса-ускорителя и фрикционной муфты масло сливается в картер.

Положение III (фиг. 6, в). Вакуумприборы коробки перемены передач передают разрежение в трубопровод 5, а трубопровод 6 в это время связан с атмосферой.

Соответствующий поршень, опускаясь вниз, через поворотный рычаг освобождает толкатель второго перепускного золотника; пружина поднимает золотник вверх. Выточка золотника связывает канал, по которому масло направляется в бустер конуса-ускорителя, с каналом, подающим масло из насоса.

Бустеры фрикционной муфты и конусного тормоза соединяются с картером главного фрикциона.



Фиг. 8. Продольный разрез коробки перемены передач:

1—10—шестерни, обозначенные этими же номерами на Фиг. 7; 13—ведущая шестерня главной передачи; 14—вилка, соединенная с рукояткой реверса; I, II, III и IV—вилки переключения передач.

Перевод рычага 14 в положение реверса при вилке IV, повернутой направо, заклинивает шестерни и может вызвать поломку зубьев. Специальный упор препятствует подобному положению рычага реверса 14 и вилки IV.

Таблица 1

Направление движения	Передача	Передачное число	Отношение передаточных чисел	Шестерни, передающие крутящий момент	Положения вилок переключения					Положения рычагов присоединения к бустерам				Положения поршней бустеров			
					I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	I	II	III	IV
Вперед	1	1.8		1-2-4-3-7-8-10-9	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	3	3	3	3
	2	1:5,88	1,36	1-2-4-3-5-6-10-9	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	3	3	п	3
	3	1:4,39	1,34	1-2-10-9	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	3	п	п	3
	4	1:3,3	1,33	7-8-10-9	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	п	3	3	3
	5	1:2,43	1,36	1-2-4-3	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	3	3	3	п
	6	1:1,81	1,34	1-2-6-5	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	3	п	3	п
	7	1:1,33	1,36	1-2-8-7	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	3	п	п	п
	8	1.1	1,345	Непосредственно минуя шестерни	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	п	3	3	п
	9	1,34:1	1,345	3-4-6-5	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	п	п	3	п
	10	1,82:1	1,36	3-4-8-7	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	п	п	п	п
нейтрально					любые положения					Любые положения							
Назад	1	1.7,9		1-2-4-3-7-8-11-12-9	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	3	3	3	3
	2	1:5,8	1,36	1-2-4-3-5-6-8-11-12-9	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	3	3	п	3
	3	1:4,33	1,34	1-2-8-11-12-9	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	3	п	п	3
	4	1:3,25	1,33	7-8-11-12-9	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	↘	↗	п	3	3	3
Примечания					Номера рычагов см. ниже на фиг. 7 Положение рычагов - в плоскости этого чертежа					п - переднее положение поршня (шток поршня максимально выдвинут наружу) з - заднее положение поршня (шток поршня максимально вбдвинут внутрь)							

Нейтральное положение достигается перемещением рычага 14 и может быть осуществлено только тогда, когда вилка IV не повернута направо, так как в этом случае шестерня 13 связана через зубчатую муфту с шестерней 7 при любом положении рычага 14. Благодаря этому нейтральное положение может быть установлено лишь после включения одной из первых четырех передач.

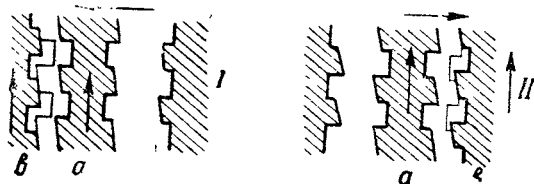
Переключение передач

Торцевые зубья на всех муфтах, кроме двух, связанных с рычагами реверса 14, и на всех шестернях, кроме шестерен 8 и 11, имеют специальные скосы, которые позволяют включать муфту лишь при равенстве угловых скоростей муфты и соединяемой шестерни. Работа скосов при включении муфты показана с соответствующими пояснениями на фиг. 9. Уравнивание скоростей, необходимое для переключения муфт, производится уравнивающим устройством главного фрикциона.

Муфты имеют кольцевую выточку, в которую входят сухари вилок переключения передач. Валики вилок переключения передач I, II, III и IV располагаются поперек коробки перемены передач и выходят через отверстия в картере на правую сторону коробки. За стенкой картера, на концах валиков закрепляются рычаги переключения передач, соединяемые со штоками бустеров вакуумпривода. Левый конец вилки переключения имеет лунку, в которую постоянно входит шарик фиксатора (фиг. 10).

При смещении муфты в любую сторону от среднего положения проходит мертвая точка пружины и она, разжимаясь, помогает включению, фиксируя включенные положения. Аналогично устроен фиксатор вилок

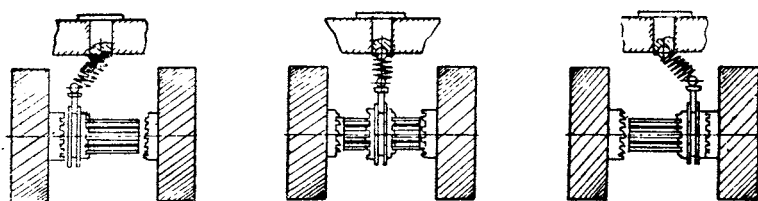
переключения IV, которая отличается от вилок I, II, III тем, что связана не с двумя, а только с одной зубчатой муфтой, и поэтому выполнена односторонней.



Фиг. 9. Схема работы скосов на зубьях торцевых муфт при их включении:

I—включение муфты при подтормаживании шестерни происходит в следующей последовательности: шестерня *с* вращается быстрее, чем *а*; при касании зубьев (пунктир) пока *с* продолжает вращаться быстрее *а*, не может быть достигнуто включения зубьев из-за косога среза торцов; при подтормаживании *с* произойдет включение как только *с* начнет вращаться медленнее *а*. II—включение муфты при повышении скорости вращения шестерни происходит в следующей последовательности: *с* вращается медленнее *а*; при касании зубьев (пунктир), пока *с* продолжает вращаться медленнее *а*, не может быть достигнуто включение из-за косога среза их торцов, при ускорении вращения вала *с* от двигателя, произойдет включение как только скорость *с* превысит скорость *а*.

ром коробки. С рукояткой селектора связан сектор, имеющий десять делений, соответствующих десяти передачам. На картере закреплена стрелка, показывающая выбранную передачу по шкале сектора. Сектор связан тягой с селектором вакуум-аппаратуры. Селектор имеет фиксатор, фиксирующий положение сектора.



Фиг. 10. Схема работы фиксатора.

Рычаг предохранителя и рукоятки реверса устроены так, что нельзя поставить рукоятку селектора в положение выше 4-й передачи, если рукоятка реверса стоит в положении назад и, наоборот, поставить рукоятку реверса в положение назад, если рукоятка селектора стоит в положении выше 4-й передачи.

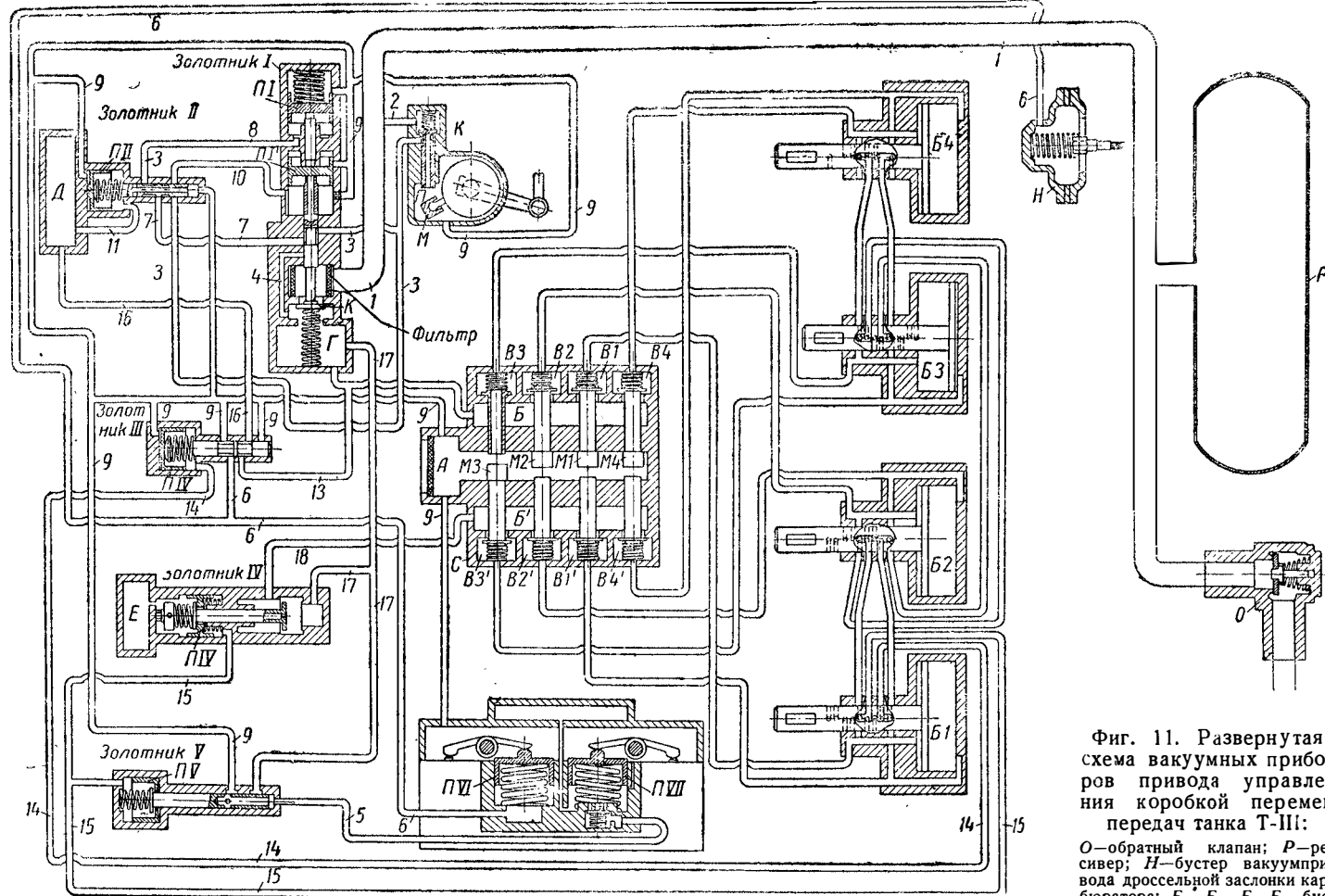
§ 4. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ВАКУУМСИСТЕМЫ

На фиг. 11 показана принципиальная развернутая схема вакуумных приборов автоматического переключения передач.

Вакуумсистема коробки перемены передач служит для включения выбранной передачи и автоматического уравнивания угловых скоростей включаемых муфт и шестерен. Разрежение, необходимое для работы вакуумсистемы, создается во всасывающей трубе двигателя.

Вакуумсистема состоит:

- а) из обратного клапана *О*, предохраняющего вакуум-приборы от действия обратных всплесков в двигателе;
- б) ресивера *Р*, включенного для уменьшения пульсаций разрежения и для аккумуляции разрежения;
- в) клапана включения *К*, включающего и отключающего систему от источника разрежений;
- г) селектора *С*, распределяющего разрежение по бустерам;
- д) четырех бустеров *Б1*, *Б2*, *Б3* и *Б4*, перемещающих рычаги переключения коробки перемены передач;
- е) пяти регулирующих золотников;



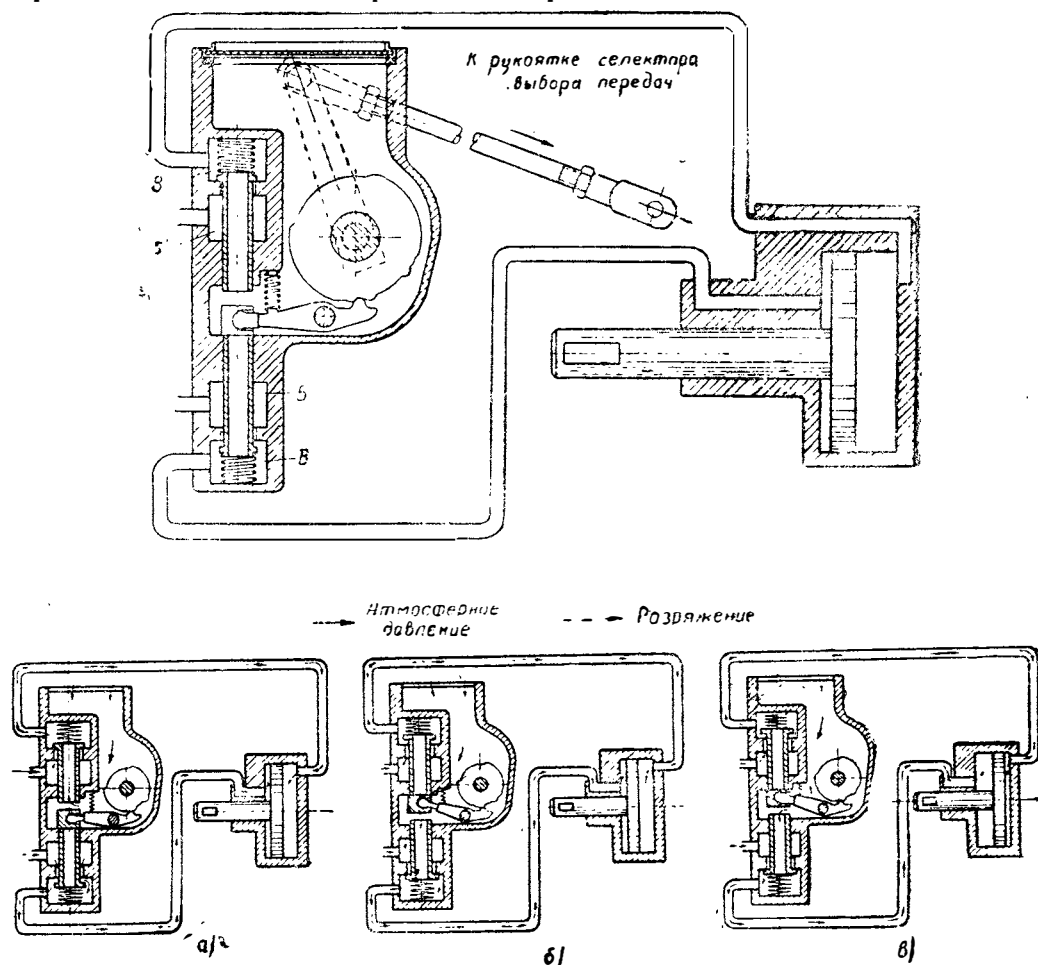
Фиг. 11. Развернутая схема вакуумных приборов привода управления коробкой перемен передач танка Т-III:

О—обратный клапан; Р—ре-
сивер; Н—бустер вакуумпри-
вода дросельной заслонки кар-
бюратора; Б₁, Б₂, Б₃, Б₄—бус-
теры переключения передач; К—клапан включения; С—селектор; П_I, П_{II}, П_{III}, П_{IV}, П_V—поршни, перемещающие регулирующие золотники; П_{VI},
П_{VII}—поршни вакуумной части перепускного клапана; Пл—плунжер клапана включения; М₁, М₂, М₃, М₄—молоточки селектора; А—воздушная камера селе-
ктора; Б, Б'—вакуумкамеры селектора; Б₁, Б₂, Б₃, Б₄, Б₁', Б₂', Б₃', Б₄'—камеры селектора, соединенные с бустерами переключения передач; Г, Д и Е—расшири-
тельные камеры; 1—18—каналы и трубопроводы соединительной трассы.

ж) вакуумпривода к дроссельным заслонкам карбюраторов, увеличивающего в нужный момент число оборотов двигателя;

з) вакуумной части перепускного клапана, которая устанавливает в перепускном клапане одно из трех возможных положений;

и) внешних трубопроводов и каналов, выполненных в корпусах приборов и в специальных переходных коробках.



Фиг. 12. Схема работы одной секции селектора и бустера:

а—I положение—передатка включена, полости Б и Б' селектора соединены с атмосферой, поршень бустера уравновешен: б—II положение—селектором выбрана новая передатка, полости Б и Б' селектора попрежнему соединены с атмосферой, поэтому поршень бустера не переместился: в—III положение—в селекторе разрежение, поршень бустера, перемещаясь в новое положение, переключает зубчатую муфту коробки перемены передач.

Для того чтобы постепенно познакомиться со всей схемой (фиг. 11), рассмотрим сначала работу отдельных устройств на частичных упрощенных схемах. Каждая из этих упрощенных схем включает только часть приборов и лишь те элементы трассы, которые нужны для работы этих приборов. Поэтому каждая из схем, показанных на фиг. 12—17, содержит лишь часть устройств и каналов, показанных на общей схеме (фиг. 11).

Работа секции селектора и бустера

Селектор содержит четыре одинаковые секции, из которых каждая позволяет получать разрежение в полостях, расположенных за или перед поршнем бустера. Она состоит из двух плунжеров, клапана, выполненного в форме молоточка,¹ и кулачковой шайбы (фиг. 12).

¹ Далее эти специальные клапаны мы будем называть молоточками

Пустотелый плунжер имеет буртик; пружина стремится прижать буртик плунжера к корпусу селектора и перекрыть канал, соединяющий камеры B и B' (соответственно B' и B), выполненные в корпусе. Камера A корпуса селектора связана через воздушный фильтр с атмосферой, и через сквозные отверстия в плунжерах — с камерами B и B' .

Рычажок молоточка всегда прижат к кулачковой шайбе селектора. При повороте кулачковой шайбы, в зависимости от того, попадает ли конец рычажка на выступ или на впадину шайбы, молоточек прижимается к одному из двух плунжеров. Плунжер, к которому прижат молоточек, смещается внутрь корпуса, буртик его отходит от корпуса и освобождает проход между камерами B и B' (как это показано на фиг. 12) или между камерами B' и B . Одновременно молоточек, прижимаясь к торцу плунжера, закрывает его осевое отверстие и разобщает камеры A и B .

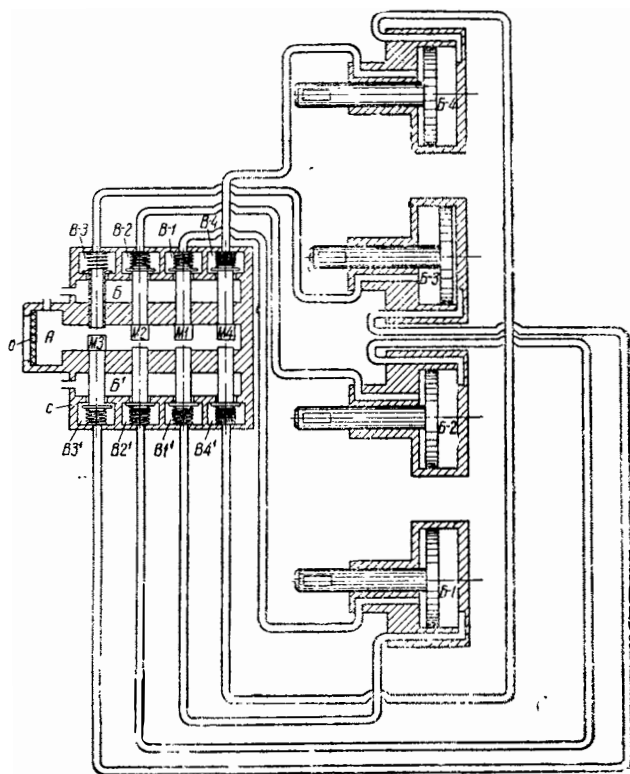
Буртик противоположного плунжера, не отжатого молоточком, прижат к корпусу и закрывает каналы; отверстие в этом плунжере открыто. Благодаря этому камера B' соединена с камерой A и разобщена от камеры B' . Камеры B и B' сообщаются каналами с полостями бустера, расположенными соответственно перед и за поршнем.

В камерах B и B' может быть создано разрежение от двигателя, или же они могут быть связаны с атмосферой. Разрежение в камеры B и B' передают вакуумприборы, которые будут описаны подробнее далее.

Пока камеры B и B' связаны с атмосферой, поворот шайбы селектора и, следовательно, изменение положения молоточка не вызывают перемещения поршня бустера.

Поворотом кулачковой шайбы камера B связывается с камерой B' , а камера B' — с камерой A , или наоборот. Таким образом, заранее подготавливается возможность получить разрежение на той или другой стороне бустера (перед или за поршнем).

При разрежении в камерах B и B' поршень бустера либо остается на месте, либо же перемещается в противоположное крайнее положение в зависимости от того, к какому из плунжеров прижат молоточек.



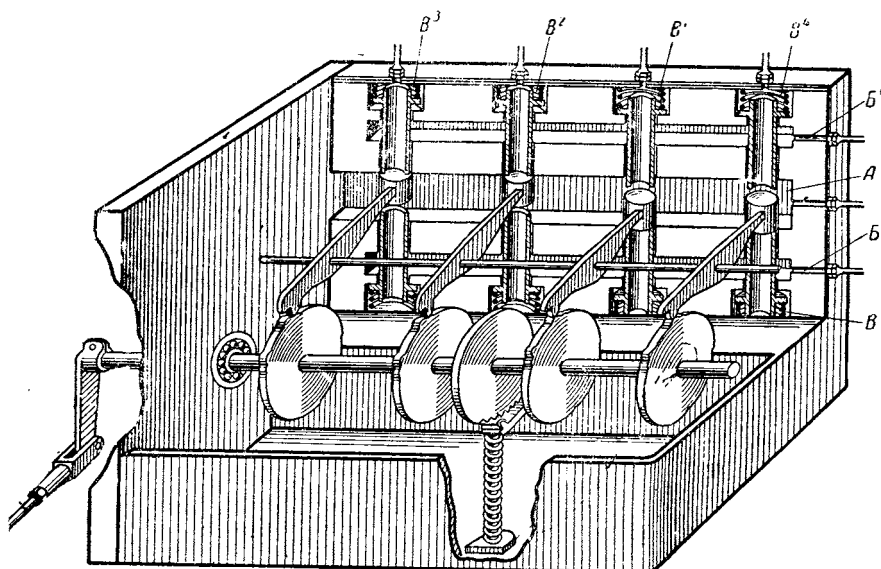
Фиг. 13. Схема работы четырех секций селектора.

Совместная работа четырех секций селектора

При переключении передач необходимо переместить четыре рычага переключения коробки перемены передач. В соответствии с этим вакуум-система имеет четыре бустера, перемещающие эти рычаги, а селектор — четыре совершенно одинаковые секции.

На фиг. 13 схема селектора показана в плане, и поэтому видны лишь плунжеры и молоточки всех четырех секций. Каждая секция имеет свои камеры B и B' , соединенные каналами с бустером, имеющим тот же самый номер (например, секция 3 имеет камеры $B3$ и $B3'$, соединенные с третьим бустером). Устройство селектора видно из фиг. 14.

Камеры A , B и B' — общие для всех четырех секций. Все кулачковые шайбы насажены на валик, связанный тягой с рукояткой селектора, которой водитель производит выбор передач (см. фиг. 1).



Фиг. 14. Устройство селектора.

Валик селектора может занимать десять положений, фиксируемых собачкой фиксатора. При любом из этих положений каждый молоточек прижимается к одному из двух плунжеров своей секции. Таким образом, десяти положениям валика селектора соответствуют десять комбинаций положений молоточков, и соответственно десять вариантов связи камер B (а значит и бустеров) с камерами A , B и B' .

До тех пор, пока камеры B и B' связаны с атмосферой, валик селектора может быть переставлен в любое положение, — это никак не отразится на положении поршней бустеров: обе стороны бустера все время остаются через камеры B , B' и A связанными с атмосферой.

Если камеры B и B' связаны с атмосферой, водитель может переставить рукоятку селектора в любое положение (выбрать любую передачу), и это не приведет к переключению передач, так как переключение осуществляется только перемещением поршней бустеров.

Изменением положения рукоятки селектора заранее устанавливаются те положения молоточков, которые соответствуют выбранной передаче, и полости бустеров связываются с камерами A , B и B' в таком сочетании, которое при разрежении в камерах B и B' позволит поршням бустеров включить выбранную передачу.¹

После того как поршни бустеров займут новое положение, камеры B и B' могут быть вновь связаны с атмосферой.

Таким образом, для предварительного выбора передачи необходимо, не создавая разрежения в камерах B и B' , повернуть в новое положение валик селектора.

¹ См. также табл. 1.

Для включения выбранной передачи достаточно создать кратковременное разрежение в камерах *Б* и *Б'*.

Получение разрежения в камерах *Б* и *Б'*.

Разрежение в камеры *Б* и *Б'* селектора передается при нажиме на педаль главного фрикциона при помощи клапана включения, связанного приводом с этой педалью, и главного золотника *1* (фиг. 15).

Разрежение, существующее во всасывающей трубе двигателя, через обратный клапан и параллельно включенный ресивер по трубопроводу *1* распространяется на главный золотник *1*, снабженный поршнем, пружиной и двухседельным клапаном. Трубопровод *2* ответвляется от трубопровода *1*, и благодаря этому разрежение распространяется и к клапану включения.

Клапан включения состоит из подвижного плунжера, имеющего буртик, прижимающийся к корпусу, и молоточка, который, проворачиваясь при нажатии на педаль главного фрикциона, отжимает плунжер.

Трубопровод *3* соединяет клапан включения с полостью, расположенной перед поршнем золотника *1*. Полость, расположенная за этим поршнем, и третий штуцер клапана включения связаны с атмосферой трубопроводом *9* через воздушный фильтр селектора.

Если педаль главного фрикциона не выжата, молоточек клапана включения не прижат к торцу золотника, то канал *3* через осевые и радиальные отверстия в плунжере, клапан включения, канал *9* и воздушный фильтр селектора сообщается с атмосферой.

Благодаря этому поршень золотника *1* уравновешен, так как обе полости перед и за поршнем связаны с атмосферой: полость перед поршнем — через трубопровод *3* и клапан включения, а полость за поршнем — непосредственно через трубопровод *9*.

Пружина золотника *1* прижимает его клапан к первому седлу и перекрывает доступ из трубопровода *1* в камеру *Г* и далее в селектор.

При нажатии на педаль главного фрикциона молоточек клапана включения прижимается к торцу плунжера и отжимает плунжер внутрь корпуса. Благодаря этому трубопровод *2* разъединяется с трубопроводом *9* и соединяется с трубопроводом *3*. Разрежение из трубопровода *2* через трубопровод *3* передается в полость перед поршнем золотника *1*.

Благодаря получившемуся перепаду давления смешаются поршень, а вместе с ним золотник и клапан до тех пор, пока клапан не прижмется ко второму седлу.

Во время перемещения клапана от одного седла к другому трубопровод *1* связывается с камерой *Г*. Разрежение из трубопровода *1* передается в камеры *Б* и *Б'*, а из этих камер распространяется по бустерам в соответствии с положением молоточка селектора, т. е. в соответствии с ранее выбранной передачей.

В результате созданного разрежения поршни бустеров перемещаются и включают выбранную передачу.

При освобождении педали главного фрикциона молоточек селектора освобождает плунжер, канал *3* вновь сообщается через отверстие в плунжере и канал *9* с атмосферой, и разрежение из канала *2* не передается.

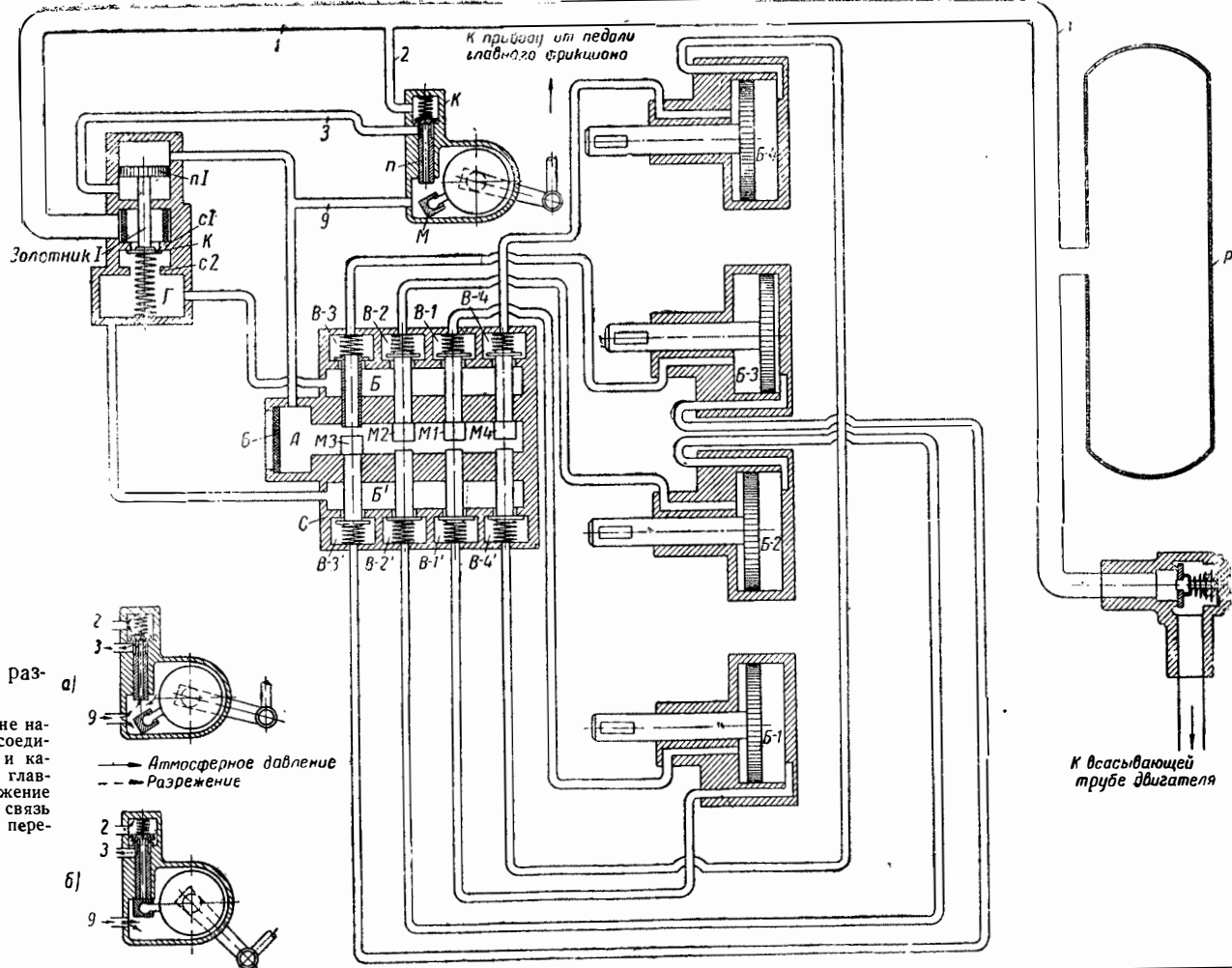
Благодаря этому давление по обе стороны поршня золотника *1* вновь уравновешивается, и пружина перемещает золотник назад до тех пор, пока клапан не сядет на первое седло.

Во время этого перемещения камера *Г*, а значит и бустеры, снова кратковременно сообщаются с трубопроводом *1* и к ним снова передается разрежение, необходимое для дожатия поршней бустеров, если какой-нибудь из них еще не дошел до своего крайнего положения.

После того как клапан золотника *1* сядет на свое первое седло, разрежение из трубопровода *1* перестанет распространяться, быстро упадет разрежение в камерах *Б* и *Б'* и система вернется в исходное положение.

Фиг. 15. Схема подвода разрежения в селектор:

а—педаль главного фрикциона не нажата (канал 2 перекрыт, канал 3 соединен через отверстие в плунжере и канал 9 с атмосферой); б—педаль главного фрикциона отжата (разрежение из канала 2 передается в канал 3, связь с атмосферой через канал 9 перекрыта).



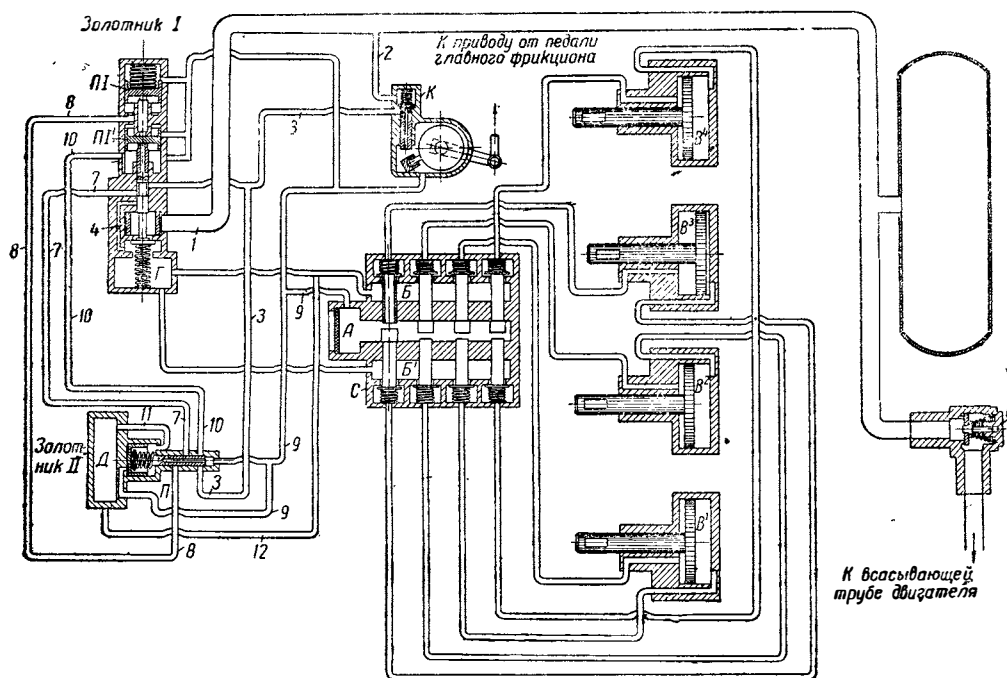
Теперь можно повернуть валик селектора, выбрать новую передачу, — она не включится до тех пор, пока нажмем на педаль главного фрикциона в камерах *Б* и *Б'* не будет вновь создано разрежение.

Таким образом, необходимое для включения ранее выбранной передачи разрежение в камерах *Б* и *Б'* селектора осуществляется клапаном включения и золотником *І* при нажатии и отпуске педали главного фрикциона.

Регулирование скорости золотника *І*

Описанная выше система передачи разрежения в камеры *Б* и *Б'* селектора является лишь упрощенной, принципиальной схемой вакуумсистемы.

Если бы работа системы полностью соответствовала описанной выше упрощенной схеме, то золотник *І* двигался бы ускоренно, были бы неизбежны удары клапана золотника *І* о седло и разрежение не успевало бы распространиться из канала *І* на всю систему.



Фиг. 16. Схема регулирования скорости золотника *І*.

Для того чтобы эта система работала исправно, необходимо регулировать скорость золотника *І* так, чтобы, начав движение ускоренно, клапан замедленно, мягко, без удара подходил к седлу, а затем для получения надлежащей герметичности был бы к нему плотно прижат.

Подобное регулирование скорости золотника *І* осуществлено при помощи некоторого усложнения конструкции этого золотника и введения в систему дополнительного золотника *II* (фиг. 16).

В отличие от описанной ранее упрощенной схемы золотник *І* имеет не один, а два поршня (*ПІ* и *ПІІ*), между которыми установлен толкатель. Пружины всегда прижимают поршни к толкателю, и вся система золотника *І* (клапан, собственно золотник, оба поршня и толкатель) движутся совместно, как одно целое.

Золотник имеет выточку, осевое и радиальные отверстия, служащие для соединения каналов.

Корпус золотника *I* имеет канал 4, сообщающийся с межседельным пространством клапана.

Золотник *II* имеет один поршень *III*, к которому он постоянно прижат пружиной. При перемещении золотника *II* его осевое и радиальное отверстия и две выточки различным образом соединяют каналы, подведенные к корпусу золотника.

Канал 9 служит воздухопроводом; он осуществляет связь с атмосферой через воздушный фильтр селектора. В этой схеме в отличие от упрощенной канал 3, идущий от клапана включения, не подходит непосредственно к поршню золотника *I*, а разветвляется и подходит одним концом к выточке этого золотника, а другим — к выточке золотника *II*. Если золотник *II* находится в крайнем правом положении, то выточка в золотнике соединяет канал 3 с каналом 10, идущим к поршню *III*. Каналы 7 и 8 связывают золотники *I* и *II*.

Камера *Б* селектора связана каналом 12 через калиброванное отверстие с расширительной камерой *Д*, которая в свою очередь соединена каналом 11 с полостью перед поршнем *III* золотника *II*.

Если педаль главного фрикциона не нажата, то канал 3 соединен клапаном включения с атмосферой (через канал 9). Давление по обе стороны у всех трех поршней золотников *I* и *II* при этом уравнивается. Клапан золотника *I* прижат к первому седлу и перекрывает сообщение трубопровода 1 с системой.

Нажимая на педаль главного фрикциона, соединяем каналы 2 и 3. Разрежение по каналам 2—3—7—8 (а затем, когда приоткроется клапан, по каналам 1—4—7—8) распространится в полость перед поршнем *PI* золотника, и поршень *PI* вместе с золотником *I* начинает двигаться и откроет клапан. Трубопровод 1 соединяется при этом с камерой *Г*. Разрежение передается в камеру *Г*, а оттуда через каналы в камеры *Б* и *Б'*.

Далее разрежение распространяется по соответствующим полостям бустеров и в соответствии с избранным положением селектора начинается включение требуемой передачи.

Как только золотник *I* начнет двигаться и откроет доступ в камеру *Б*, разрежение по каналу 12 распространится в камеру *Д* и далее по каналу 11 к поршню *PII*. Под действием перепада давления, созданного у поршня *PII*, золотник *II* сместится, перекроет канал 7, соединит между собой каналы 3 и 10, а канал 8 соединит с воздухопроводом 9.

Благодаря этому давление на поршень *PII* будет уравновешено, а двигать золотник *I* будет уже поршень *PI*, к которому передается разрежение по каналам 3 и 10. Это разрежение, однако, сильно ослаблено тем, что полость под поршнем *PI* продолжает оставаться соединенной через калиброванное отверстие с воздухопроводом 9.

Золотник движется медленно, клапан подходит ко второму седлу без удара. В этот момент поршень *PI* перекроет калиброванное отверстие воздухопровода 9 и соединит полость над поршнем *PI* с каналом 3 через отверстия в золотнике.

Разрежение значительно усилится, и клапан плотно прижмется ко второму седлу.

Когда водитель освободит педаль главного фрикциона, молоточек отойдет от плунжера клапана включения, канал 3 разъединится с каналом 2 и соединится с воздухопроводом 9. Оба поршня *PI* и *PI'* окажутся уравновешенными, и золотник *I* сдвинется к первому седлу и вновь создастся разрежение в камерах *Б* и *Б'*. Это будет происходить до тех пор, пока клапан не сядет на первое седло. По мере падения разрежения в камере *Б'* уменьшается перепад и у поршня золотника *II*, благодаря чему он также вернется в исходное положение.

Золотники *I* и *II* снова сдвинутся только в том случае, если будет нажата педаль главного фрикциона.

Система уравнивания угловых скоростей

В приведенном выше описании работы вакуумсистемы не учитывалось наличия скосов на торцевых зубьях муфт коробки перемены передач. Поэтому предполагалось, что для полного перемещения рычага переключения достаточно создать разрежение под поршнем связанного с ним бустера.

В действительности перемещение поршня бустера вызовет перемещение зубчатой муфты, но включения передачи не произойдет, если муфта и соединяемая с ней шестерня имеют разные угловые скорости, так как включению препятствуют скосы зубьев (см. фиг. 9).

Поэтому при каждом переключении передач должна быть введена в действие система вакуумпривода, уравнивающая угловые скорости, которая устанавливает одно из трех возможных положений в перепускном клапане (см. фиг. 6), и благодаря этому управляет устройствами главного фрикциона, служащими для уравнивания угловых скоростей.

Уравнивающая система вакуумпривода состоит из системы перепускных каналов в бустерах, трех золотников, вакуумпривода к дроссельным золотникам и вакуумчасти перепускного клапана.

Перепускные каналы бустеров

Помимо каналов, показанных на фиг. 16 и связывающих бустеры с селектором, все бустеры связаны между собою системой перепускных каналов (фиг. 17), которые на фиг. 16 для ясности схемы были опущены.

К бустерам *Б2* и *Б3* подходят по четыре перепускных канала: два из них связывают данный бустер с предыдущим, а два — с последующим бустером. К бустеру *Б4* подходят лишь два перепускных канала, но зато он имеет два дополнительных канала, связанных с атмосферой через сетчатые фильтры.

Бустер *Б1*, кроме каналов, идущих от селектора, связан еще с четырьмя каналами: два из них — перепускные, идущие к бустеру *Б2*, а каналы *14* и *15*, подходящие к бустеру *Б1* извне, являются основными каналами, управляющими уравнивающей системой; их связь с вакуумприборами будет разобрана далее.

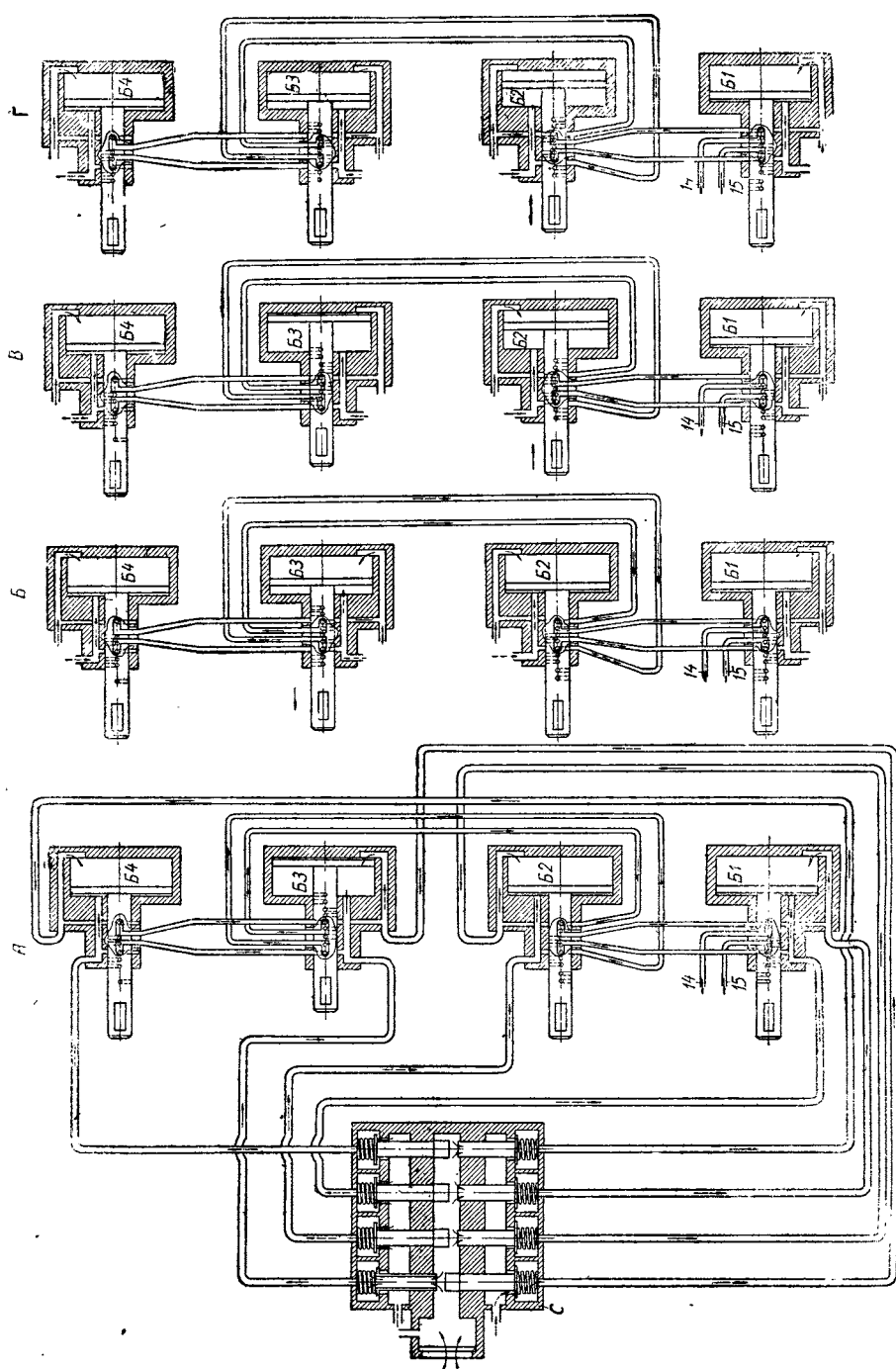
В штоке бустеров имеются радиальные отверстия, которые при их движении соединяют перепускные каналы с каналами, по которым разрежение подводится к бустерам. Штоки бустеров играют, таким образом, роль перепускных золотников.

После того как включение какой-либо передачи закончено и все поршни бустеров находятся в любых крайних положениях, каналы *14* и *15* соединяются с атмосферой через сеть перепускных каналов и сетчатые фильтры четвертого бустера (фиг. 17, *А*).

При переключении передач шток каждого из бустеров, двигаясь от одного крайнего положения к другому, проходит пять позиций, на которых отверстия в штоке различным образом соединяют перепускные каналы между собой.

При движении хотя бы одного поршня бустера после того, как он пройдет примерно полпути, один из каналов (*14* или *15*) оказывается связанным с полостью, в которой имеет место разрежение. Это продолжается до тех пор, пока поршень не дойдет до своего крайнего положения, после чего оба канала (*14* и *15*) будут вновь связаны с атмосферой.

В каком именно из этих каналов будет в течение части хода поршня поддерживаться разрежение, зависит исключительно от направления движения поршня. Если поршень движется в сторону передней стенки бустера (шток выходит из бустера наружу), разрежение в течение части хода поршня создается в канале *15* (фиг. 17, *Б*).



Фиг. 17. Схема перепускных каналов бустеров.

Если же, наоборот, поршень движется в сторону задней стенки бустера (шток входит в бустер), разрежение в течение части хода поршня создается в канале 14 (фиг. 17, В). При одновременном движении нескольких поршней в разных направлениях разрежение создается в канале 14 или 15 в зависимости от того, в какую сторону движется поршень бустера, первого в цепи по порядку их номеров. После того как он достигнет своего крайнего положения, разрежение в канале 14 или 15 определяется следующим по порядку бустером (фиг. 17, Г).

Бустеры соединены с рычагами переключения коробки перемены передач так, что для уравнивания скорости шестерен при переключении требуется притормозить шестерню, если поршень какого-либо бустера идет вперед и, наоборот, ускорить вращение шестерни, если поршень какого-либо бустера идет назад.

Таким образом, для уравнивания скоростей при переключении передач необходимо, чтобы разрежение в канале 14 вызвало включение конуса-ускорителя главного фрикциона, а разрежение в канале 15 — включение конусного тормоза.

Работа системы, уравнивающей угловые скорости при разрежении в канале 14

Канал 14 соединяется с полостью, расположенной перед поршнем золотника III (фиг. 11). Пустота за этим поршнем связана через воздухопровод 9 и воздушный фильтр селектора с атмосферой.

Золотник III имеет две выточки; к задней выточке подходят воздухопровод 9 и канал 6, который далее разветвляется на два канала. Один из них соединен с полостью под поршнем PVI вакуумчасти перепускного клапана, а второй — с вакуумприводом дроссельных заслонок карбюратора.

Канал 12, который ранее (фиг. 16) непосредственно соединял камеру Б селектора с камерой Д золотника II, в действительности состоит из двух каналов 13 и 16 (фиг. 11), последовательно соединенных через переднюю выточку золотника III.

В вакуумной части перепускного клапана имеется два поршня: PVI и PVII, отжимаемые вверх пружинами. Рычаги передают движение поршней толкателям гидравлической части перепускного клапана, которые и устанавливают перепускной клапан в одно из трех возможных положений (см. фиг. 10 и 6).

Если под обоими поршнями нет разрежения, они подняты пружинами вверх, а оба толкателя, наоборот, опущены вниз. При этом перепускной клапан находится в положении I (фрикционная муфта включена, приспособления, уравнивающие угловые скорости, выключены).

При разрежении под поршнем PVI он опускается, толкатель поднимается вверх, и перепускной клапан занимает положение III, т. е. действует конус-ускоритель.

При разрежении под поршнем PVII он опускается, а толкатель поднимается, и перепускной клапан занимает положение II, т. е. действует конусный тормоз.

До тех пор пока в коробке перемены передач зафиксирована какая-либо передача, поршни бустеров находятся в крайних положениях, каналы 14 и 15 связаны через перепускные каналы с атмосферой, перепускной клапан занимает положение I и приспособления, уравнивающие угловые скорости, выключены.

Когда при переключении передач какой-либо поршень бустера движется назад, разрежение из канала 14 распространяется под поршень золотника III, и золотник III смещается вправо. Благодаря этому канал 13 разобщается с каналом 16 и соединяется с каналом 6, а канал 16 сообщается с атмосферой через воздухопровод 9.

Разрежение от камеры *Б* селектора по каналу *13* распространяется через канал *6* к поршню *VI* перепускного клапана и к диафрагме вакуумпривода дроссельной заслонки.

Перепускной клапан включает конус-ускоритель главного фрикциона, а вакуумпривод увеличивает число оборотов двигателя, даже если водитель снял ногу с педали акселератора.

Одновременно золотник *III*, нажимая собачку, не показанную на схеме, блокирует валик селектора, не позволяя переключить передачу при работе конуса-ускорителя.

Угловая скорость шестерни *2* коробки перемены передач и связанных с нею шестерен увеличивается и, как только произойдет включение муфты, поршень бустера дойдет до своего крайнего положения. Разрежение в канале *14* прекратится, золотник *III* и поршень *ПVI* вернутся в исходное положение и, следовательно, одновременно включатся конус-ускоритель и вакуумпривод дросселя.

Работа системы, уравнивающей угловые скорости при разрежении в канале *15*

По каналу *15* разрежение передается к поршню *ПV* золотника *V* и к поршню *ПIV* демпферного золотника *IV*. Демпферный золотник *IV* включает последовательно в канал *17*, соединяющий камеру *Г* золотника *I* с камерой *Б* селектора, и имеет сквозное осевое отверстие.

Пока поршень *ПIV* уравновешен, пружины золотника отжимают его в крайнее левое положение и прижимают его торец к корпусу, перекрывая таким образом осевое отверстие.

Противоположный конец золотника имеет тарелку. При разрежении в золотнике *IV* и селекторе тарелка золотника стремится передвинуться и сместить золотник вправо. Однако этому смещению препятствует пружина.

Золотник *V* имеет глухое осевое и сквозные радиальные отверстия. К золотнику *V*, кроме канала *15*, подведены три канала: канал, соединенный с атмосферой через воздухопровод *9*; канал *5*, соединенный с полостью под поршнем *ПVII* и канал *17*, соединенный с полостью *Г* золотника *I*.

Когда разрежения в канале *15* нет, пружина отжимает поршень золотника *V* в крайнее положение. Канал *5* через осевое отверстие золотника и воздухопровод *9* сообщается с атмосферой. Благодаря этому поршень *ПVII* отжат пружиной вверх.

Когда при переключении передач какой-либо поршень бустера движется вперед, перепускные каналы бустеров сообщают канал *15* с полостью разрежения.

По каналу *15* разрежение передается к поршню *ПV*, и благодаря разности давлений поршень смещается влево; золотник *V* соединяет каналы *7* и *5*.

Разрежение из камеры *7* золотника *I* через каналы *7* и *5* распространяется под поршень *ПVII* и поэтому он оттягивается вниз.

Благодаря этому толкатель *7'* поднимается и перепускной клапан занимает положение *II*, система гидравлического сервопривода главного фрикциона включает конусный тормоз, и начинается подтормаживание шестерни коробки перемены передач. Одновременно разрежение по каналу *15* распространяется под поршень *ПIV* и он смещается вправо, отжимая одну из пружин, удерживающих золотник *IV*.

Теперь разрежение в канале *17* таково, что перепад давлений достаточен для того, чтобы воздействовать на тарелку золотника *V* и сместить золотник вправо. Благодаря этому тарелка золотника дросселирует сечение, через которое камера *Б'* селектора сообщается с разреженным пространством, а осевое отверстие в золотнике связывает ее с расшири-

тельной камерой *Е*. Это снижает разрежение в камере *Б'* и, с одной стороны, замедляет перемещение поршней бустеров, а с другой стороны, способствует более плавному включению тормоза.

Как только торможение конусным тормозом уравнивает угловые скорости соединяемых шестерен и муфты коробки перемены передач, бустер дождет муфту, поршень бустера встанет в крайнее положение и канал 15 окажется связанным с атмосферой.

Перепускной клапан вновь займет положение *I*, и конусный тормоз выключится, а золотники *IV* и *V* вернуться в исходное положение.

Взаимодействие приборов вакуумной и гидравлической систем

Передача включена. Танк движется на некоторой, ранее включенной передаче. Педаль главного фрикциона не отжата. Все вакуумприборы находятся в положении, указанном на фиг. 11.

Разрежение из каналов 1 и 2 не распространяется далее по вакуумприборам, так как клапан золотника *I* и плунжеров клапана включения прижаты своими пружинами к седлам. Все поршни бустеров находятся в крайних положениях, соответствующих включенной передаче.

В каналах 14 и 15 разрежения нет и поэтому перепускной клапан занимает положение *I*; масло под давлением включает фрикционную муфту, а приспособления главного фрикциона, уравнивающие угловые скорости, выключены.

Выбор новой передачи. Водитель переставляет в новое положение ручку селектора. При этом кулачки селектора, набирая новую комбинацию положений молоточков, в новом сочетании соединяют камеры *В* с камерами *А*, *Б* и *Б'*. Никаких иных изменений в положении вакуумных и гидравлических приборов при этом не происходит, так как в камерах *Б* и *Б'* селектора разрежения нет.

Включение вновь выбранной передачи. Педаль главного фрикциона отжата и вновь отпущена. Во время отжатия педали изменились положения запорного клапана и клапана включения вакуумсистемы.

Запорный клапан при отжатии педали главного фрикциона переходит в положение закрыто. Фрикционная муфта главного фрикциона выключается вне зависимости от положения перепускного клапана.

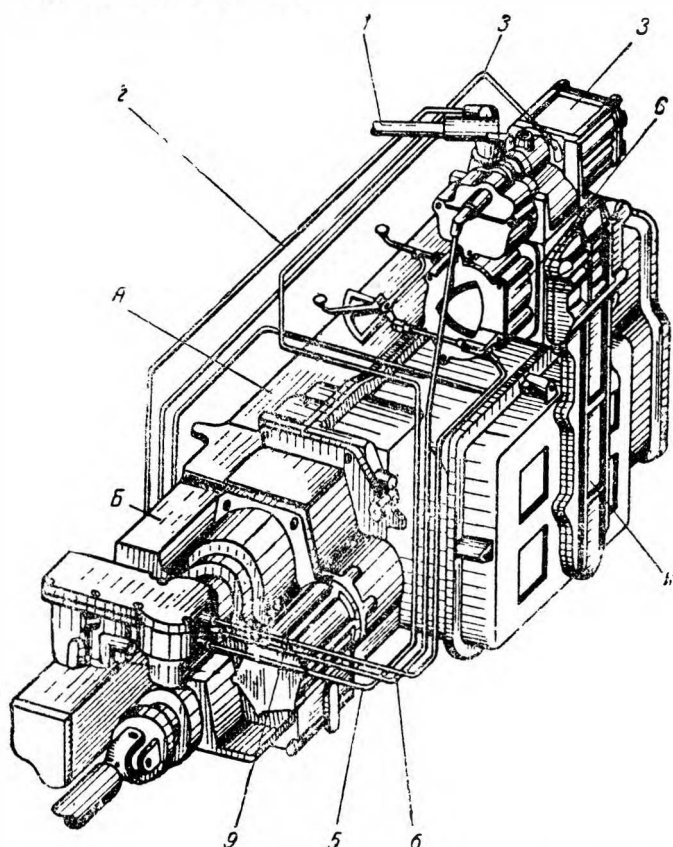
Клапан включения, сообщая каналы 2 и 3, позволяет разрежению распространиться под поршень золотника *I* и вводит в действие систему золотников *I* и *II*, причем золотник *II* регулирует скорость золотника *I*. Через золотник *I* разрежение распространяется в камеры *Б* и *Б'*, а от туда в соответствующие камеры *В* селектора.

Поршни бустеров, положение которых должно измениться с переходом на новую передачу, начинают двигаться от одного крайнего положения к другому. Соответствующие зубчатые муфты коробки перемены передач выключаются, но включиться для новой передачи не могут, так как скорости муфт и шестерен не уравнены. Муфты и венцы шестерен вращаются с разными угловыми скоростями, и включению препятствуют скосы на торцевых зубьях.

По перепускным каналам бустеров вакуумсистемы разрежение распространяется в канал 14 или 15, и перепускной клапан занимает положение *II* или *III*. При этом включаются конус-ускоритель и вакуумпривод дроссельных заслонок или конусный тормоз, которые уравнивают скорости шестерни и муфты первого рычага переключения, затем второго и так всех рычагов переключения поочередно.

Когда все муфты переключены в соответствии с выбранной передачей, каналы 14 и 15 соединяются с атмосферой и перепускной клапан вновь займет положение *I*.

Если педаль главного фрикциона уже отпущена, включится главный фрикцион. Система вернется к исходному положению, но при новой включенной передаче.



Фиг. 18. Схема размещения приборов на коробке перемены передач:

А—коробка перемены передач; Б—главный фрикцион; С—селектор; 3—золотниковая коробка; К—переходная коробка. Номера трубок соответствуют номерам каналов по схеме фиг. 11.

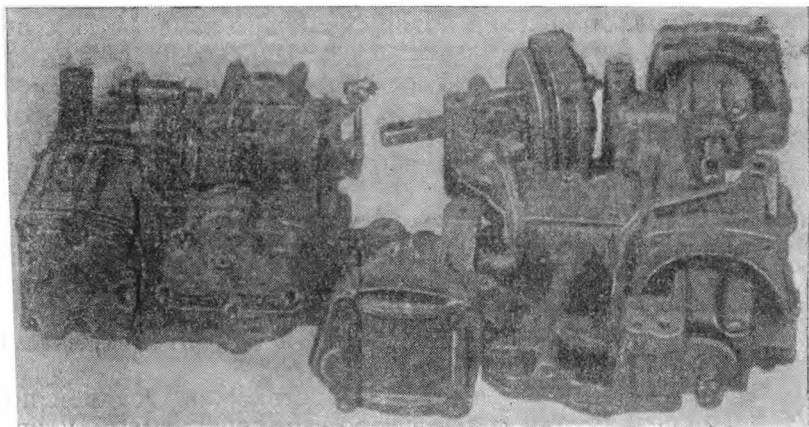
§ 5. РАЗМЕЩЕНИЕ ПРИБОРОВ НА ТАНКЕ

На фиг. 18 изображена установка приборов вакуумной и гидравлической систем на коробке перемены передач и на главном фрикционе.

Запорный клапан и перепускной клапан укреплены на специальных фланцах, которые имеют с левой стороны на задней стенке картера главного фрикциона. Отверстия каналов в картере фрикциона непосредственно соединяются при этом с каналами в корпусах клапанов. Клапан включения монтируется на картере главного фрикциона с левой стороны.

Золотниковая коробка, коробки проселектора, две переходные коробки и четыре бустера соединены вместе, образуя один агрегат (вакуумблок), показанный на фиг. 19. Вакуумблок устанавливается на коробке

перемены передач справа так, что штоки бустеров оказываются непосредственно соединенными с рычагами переключения передач.



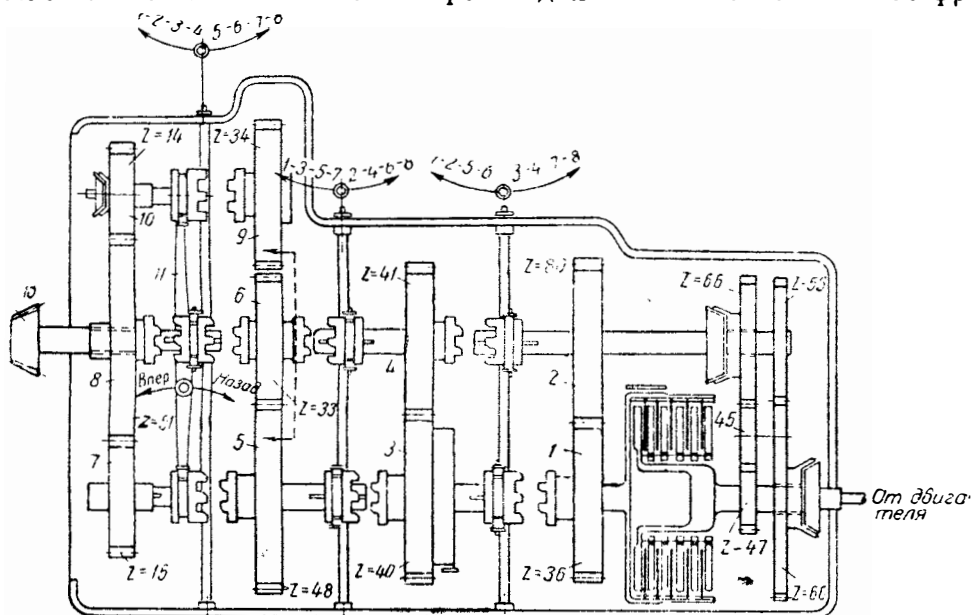
Фиг. 19. Вакуумблок (внешний вид).

Вся вакуумтрасса, соединяющая названные приборы, выполнена в виде каналов в их корпусах и в переходных коробках. Внешние трубопроводы (фиг. 18) служат лишь для подвода вакуума и для соединения золотниковой коробки с клапаном включения (трубопроводы 2, 3 и 9), перепускным клапаном (трубопроводы 9, 5 и 6) и с вакуум-приводом дросселя (трубопровод 6).

ГЛАВА II

ПРИВОД УПРАВЛЕНИЯ КОРОБКИ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ ТАНКА Т-VI-Н

На немецких танках Т-VI-Н „Тигр“ и Т-VI-В „Королевский тигр“ водителю для переключения передач было необходимо лишь переместить рычажок переключения. После перестановки рычажка приборы гидравлической системы автоматически производили выключение главного фрик-



Фиг. 20. Принципиальная схема коробки перемены передач танка Т-VI-Н.

циона, выключение ранее установленной передачи, уравнивание скоростей осединаемых шестерен и муфт и по установке требуемой передачи включение главного фрикциона. При этом приборы сами управляли двигателем. Нажимая на педаль, водитель мог выключить главный фрикцион, а приборы системы использовались как сервосистема для уменьшения усилия на педаль.

Гидравлические приборы так же, как и коробки перемены передач этих танков типа Майбах являлись естественным развитием описанной выше системы танка Т-III.

На танках Т-VI-Н и Т-VI-В установлены автоматические приборы, аналогичные по принципу устройства, но несколько отличающиеся один от другого конструктивным выполнением. Ниже приводится описание приборов танка Т-VI-Н.

Принципиальная схема коробки перемены передач танка Т-VI-Н (фиг. 20), в наиболее существенных чертах аналогична принципиальной схеме коробки перемены передач танка Т-III (см. фиг. 7).

Коробка обеспечивает восемь передач для движения вперед и четыре — для заднего хода. Перечень шестерен, участвующих в передаче крутящего момента, на отдельных скоростях приведен в табл. 2. Скосы на торцевых зубьях муфт переключения препятствуют включению шестерен до полного уравнивания угловых скоростей (см. фиг. 9). Уравнивание достигается ускорением или замедлением вращения одной из шестерен коробки перемены передач 2, а следовательно, и всех связанных с ней шестерен. С этой целью эту шестерню можно соединить с двигателем прямой или же реверсивной передачей через конусные фрикционные муфты (тормозы), минуя главный фрикцион. Шестерни 3 и 10 имеют отдельные тормозы, используемые при уравнивании скоростей. Если при переключении передач необходимо изменить положение двух или трех поводковых валиков, то уравнивание скоростей происходит поочередно.

Таблица 2

Число зубьев шестерен, участвующих в передаче крутящего момента

Передачи переднего хода							
1-я	2-я	3-я	4-я	5-я	6-я	7-я	8-я
36; 80; 33; 48; 15; 51	36; 80; 41; 40; 15, 51	40; 41; 33; 48; 15, 51	15; 51	36; 80	36; 80; 41; 40; 48, 33	40; 41	48; 33
Передача заднего хода							
1-я	2-я	3-я	4-я				
36; 80; 33; 48; 48; 34; 14; 51	36; 80; 41; 40; 48; 34; 14; 51	40; 41; 33; 48; 48; 34; 14; 51	48; 34; 14; 51				

Переключение передач осуществляется поворотом вертикальных валиков, связанных с вилками муфт. Валики поворачиваются бустерами гидравлической системы.

На фиг. 20 над валиками указано, в каком направлении надо повернуть их для включения той или иной передачи.

Переход от движения вперед к заднему ходу осуществляется поворотом рычага реверса 11, связанного с муфтами шестерен 7 и 10 (на фиг. 20 рычаг 11 показан в нейтральном положении).

Приборы автоматической системы располагаются в масляной ванне в верхнем отделении коробки перемены передач, под крышкой (фиг. 21).

На фиг. 22 показана полная схема гидравлического сервопривода. Работу его можно понять из нижеприводимого описания элементов схемы.

По назначению отдельных элементов автомата может быть подразделена на следующие системы:

а) регулирующую систему, служащую для автоматического регулирования давления масла;

б) сервосистему, облегчающую отжатие педали главного фрикциона;

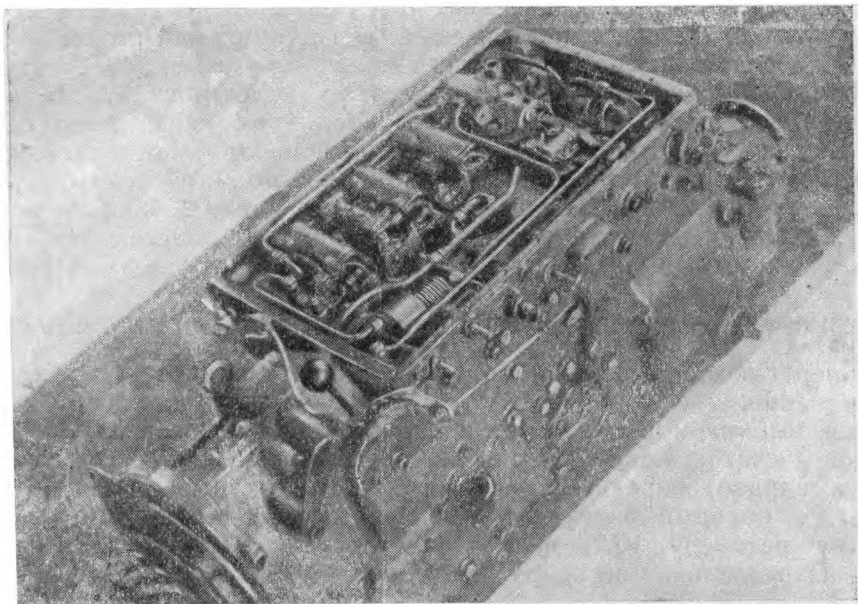
в) систему, посредством которой без участия водителя выключается главный фрикцион при переключении передач;

г) переключающую систему, управляющую движением вилок переключения передач;

д) систему, уравнивающую угловые скорости, включающую в необходимой последовательности уравнивающие устройства.

Автоматическое регулирование давления масла в системе

Давление масла в системе поддерживается двумя шестеренчатыми насосами и регулируется дросселирующей заслонкой насоса и клапаном спускного редуктора. Масло в систему сервопривода коробки перемены передач подает насос № 1 (фиг. 22). В канале, подводящем масло из масляного бака к насосу, установлена регулирующая заслонка, связанная с поршнем посредством штока.



Фиг. 21. Внешний вид коробки перемены передач танка Т-VI-H „Тигр“ (крышка снята).

В обычных условиях работы пружина отжимает поршень вниз и закрывает заслонку. При этом масло в насос поступает лишь через зазоры между боковыми торцами заслонки. Если получающегося за насосом давления масла недостаточно для работы сервоустройств, масло автоматически направляется к поршню бустера заслонки. Поршень отодвигается вверх и открывает заслонку; этим уменьшается дросселирование масла при входе и повышается давление, создаваемое насосом № 1. Из насоса № 1 масло по каналу 1 поступает к приборам переключения передач и к приборам управления главным фрикционом.

Насос № 2 обслуживает бустер главного фрикциона.

На пути подвода масла к приборам управления главным фрикционом установлен редуктор, предохраняющий систему от чрезмерного повышения давления.

При слишком большом давлении масло отжимает тарельчатый клапан от седла, и излишек сливается в масляный бак. Давление, при котором начинает срабатывать редуктор, меняется в процессе работы системы в зависимости от давления в каналах 3 и 4.

По каналу 4 масло под давлением поступает также к поршню, управляющему заслонкой насоса. Заслонка открывается тем больше, чем выше

давление в канале 4. Одновременное открытие заслонки и увеличение силы, прижимающей клапан к седлу, вызывает повышение давления масла за редуктором.

§ 1. ВЫКЛЮЧЕНИЕ ГЛАВНОГО ФРИКЦИОНА ПРИ НАЖАТИИ НА ПЕДАЛЬ

На танке Т-VI-Н нажатие на педаль главного фрикциона вызывает перемещение тяги 30, шарнирно соединенной с рычагом 31, и непосредственный поворот отводки фрикциона, соединенной с педалью механической связью. Рычаг 31 шарнирно связан с толкателем 32. Пружина золотника всегда прижимает его к толкателю. Поэтому с нажатием на педаль главного фрикциона перемещается вверх золотник VI. При опущенной педали золотник отжат вниз пружиной толкателя, более сильной, чем пружина золотника.

Масло из насоса № 1 по каналу 1 через сливной редуктор и верхнюю выточку в золотнике VI поступает в смазочную магистраль коробки перемены передач. Насос № 2 подает масло по каналу 2 в бустер главного фрикциона, включенный параллельно золотнику VI. В нижнем положении золотника VI его выточка соединяет канал 2 со сливным окном. Бустер главного фрикциона заполнен маслом, но давления в нем нет. При нажатии на педаль главного фрикциона поднимается толкатель 32, и пружина золотника перемещает его вверх; канал 2 сообщается с каналом 1. Давление в бустере главного фрикциона повышается, и шток поршня, нажимая на рычаг отводки, помогает выключать главный фрикцион.

§ 2. ВЫКЛЮЧЕНИЯ ГЛАВНОГО ФРИКЦИОНА ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ ПЕРЕДАЧ

Для переключения передач водитель смещает рычажок переключения передач влево, затем переводит его по сектору в положение, соответствующее выбираемой передаче, и вновь поворачивает рычажок вправо. Движение рычажка переключения передач в поперечной плоскости танка (влево и вправо) передается гибким тросом толкателю золотника VII. Канал 1, в который поступает масло из насоса, подводит масло к небольшому ресиверу VIII, на котором поставлен обратный шариковый клапан. Параллельно ресиверу включен пружинный аккумулятор давления XI.

Когда рычажок переключения передач не отжат влево, золотники VII и X смещены вниз пружиной и перекрывают каналы, соединенные с ресивером. Золотник X сообщает одновременно канал 4 с окном, через которое масло сливается в бак.

С отжатием рычажка переключения передач влево золотник VII перемещается вниз. Масло под давлением из ресивера через канал 6, выточку золотника VII и канал 7 направляется в полость, расположенную под золотником X, и поднимает этот золотник. Канал 4 разобщается со сливом и соединяется с каналом 6. Масло из ресивера под давлением, поддерживаемым пружиной аккумулятора, проходит через каналы 6 и 4 к поршню бустера XIV. Поршень, перемещаясь, поворачивает рычаг 31 и отжимает толкатель 32. Золотник VI поднимается под действием пружины и производит включение главного фрикциона аналогично тому, как это было описано выше для случая выжима педали.

§ 3. БУСТЕР ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Каждый из трех вертикальных валиков переключения передач соединен со штоком своего бустера. На шток свободно надеты два поршня, расположенные юбками один против другого. Поршни насажены на шток с зазором, и их перемещение вдоль штока ограничено упорными тарелками, которые прижаты пружинами к стопорному кольцу. Верхняя и нижняя полости цилиндра бустера соединены каналами 7 и 8 с цилиндром

золотника переключения передач. В средней части этого цилиндра, между каналами 7 и 8, проходит одно из ответвлений канала 1, подводящего масло от масляного насоса. Каналы 9 и 10, подведенные к цилиндру золотника с торцов, сообщают его далее с селектором, а каналы 7 и 8 связаны через выточки в золотнике со сливом в бак. Если переставить селектор в положение, при котором масло под давлением подводится к одному из каналов 9, то соответствующий золотник переместится вниз. Масло из канала 1 через канал 7 поступит в верхнюю полость бустера и, прижимая верхний поршень через пружину к нижней упорной шайбе, начнет перемешать шток вниз. Нижняя полость бустера будет при этом связана со сливом в бак через канал 8 и нижнюю выточку в золотнике. Движение штока повернет вилку переключения передач. Вилка выведет из зацепления зубчатые муфты и, передвигая их по шлицам шестерен, введет в зацепление с соседними шестернями, если угловые скорости шестерен и муфт равны.

В зависимости от направления, в котором должен переместиться тот или иной шток бустера при заданном переключении передач, селектор соединяет оба канала (9 и 10) со сливом в бак или же один из них с масляным насосом. Второй канал при этом обязательно соединяется со сливом в бак. Если угловые скорости муфт и шестерен не равны, шток бустера остановится, не дойдя до конца, и муфта останется прижатой к торцевым зубьям шестерен силой давления масла на поршень бустера. Максимальная величина этого усилия, прижимающего скосы муфты к скосам торцевых зубьев шестерен, ограничивается пружиной, установленной между упорными шайбами поршней бустера; при чрезмерном давлении масла поршень, отжимая шайбу от опорного кольца смещается относительно штока и перепускает часть масла в бак.

§ 4. СЕЛЕКТОР

Перемещение рычажка переключения передач в продольной плоскости вызывает поворот валика селектора и связанного с ним через зубчатый сектор золотника селектора.

Пружинный фиксатор закрепляет любое из восьми положений золотника, соответствующих восьми передачам, которые могут быть установлены в коробке перемены передач. Масло под давлением подводится по каналу 11 к осевому отверстию в золотнике. Радиальные отверстия в золотнике селектора связывают каналы 9 и 10, идущие от золотника всех бустеров, с осевым отверстием в золотнике или со сливом в бак. Радиальные отверстия расположены так, что если канал 9, идущий от золотника какого-либо бустера, связан с осевым отверстием в селекторе и через него с каналом 11, то канал 10, идущий от этого же бустера, сообщен через золотник со сливом в картер и наоборот.

Каждой передаче соответствует такое соединение каналов, при котором масло, подведенное под давлением к каналу 11, заставляет поршни бустеров переключения передач переместиться в положение, обеспечивающее включение этой передачи.

§ 5. ПОДВОД МАСЛА К СЕЛЕКТОРУ

Канал 11, подающий масло к осевому отверстию в золотнике селектора, соединен с окном, которое перекрывается золотником XV. Золотник XV расположен в общем корпусе с золотником VI. Пружина, прижимающая золотник VI к толкателю, упирается нижним концом в верхний торец золотника XV. Нижний конец золотника XV несет тарелку, которая размещена в полости, сообщающейся с каналом 2. Канал 2 соединен с бустером главного фрикциона и имеет ответвление, подводящее масло к верхней части золотника XV.

Если главный фрикцион выключен, то в его бустере, а значит и в канале 2, давления нет; пружина отжимает золотник XV вниз. Выточка в золотнике соединяет канал 11 со сливным окном, а золотник V перекрывает ответвление канала 2.

При выключении главного фрикциона, независимо от того, производится ли это выключение педалью или перемещением рычага переключения передач, давление масла в канале 2 повышается. Это повышение давления передается под золотник V и поднимает его до тех пор, пока нижняя тарелка золотника не упрется в корпус. Золотник перекрывает сливное окно, масло из канала 2 по выточке золотника поступает в канал 11. Подъем золотника V вызывает одновременно поджатие пружины, обеспечивающее подъем золотника VI, если толкатель 32 отжат, и, наоборот, опускание золотника VI влечет за собой опускание золотника XV. Подобная система подвода масла к селектору обеспечивает безопасность переключения передач: включение главного фрикциона всегда связано с падением давления масла в канале 2, а значит в канале 11 и в селекторе. Поэтому переключение передач прекращается, если почему-либо (например, вследствие какой-либо неисправности) включается главный фрикцион.

§ 6. УРАВНИВАНИЕ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ ПРИ СРАБАТЫВАНИИ ТРЕТЬЕГО БУСТЕРА

В каждом бустере имеется уравнивающий золотник, посредством которого масло перепускается к приспособлениям системы, уравнивающей угловые скорости. Уравнивающий золотник XIII третьего бустера связан перепускными каналами с корпусом бустера. Шток бустера выполнен с выточками, сообщающими при движении его перепускные каналы со сливом или с внутренней полостью бустера. Две торцевые пружины фиксируют среднее положение уравнивающего золотника XIII, при котором канал 1, подводящий масло, закрыт, а каналы 18 и 19 соединены со сливом. Каналы 18 и 19 сообщены с корпусом золотника XVI, управляющего приводом к дросселю двигателя. Если по одному из этих каналов масло под давлением не подается, пружина золотника XVI отжимает его вниз, и бустер привода к дросселю через канал 3 соединяется со сливом, а подвод масла из канала 1 перекрывается верхним поршнем золотника. При подводе масла под давлением к любому из каналов 18 или 19 золотник XVI смещается вверх, отключает канал 3 от сливного окна и сообщает его с маслоподводящим каналом 1.

Если поршень бустера переключения передач находится в любом крайнем положении, выточки штока поршня соединяют каналы 12 и 13 со сливом в бак. При перемещении поршней во время переключения передач примерно с середины их хода выточки в штоке связывают каналы 12 и 13 с внутренними полостями бустера, а тело штока перекрывает слив.

Когда поршни движутся вверх, масло под давлением, подведенное к полости бустера под поршнем, распространяется по каналу 12, а канал 13 через верхнюю полость бустера и золотник XII соединяется со сливным окном. Если же, наоборот, поршни движутся вниз, то масло под давлением, подведенное к верхней полости бустера, распространяется по каналу 13, а со сливом связан канал 12.

Ход поршней бустера переключения передач вверх связан с таким переключением муфт, которое требует для уравнивания увеличения угловых скоростей шестерен. Если скорости не равны, поршни, пройдя примерно половину полного хода, останавливаются, так как дальнейшему движению муфт переключения препятствуют скосы зубьев.

Давление масла, подводимого по каналу 12, вызывает перемещение вверх золотника XIII и перепуск его из канала 1 в канал 18 и далее к золотнику XVI. Одновременно перемещаются вверх золотники XIII первого и второго бустеров, что вызывает подвод масла под давлением и

к бустеру конуса-ускорителя. Конус-ускоритель включается и одновременно срабатывает золотник *XVI*, отключая сливное окно от канала *3* и соединяя последний с маслоподводящим каналом *1*. По каналу *3* масло подводится к бустеру привода дросселя двигателя, и обороты двигателя увеличиваются, даже если водитель уменьшил нажим на акселератор. Это приводит к увеличению скорости вращения шестерни *2* (фиг. 20). Как только угловые скорости шестерни и муфты уравниваются, муфта включится, поршень бустера переключения передач (фиг. 22) дойдет до своего крайнего положения и выточки в штоке вновь сообщат канал *12* со сливом в бак. Золотник *XIII* займет среднее положение, и канал *18* свяжется со сливным окном. В результате выключится конус-ускоритель и вернется в исходное положение золотник *IV*. Канал *3* также соединится со сливным окном, и дроссель двигателя будет закрываться до тех пор, пока не дойдет до упора, связанного с акселератором.

При ходе поршней бустера вниз для уравнивания угловых скоростей необходимо шестерню притормозить. Начиная примерно от середины хода штока, масло под давлением подводится к каналу *13*, и золотник *XIII* смещается вниз. Давление масла из канала *1* передается в канал *19* и далее к бустеру, включающему конусный тормоз последнего ряда шестерен. По достижении равенства скоростей муфта включается, поршни бустера переключения передач достигают крайнего положения, и выточки штока перекрывают путь масла к каналу *13* и отводят его к сливу в бак. Золотник *XIII* устанавливается в среднее положение, и тормоз выключается.

§ 7. УРАВНИВАНИЕ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ ПРИ СРАБАТЫВАНИИ ВТОРОГО БУСТЕРА

Передача масла под давлением из бустера переключения передач к золотнику *XIII* при перемещении поршней происходит так же, как в третьем бустере. Перемещение золотника *XIII* вверх также вызывает включение конуса-ускорителя и увеличение оборотов двигателя путем открытия дросселя, даже при отпущенной педали акселератора.

С перемещением золотника *XIII* вниз масло из канала *1* поступает в канал *17* и далее к бустеру тормоза второго ряда шестерен. В остальном уравнивающая система работает вполне аналогично описанной выше.

§ 8. УРАВНИВАНИЕ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ ПРИ СРАБАТЫВАНИИ ПЕРВОГО БУСТЕРА

Работа уравнивающей системы первого бустера отличается от описанной выше только тем, что при перемещении золотника *XIII* вниз масло из канала *1* поступает в канал *15*.

Канал *15* соединен с бустером главного конусного тормоза и с золотником *IV*. Поэтому при подводе масла под давлением к каналу *15* главный конусный тормоз включается. Одновременно золотник *IV* перепускает масло в канал *3* и включает привод к дросселю двигателя. Происходит торможение двигателем первого ряда шестерен.

§ 9. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЙ КЛАПАН СИСТЕМЫ, УРАВНИВАЮЩЕЙ УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ

В систему управления уравнивающими устройствами включен предохранительный клапан, препятствующий включению конуса-ускорителя при включенном тормозе. Канал *14* подводит масло не непосредственно к бустеру конуса-ускорителя, а через пластинчатый клапан предохранителя, отжатый пружиной вниз. Клапан соединен с поршнями, к которым подведены отводы от каналов *17* и *19*.

Если тормоз второго или третьего ряда шестерен включен, то в канале *19* или *17* масло находится под давлением. Действуя на поршень, масло сжимает пружины и закрывает клапан, канал *14* при этом перекрывается.

§ 10. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПРИБОРОВ СИСТЕМЫ, УРАВНИВАЮЩЕЙ УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ

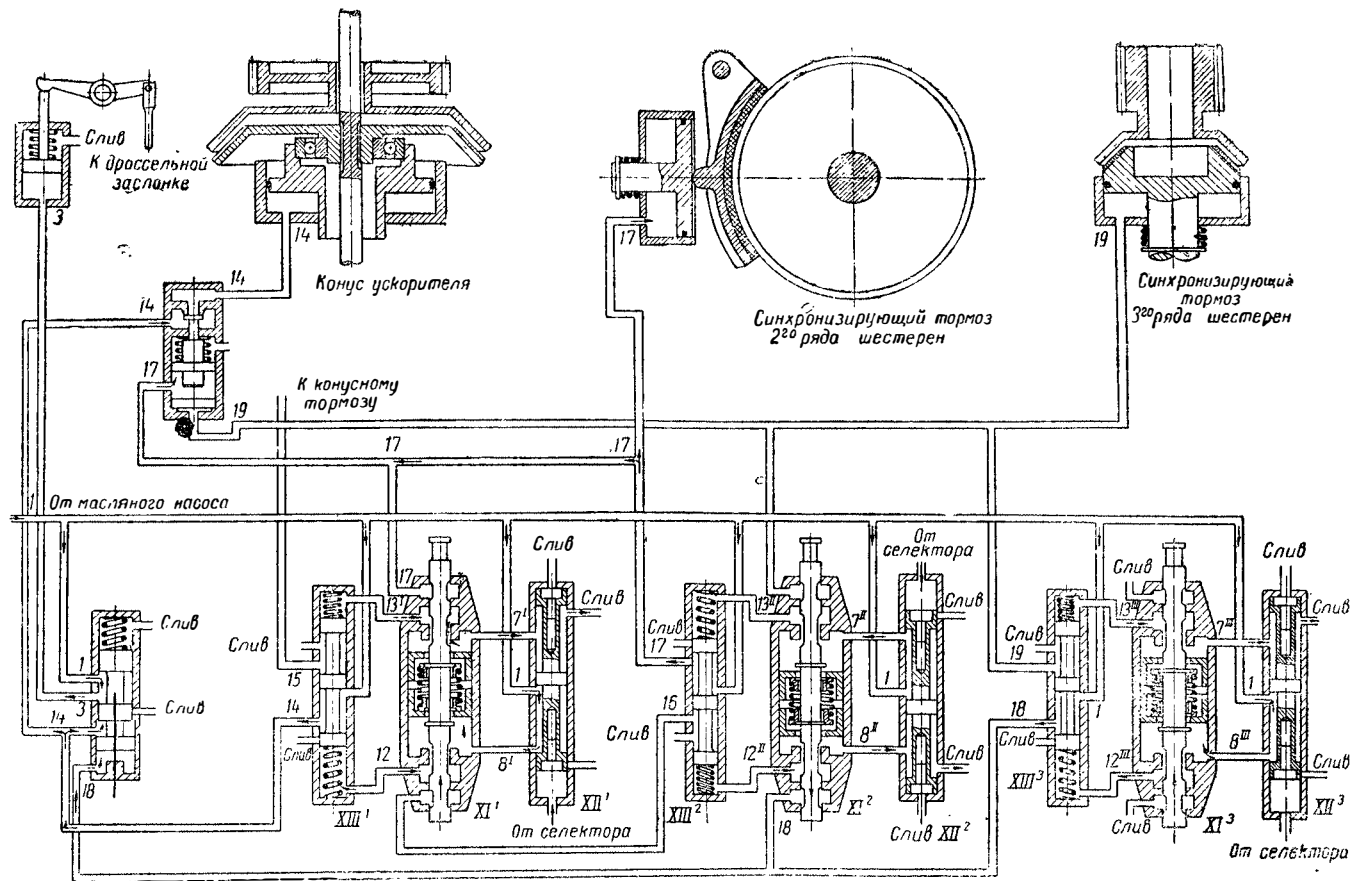
Если бы описанные выше уравнивающие устройства всех бустеров переключения передач срабатывали одновременно, уравнивание скоростей было бы затруднено, и возникла бы опасность поломки торцевых зубьев муфт или шестерен.

На танке Т-VI уравнивание угловых скоростей, необходимое для переключения каждой пары муфт, происходит поочередно, причем все переключаемые муфты выключаются одновременно, а скорости уравниваются, и муфты включаются последовательно одна за другой. При этом, если один бустер осуществил включение своих муфт, то его уравнивающие устройства иногда используются для ускорения действия устройства другого бустера и т. д. Для осуществления такого взаимодействия уравнивающих устройств все бустеры связаны друг с другом перепускными каналами.

Непосредственно со сливом соединена лишь выточка в штоке третьего бустера. Однако при любом из крайних положений поршней всех бустеров торцевые полости всех золотников *XIII* оказываются связанными через перепускные каналы со сливом. Если для переключения передач требуется движение всех трех вилок переключения, то при подводе масла под давлением к селектору поршни всех бустеров начинают двигаться одновременно и останавливаются, дойдя примерно до середины бустера, так как дальнейшему движению препятствуют скосы на торцевых зубьях при неравных скоростях муфты и шестерни. Во всех бустерах давление через выточки штоков передается в одну из торцевых камер золотника *XIII*, и все золотники *XIII* смещаются в ту же сторону, что и штоки соответствующих им бустеров. Для уравнивания угловых скоростей надо ускорить соответствующую шестерню, если шток движется вверх, и притормозить ее, если шток движется вниз.

На фиг. 23 показано положение, занимаемое штоками перед уравниванием, если поршни первого и третьего бустеров движутся вверх, а второго бустера — вниз.

Когда поршень третьего бустера занимает среднее положение при движении вверх, масло подводится к каналу *12^{III}* и перемещает вверх золотник *XIII³*. Масло, подводимое из канала *1* в канал *18*, не вызывает работы конуса-ускорителя, так как при среднем положении второго штока выход масла из канала *18* в канал *12^{II}* перекрыт. Когда шток второго бустера занимает среднее положение при движении вниз, золотник *XIII²* перемещается вниз и масло перепускается в канал *17*. При этом включается тормоз второго ряда шестерен. Как только осуществится полное уравнивание угловых скоростей, второй бустер дождет вилку переключения передач и включит свою муфту. Шток бустера займет крайнее нижнее положение. Движение вверх штока первого бустера приводит к движению вверх золотника *XIII¹* и к подводу масла в канал *14*. До конца работы уравнивающей системы второго бустера подвод масла к каналу *14*, благодаря действию предохранительного клапана, не вызывал включения конуса-ускорителя. Как только второй бустер сработает, предохранительный клапан перестает препятствовать подводу масла к бустеру конуса-ускорителя, и бустер включается. Происходит уравнивание угловых скоростей, и муфты, управляемые первым бустером переключения передач устанавливаются на место, после чего канал *14* связался бы со сливом, если бы в крайнем положении находился шток третьего бустера. Но включения муфт третьего бустера еще не произошло, и масло под давлением из канала *8* через выточки второго штока и канал *12^{II}* подается под золотник *XIII¹* и смещает его вверх. Из канала *1* масло по каналу *16* и по выточке первого штока поступает в канал *12^I* и передается под золотник *XIII¹*, который также смещается вверх. Канал *1* связывается с каналом *14*, и конус-ускоритель остается включенным до тех пор, пока не произойдут уравнивание скоростей и включение муфт третьего бустера.



Фиг. 23. Схема работы системы уравнивания угловых скоростей при перемещении вверх поршней первого и третьего бустеров и вниз — поршня второго бустера.

Аналогично взаимодействуют приборы уравнивания скоростей во всех случаях, когда часть штоков бустеров переключения передач движется вверх и требует для уравнивания скоростей ускорения шестерен, а часть штоков — вниз и требует для уравнивания приторможения шестерен. Несколько иначе взаимодействуют приборы в том случае, когда все штоки движутся вниз (фиг. 24). Выключение муфт происходит также одновременно во всех бустерах. Примерно на середине хода штоков одновременно смещаются вниз все три золотника *XIII*, и масло под давлением из канала 1 подается в каналы 15, 17 и 19.

Все три уравнивающих тормоза включаются одновременно, причем наиболее эффективно работает главный конусный тормоз, поскольку торможение им осуществляется от двигателя. Благодаря этому сначала срабатывает первый бустер. После срабатывания первого бустера конусный тормоз, однако, не выключается и продолжает оставаться включенным, так как к каналу 13^f масло под давлением подводится из канала 17 и через выточку штока. Второй ряд шестерен, несколько подторможенных своим тормозом за время работы первого бустера, начнет теперь более эффективно тормозиться осевым конусным тормозом. Как только скорости второго ряда шестерен и их муфт будут уравнены, второй бустер закончит работу, но ни главный конусный тормоз, ни тормоз второго ряда шестерен не выключается, если не сработал третий бустер, так как масло под давлением из канала 19 через выточку в штоке второго бустера продолжает подводиться к каналу 13^h. Последний ряд шестерен подтормаживается своим конусом, конусом второго ряда и главным конусным тормозом. Лишь после включения всех муфт система возвращается в исходное положение. Конус-ускоритель и все тормозы выключаются, так как их бустеры связываются со сливом.

§ 11. ПОДТОРМАЖИВАНИЕ ШЕСТЕРЕН ПРИ РЕВЕРСЕ

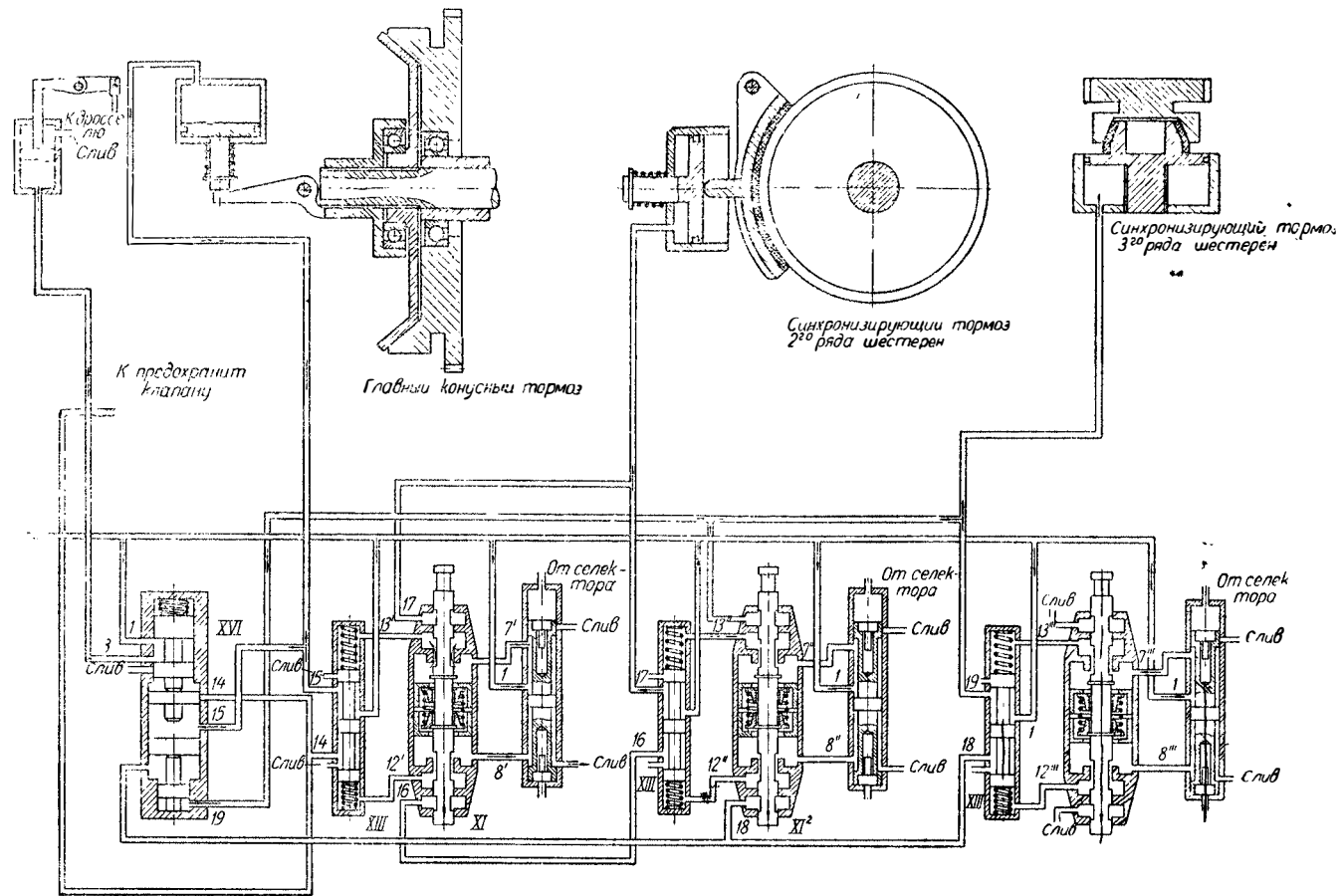
Для облегчения перехода от переднего хода к заднему и наоборот, в гидросистему включено специальное устройство, тормозящее шестерни при установке ручки реверса в нейтральное положение и при выжимании педали главного фрикциона.

Бустер тормоза второго ряда шестерен имеет дополнительный поршень меньшего диаметра. К цилиндру этого поршня подведено через золотник ответвление от канала 2, связанного с бустером главного фрикциона. Золотник соединяет ответвление канала 2 с цилиндром или со сливом.

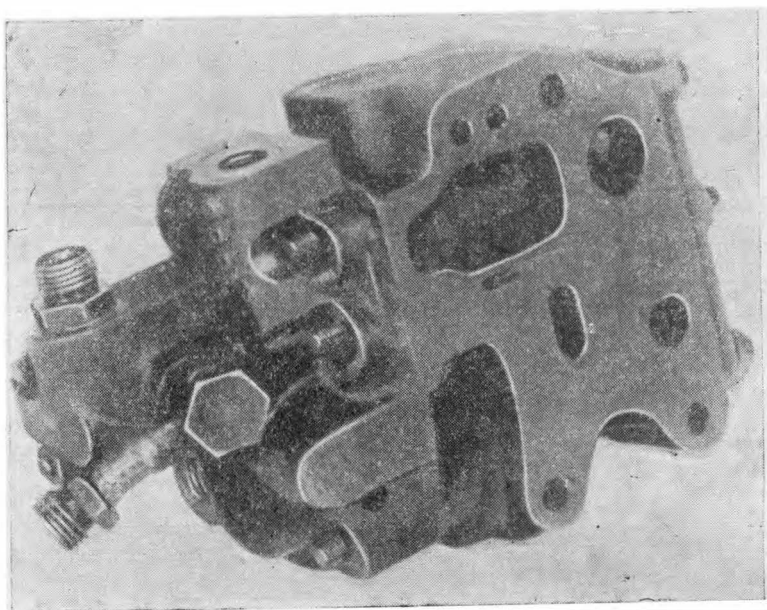
Пружина отжимает золотник влево; поджимается золотник трехгранным кулаком, жестко связанным с рычагом реверса. Когда какая-либо передача включена вперед или назад, золотник отжат пружиной, и ответвление канала 2 связано со сливом и разъединено с бустером тормоза. Наличие слива с небольшим расходом не препятствует выключению главного фрикциона. При переводе с переднего хода на задний или наоборот рычаг реверса проходит нейтральное положение при выжатой педали главного фрикциона. Давление масла в канале 2 повышается, и золотник, перемещаясь вправо, открывает проход маслу из канала 2 в бустер тормоза. Тормоз второго ряда шестерен тормозит (при выключенном главном фрикционе) шестерни и облегчает переключение муфт, связанных с рычагом реверса.

В систему управления коробкой перемены передач включен один из приборов управления механизмом поворота танка. Поворот танка при отжатой педали главного фрикциона требует иногда подтормаживания всего блока шестерен коробки перемены передач*. Для этой цели используются отдельный тормоз, действующий на ведомый барабан главного фрикциона.

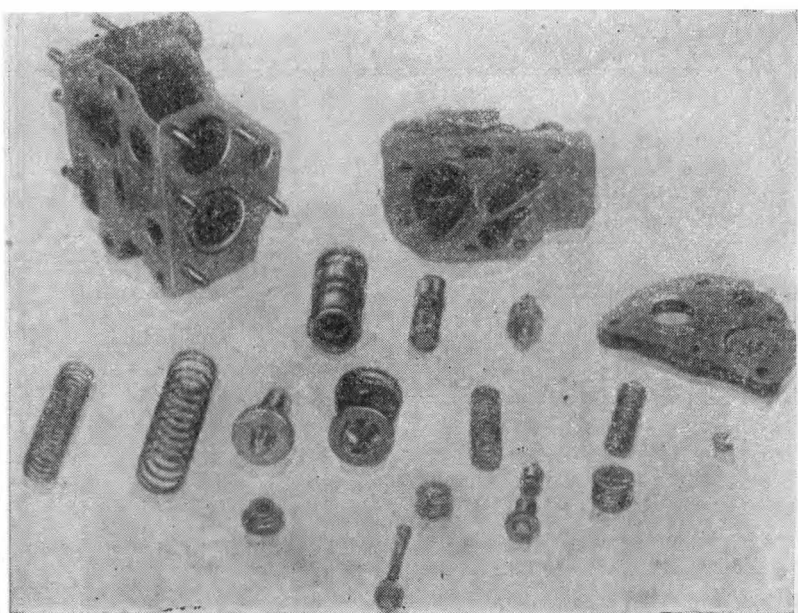
* См. М. А. Айзерман, Механизмы поворота танков (Основы теории), 1947 г.



фиг. 24. Схема работы системы уравнивания угловых скоростей при движении поршней всех трех бустеров вниз.



А



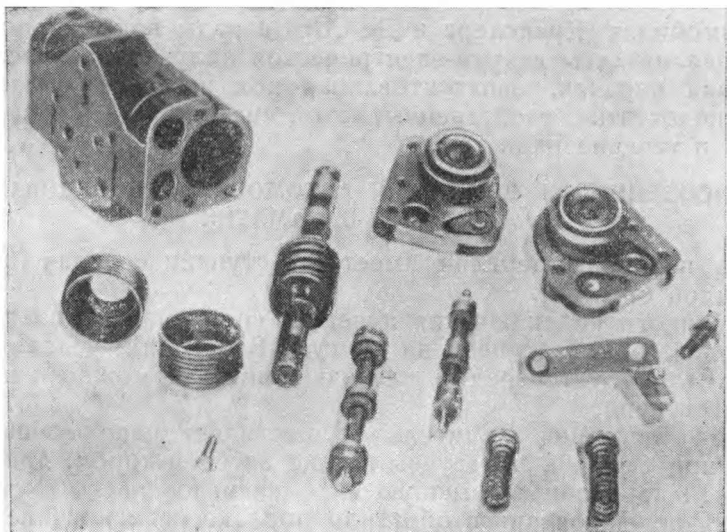
Б

Фиг. 25. Гидрореле.
А—общий вид; Б—детали.

Масло к бустеру, включающему этот тормоз, подводится из канала 2 (где оно находится под давлением лишь при выжатом главном фрикционе) через золотник при нажатии на кнопку на боковой стенке коробки перемены передач, у рычажка переключення передач.

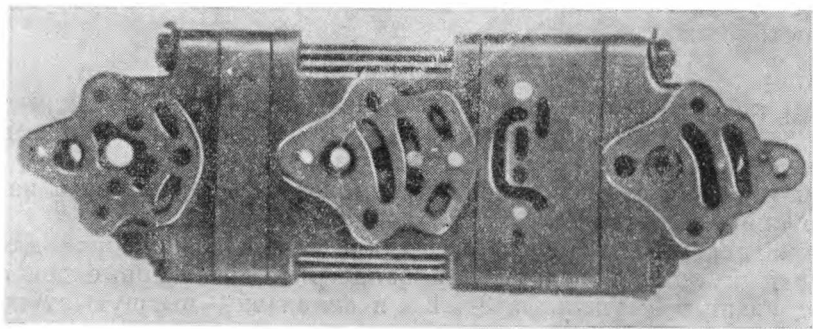
§ 12. РАСПОЛОЖЕНИЕ ПРИБОРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Все приборы гидравлического привода расположены в верхней части картера коробки перемены передач, образующей верхнее отделение масляного бака. Таким образом, все приборы постоянно находятся в масле (фиг. 21).



Фиг. 26. Детали бустера.

Регулятор давления, золотник включения главного фрикциона, золотник, управляющий открытием дросселя двигателя, и золотник, действующий



Фиг. 27. Переходная коробка.

щий на регулируемую заслонку насоса, объединены в один агрегат (гидрореле), показанный на фиг. 25.

В корпусе каждого бустера находятся золотник бустера и уравнивающий золотник, управляющий уравниванием угловых скоростей муфт, переключаемых данным бустером.

На фиг. 26 изображены детали одного из бустеров переключения передач. Бустеры и селектор смонтированы на переходной коробке (фиг. 27), внутри которой выполнены каналы, осуществляющие связь между бустерами. Благодаря размещению приборов в масляной ванне и большой производительности насосов удается снизить требования к герметичности всех соединений и сопряжений.

ГЛАВА III

СИСТЕМА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ВАКАМАТИК

На автомобилях Крайслера и Де-Сото в годы войны и послевоенные годы устанавливалась вакуум-электрическая полуавтоматическая система переключения передач, запатентованная под названием Вакаматик. Несмотря на недостатки, свойственные этой системе, она успешно эксплуатировалась в течение ряда лет.

§ 1. ОСОБЕННОСТИ ВОЖДЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ, ОБОРУДОВАННОГО СИСТЕМОЙ ВАКАМАТИК

Коробка перемены передач имеет две ступени передач (по две передачи в каждой ступени).

Рычаг ручного переключения и педаль сцепления используются лишь для перехода с одной ступени на другую. В обычных условиях движения переход этот требуется редко, так как движение можно начинать сразу на высшей ступени.

Во время движения водитель осуществляет переключение передач внутри данной ступени, пользуясь только акселератором: для переключения с низшей передачи на высшую надо на мгновение отпустить акселератор, а для переключения в обратном порядке на мгновение нажать его доотказа. Приборы системы ограничивают скорость движения, при которой водитель может осуществить переключение, пользуясь акселератором, и осуществляют вне зависимости от воли водителя переключение на низшую передачу данной ступени, если скорость автомобиля снизилась ниже определенного предела, а водитель не осуществил этого переключения.

При некоторых скоростях движения автомобиль обладает свободным ходом, нет эффекта торможения двигателем, и вождение требует поэтому особой осторожности.

§ 2. КОРОБКА ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ

Между коленчатым валом двигателя и коробкой перемены передач устанавливаются последовательно гидравлическая муфта и однодисковое сцепление обычной конструкции.

Кинематическая схема коробки перемены передач показана на фиг. 28, а конструкция ее видна на фиг. 29.

Коробка перемены передач обеспечивает четыре передачи для движения вперед и одну передачу для заднего хода. Первые две передачи образуют низшую ступень, а 3-я и 4-я передачи — высшую ступень.

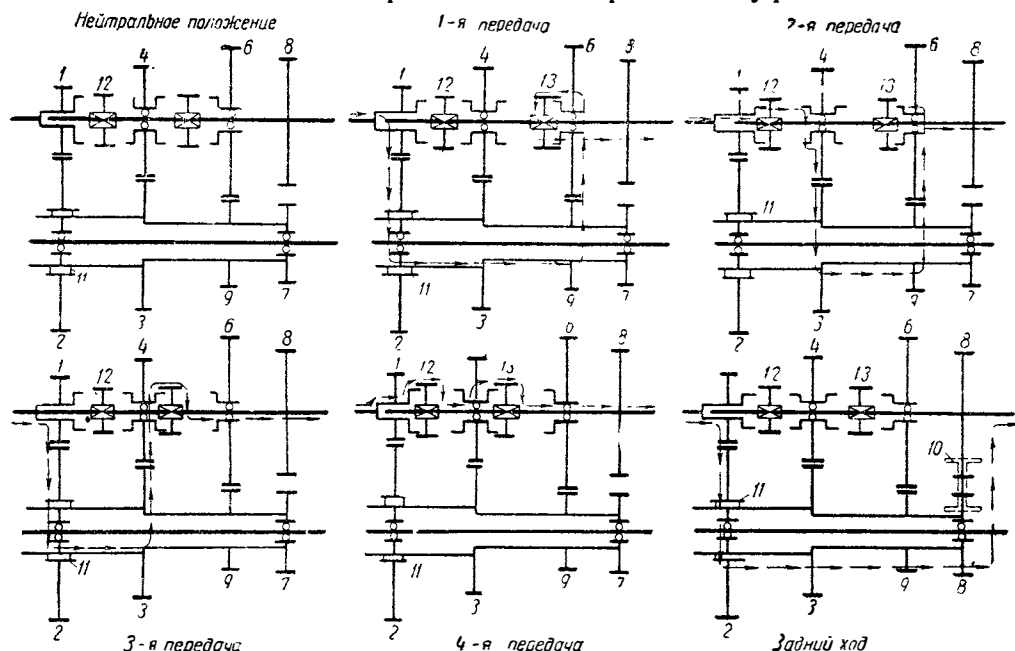
С ведомым валом сцепления связана шестерня 1, находящаяся в постоянном зацеплении с шестерней 2, которая через автолוג соединена с промежуточным валом.

Шестерни 3 и 5, сидящие на промежуточном валу, находятся в постоянном зацеплении с шестернями 4 и 6. Обе эти шестерни могут свободно вращаться относительно ведомого (главного) вала коробки перемены передач. Их соединение с ведомым валом осуществляется муфтой 13, снабженной конусными фрикционными синхронизаторами с инерционной блокировкой.

Шестерня 4 имеет, кроме того, дополнительный зубчатый венец, по которому может перемещаться муфта 12. При смещении этой муфты влево она непосредственно связывает шестерни 1 и 4. Заклинивания шестерен 1—2—3—4 при этом не происходит благодаря автологу 11, который позволяет промежуточному валу вращаться быстрее шестерни 2. Муфта 12 также снабжена конусным фрикционным синхронизатором.

Муфта 13 управляется вручную. Ею производится переключение с низшей ступени на высшую и наоборот. Переключение передач внутри данной ступени производится муфтой 12, которая перемещается с помощью приборов электро-вакуумной полуавтоматической системы.

Для получения низшей ступени муфта 13 смещается направо и соединяет ведомый вал с шестерней 6. Если при этом муфта 12 выключена,



Фиг. 28. Кинематическая схема коробки перемены передач (шестерни обозначены теми же номерами как и на фиг. 29).

т. е. смещена вправо, в коробке перемены передач осуществляется 1-я передача. Если, переместив муфту 12 влево, непосредственно соединить шестерни 1 и 2, то будет включена 2-я передача.

Переключение с низшей ступени на высшую осуществляется перемещением муфты 13 влево. Вместо шестерни 6 с ведомым валом соединяется шестерня 4. При правом положении муфты 12 устанавливается 3-я передача. Перемещение муфты 12 влево обеспечивает 4-ю передачу — прямую.

На 1-й и 3-й передачах крутящий момент передается через блокируемый автолог, поэтому на этих передачах автомобиль имеет свободный ход, т. е. при освобождении педали акселератора нет торможения двигателем, и автомобиль движется накатом. На 2-й и 4-й передачах свободного хода нет, и торможение двигателем происходит нормально.

Задний ход осуществляется через дополнительные шестерни 7 и 8, связанные через промежуточную шестерню 10. Шестерня 10 включается ручным приводом при нейтральном положении муфты 13.

Ручной привод к муфте 13 и к шестерне заднего хода 10 имеет обычную конструкцию и на фиг. 29 не показан.

Муфта 12 перемещается поворотом промежуточного рычага 15. С рычагом 15 связан, как это показано на фигуре пунктиром, рычаг 16, вращающийся на оси, расположенной примерно посредине рычага.

К нижнему концу рычага 16 прикреплена возвратная пружина, стремящаяся оттянуть этот конец рычага вправо и включить тем самым муфту 12. Для того чтобы выключить муфту 12, надо повернуть нижний конец рычага 16 влево, преодолевая усилие растягивающейся возвратной пружины.

§ 3. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ПРИБОРОВ СИСТЕМЫ ВАКАМАТИК

На фиг. 29 показана принципиальная схема приборов системы Вакаматик, ведающих переключением передач внутри данной ступени, т. е. перемещением муфты 12.

Система состоит из вакуумного сервобустера 15, центробежного выключателя тока 16 и ножного выключателя 17, связанного с педалью акселератора и управляемого водителем.

§ 4. ВАКУУМНЫЙ СЕРВОБУСТЕР

Диафрагма вакуумного сервобустера соединена со штоком. Левый конец штока выходит наружу через уплотнительное кольцо, предохраняющее бустер от попадания пыли. Он упирается в нижний конец рычага 16, перемещающего муфты переключения передач. Правый конец штока центрируется в корпусе бустера, входя в специальное цилиндрическое гнездо и перемещаясь при движении штока вдоль гнезда. На этом конце штока выполнены три выточки. При определенных положениях штока в эти выточки могут входить фиксирующая собачка, расположенная над штоком, и шарик прерывателя зажигания двигателя, расположенного под штоком.

Во внутренней полости А бустера, справа от диафрагмы, расположена коническая пружина, стремящаяся сместить диафрагму и ее шток в крайнее левое положение, показанное на фиг. 29.

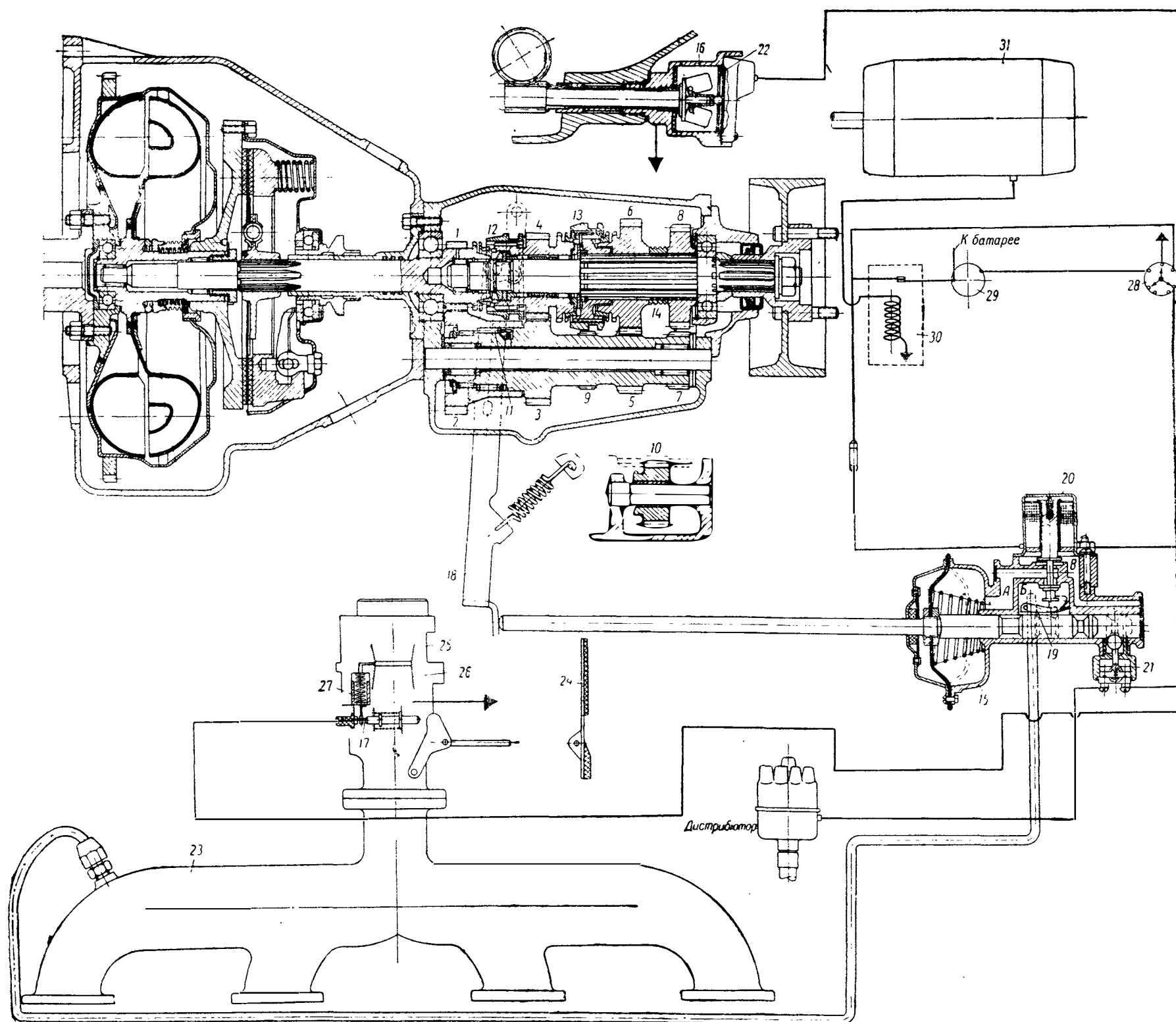
В корпусе бустера выполнена полость Б, всегда соединенная со всасывающим коллектором двигателя: при работе двигателя в этой полости поддерживается вакуум, примерно равный вакууму во всасывающей трубе двигателя.

Канал, связывающий полости А и Б, может быть перекрыт пластинчатым двойным клапаном. При смещении клапана вверх нижняя пластина клапана садится на гнездо и разъединяет полости А и Б; при этом положении клапана в полости Б нет вакуума. Она связана с полостью В и далее через специальный канал с атмосферой.

При перемещении клапана вниз его нижняя пластина открывает гнездо, а верхняя пластина, наоборот, садится на свое гнездо. Полость А разобщается от полости В и соединяется с полостью Б. Воздух из полости А отсасывается во всасывающую трубу двигателя. Если перепад давления, создаваемый вакуумом достаточен для того, чтобы преодолеть усилие конической пружины, то диафрагма, сжимая пружину, перемещается вправо.

Фиксирующая собачка 19 связана с клапаном. При нижнем положении клапана она опущена и, входя в выточку штока, препятствует его смещению влево. При верхнем положении клапана собачка поднята и не препятствует перемещению штока.

Клапан связан с сердечником соленоида и перемещается вместе с ним. Пружина, действующая на сердечник соленоида, стремится сместить его вместе с клапаном вниз. При подводе тока соленоид втягивает сердечник вверх, клапан соединяет полости А и В с атмосферой, собачка поднята, и пружина смещает диафрагму вместе с поршнем влево (положение это показано сплошными линиями на фиг. 29). Шарик прерывателя зажигания 21 поднят вверх до упора, и разомкнуты контакты, замыкание которых вызывает выключение зажигания двигателя.



Фиг. 29. Принципиальная схема системы Вакаматик:

1—8—основные шестерни коробки перемены передач; 9—шестерня привода регулятора; 10—шестерня заднего хода; 11—автотол (втулка свободного хода); 12 и 13—синхронизаторы; 14—шестерня привода спидометра; 15—вакуумный сервобустер; 16—центробежный выключатель тока; 17—ножной выключатель; 18—рычаг переключения муфты; 19—собачка; 20—соленоид; 21—прерыватель зажигания; 22—контакт тока возбуждения соленоида; 23—всасывающая труба двигателя; 24—акселератор; 25—карбюратор; 26—диффузор карбюратора; 27—вакуумный ограничитель; 28—выключатель зажигания; 29—амперметр; 30—реле; 31—динамо.

Если прервать ток в цепи соленоида, то его сердечник опустится вниз, и клапан соединит полости *A* и *B*. У диафрагмы создается вакуум. Одновременно собачка опустится вниз, в выточку штока. Если перепад давлений достаточен для того, чтобы преодолеть усилие пружины, то диафрагма и шток начнут перемещаться вправо и при достаточном перепаде давления займут крайнее правое положение, показанное на фиг. 29 пунктиром. Собачка не препятствует перемещению штока вправо. Во время движения штока шарик прерывателя зажигания выжимается из правой выточки штока, и зажигание двигателя выключается до тех пор, пока шток не займет крайнего правого положения, и шарик не войдет в среднюю выточку штока. При уменьшении вакуума обратного движения штока не происходит, так как шток удерживается собачкой.

Если теперь при крайнем правом положении штока вновь включить ток в цепи соленоида, то сердечник втянется, поднимет собачку и, отсоединив камеру *B* от *A*, соединит последнюю через камеру *B* с атмосферой. Диафрагма и шток под воздействием пружины сместятся в крайнее левое положение и сохранят его до тех пор, пока возбужден соленоид.

§ 5. ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ МАЯТНИК

Центробежный маятник *16* служит для замыкания и размыкания электрической цепи соленоида вакуумбустера. Валик центробежного маятника приводится во вращение от винтовой шестерни, установленной на промежуточном валу коробки перемены передач.

При увеличении скорости автомобиля и, следовательно, при повышении числа оборотов промежуточного вала грузы центробежного маятника расходятся и поднимают стаканчик, надетый на верхний конец валика центробежного маятника. Перемещение стаканчика вызывает размыкание контактов: к одному из этих контактов подведен провод, соединенный с соленоидом, а второй контакт замкнут на массу. При уменьшении скорости грузы сходятся, и при достижении определенной величины контакты замыкаются.

Благодаря тому, что грузы перемещаются с трением, число оборотов вала (соответственно скорость автомобиля), при котором размыкаются контакты, несколько больше, чем число оборотов (скорость автомобиля), при котором контакты замыкаются.

Одному и тому же числу оборотов промежуточного вала коробки соответствуют разные скорости движения в зависимости от того, какая включена передача. В соответствии с этим скорость автомобиля, при которой происходит замыкание или размыкание контактов, также зависит от того, какая включена передача.

§ 6. НОЖНОЙ ВКЛЮЧАТЕЛЬ

Ножной включатель также предназначен для включения тока в цепи соленоида. Размещен ножной включатель на карбюраторе двигателя и управляется педалью акселератора.

Для того чтобы замкнуть контакт ножного включателя, водитель должен нажать педаль акселератора до упора, переведя ее за крайнее положение, соответствующее полному дросселю. При этом дроссель остается полностью открытым, а стержень включателя, сжимая пружину, смещается до упора в контакт и замыкает его на массу. При освобождении педали акселератора стержень выключателя отжимается пружиной от контакта.

Длина стержня подобрана так, что соединение стержня с контактом возможно только через промежуточную пластину. Эта пластина связана с поршнем вакуумного ограничителя. Полость над этим поршнем соединена с горловиной диффузора карбюратора. При большом числе оборотов двигателя разрежение в горловине диффузора достаточно для того, чтобы

создать силу, под действием которой поршень ограничителя, сжимая пружину, переместится вверх и сместит вверх промежуточную пластину. В этом случае нажим на акселератор не вызывает замыкания тока, так как стержень выключателя не может быть соединен с контактом. При уменьшении числа оборотов двигателя, по мере падения вакуума в диффузоре, промежуточная пластина, опускаясь вниз, размещается между контактом и стержнем так, что нажимом на акселератор до отказа можно включить ток, замкнув контакт через промежуточную пластину и стержень на массу.

§ 7. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПРИБОРОВ СИСТЕМЫ НА РАЗНЫХ РЕЖИМАХ

Нейтральное положение

При установке рычага ручного управления в нейтральное положение муфта 13 выключена и вращение от двигателя не передается на ведомый вал. Если при этом автомобиль стоит, то соленоид находится под током, так как цепь соленоида замкнута на массу. Шток вакуумбустера находится в крайнем левом положении; пружина бустера преодолевает усилие возвратной пружины рычага 15 и муфта 12 смещена в крайнее правое положение.

Включение низшей ступени и начало движения

Для начала движения надо, отжав педаль сцепления, выключить его и, переставив рычаг ручного управления в положение низшей ступени, включить сцепление. В коробке перемены передач включается 1-я передача, но движение не начнется, если акселератор отпущен, так как обороты двигателя не достаточны для передачи крутящего момента гидромuftой.

При нажиме на акселератор обороты двигателя увеличиваются и по мере включения гидромuftы начинается движение автомобиля на 1-й передаче.

Движение на низшей ступени

Движение на 1-й передаче происходит до тех пор, пока водитель не отпустит на мгновение педаль акселератора. Если скорость автомобиля в этот момент превышает 13 км/час, то, отпустив на мгновение педаль акселератора, водитель может включить 2-ю передачу.

При движении на 1-й передаче со скоростью, превышающей 13 км/час, грузы центробежного маятника размыкают контакт и выключают ток в цепи соленоида. Полость А вакуумбустера сообщается со всасывающей трубой, но, до тех пор пока дроссель карбюратора открыт, вакуум не создаст усилия, достаточного для того, чтобы отжать диафрагму и преодолеть усилие пружины. Отпустив на мгновение акселератор водитель, обеспечивает кратковременное, но значительное увеличение вакуума во всасывающей трубе. Этот вакуум создает силу, под действием которой диафрагмы смещаются вправо и возвратные пружины рычага 16 перемещают вправо муфту 12 коробки перемены передач. Зажигание двигателя кратковременно выключается, — это способствует выравниванию угловых скоростей синхронизатором муфты 12. При достижении штоком крайнего правого положения зажигание включается вновь. В коробке перемены передач оказывается включенной 2-я передача. Нажимая на акселератор, водитель уменьшает вакуум во всасывающем коллекторе, однако это не вызывает обратного перемещения диафрагмы и переключения со 2-й передачи на 1-ю, так как собачка удерживает шток в правом положении.

Движение на 2-й передаче происходит до тех пор, пока скорость автомобиля превышает 11 км/час. Как только скорость автомобиля снизится до указанного предела, центробежный маятник, замкнув контакт, восстановит ток в цепи соленоида. Сердечник соленоида поднимает клапан вверх

и соединит полость А вакуумбустера с атмосферой, подняв одновременно собачку штока. Шток сместится влево и, включив муфту 12, осуществит переключение со 2-й передачи на 1-ю вне зависимости от воли водителя.

При движении на 2-й передаче водитель может в любой момент принудительно включить 1-ю передачу, если только скорость автомобиля не достигла 43 км/час. Для этого ему достаточно на мгновение нажать педаль акселератора до отказа. При скоростях, меньших чем 43 км/час, пластина вакуум-ограничителя ножного включателя опущена вниз и, нажимая акселератор до упора, водитель включает ток в цепи соленоида. Сердечник соленоида поднимает собачку и сообщает камеру А с атмосферой. Шток бустера, смещаясь влево, включает муфту 12. В этом случае срабатывание прерывателя зажигания существенно для уменьшения динамических нагрузок в автологе в момент переключения.

Возвращая акселератор в положение, соответствующее скорости движения, водитель не производит обратного переключения с 1-й передачи на 2-ю, хотя и прерывает ток в цепи соленоида, так как, до тех пор пока акселератор не отпущен полностью, вакуум во всасывающем коллекторе не создаст силы, достаточной для перемещения диафрагмы.

Для того чтобы произвести переключение с 1-й передачи на 2-ю, водитель должен вновь отпустить на мгновение педаль акселератора: переключение произойдет только в том случае, если скорость движения превышает 13 км/час.

При скоростях движения, превышающих 43 км/час, нельзя произвести включение 1-й передачи ножным включателем: вакуум в диффузоре карбюратора при этом достаточен для того, чтобы поднять промежуточную пластину вакуум-ограничителем.

Переключение с низшей ступени на высшую и наоборот

Переключение с низшей ступени на высшую производится рычагом ручного управления и осуществляется так же, как переключение передач в обычной неавтоматизированной коробке. Для переключения надо отжать педаль сцепления, отпустив акселератор, переместить рычагом ручного управления муфту 13 влево, обеспечив полное срабатывание синхронизатора, и включить сцепление, нажимая одновременно акселератор.

Если при движении на низшей ступени была включена 2-я передача, то после перехода на высшую ступень окажется включенной 4-я передача. Если же на низшей ступени использовалась 1-я передача и скорость была меньше 13 км/час, то при переходе на высшую ступень окажется включенной 3-я передача. Это объясняется тем, что при перемещении муфты 13 не меняется положение муфты 12, которая перемещается независимым приводом.

Обратное переключение с высшей ступени на низшую также производится рычагом ручного управления при выжатой педали сцепления. Прямая (4-я) передача заменяется при этом 2-й, а 3-я передача — 1-й. Такое переключение требуется производить редко, в тяжелых дорожных условиях, так как в обычных условиях движение происходит только на высшей ступени.

Таким образом, ручное переключение с одной ступени на другую обычно не связано с последовательным включением следующей передачи, а, наоборот, вызывает перескакивание через передачу.

Движение на высшей ступени

При движении на высшей ступени переключение с 3-й передачи на 4-ю и наоборот происходит так же, как это было описано выше в процессе переключения при движении на низшей ступени (с 1-й передачи на 2-ю и наоборот): меняется лишь значение скоростей автомобиля, при которых осуществляется переключение.

Переключение с 3-й передачи на 4-ю может быть осуществлено отпуском на мгновение педали акселератора, если скорость движения больше 25 км/час. Обратное переключение с 4-й передачи на 3-ю происходит вне зависимости от воли водителя, если скорость снизится до 21 км/час. Ножным выключателем водитель может произвести переключение с 4-й передачи на 3-ю, если скорость меньше 85 км/час, но такое переключение невозможно на скоростях, больших 85 км/час.

Специальные режимы

При торможении автомобиля до его остановки происходит автоматическое переключение внутри ступени на низшую передачу (со 2-й на 1-ю или с 4-й на 3-ю). При остановке автомобиля двигатель продолжает работать на малых оборотах, а коробка перемены передач остается в положении, соответствующем низшей передаче данной ступени (1-я или 3-я передача), хотя сцепление при этом не выключается. Работа двигателя при остановленном автомобиле и включенной передаче возможна благодаря гидромукфе.

Торможение двигателем осуществляется нормально на 2-й и 4-й передачах и невозможно на 1-й и 3-й передачах. Для пуска двигателя буксировкой автомобиля вакуумбустер специальным тросом поворачивается на кронштейне так, чтобы шток его вышел из соприкосновения с рычагом 16 и автоматическая система переключения выключилась. Запуск осуществляется при включении 1-й или 3-й передач, и включенная передача не меняется во время буксировки.

ГЛАВА IV

КОРОбКА ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ КРЕЙСА

§ 1. ОСОБЕННОСТИ ВОЖДЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ, ОБОРУДОВАННОГО КОРОБКОЙ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ КРЕЙСА

Педали сцепления на автомобиле нет. Рычаг ручного управления имеет четыре¹ положения: нейтральное, движение вперед, блокировка, задний ход.

Перед началом движения вперед рычаг ручного управления переводится из нейтрального положения в положение — движение вперед. Для трогания с места достаточно после этого нажать педаль акселератора. Управление скоростью движения сводится к изменению нажима на акселератор; переключать передачи не требуется, так как они переключаются автоматически, без участия водителя.

При движении на небольших скоростях (до 40 км/час) автомобиль частично обладает свободным ходом; при неполном освобождении акселератора уменьшение оборотов двигателя не вызывает уменьшения скорости, т. е. нет эффекта торможения двигателем. Этот недостаток устраняется при переводе рычага ручного управления в положение — блокировка, но при увеличении скорости рычаг ручного управления должен быть вновь переведен в положение — движение вперед.

§ 2. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

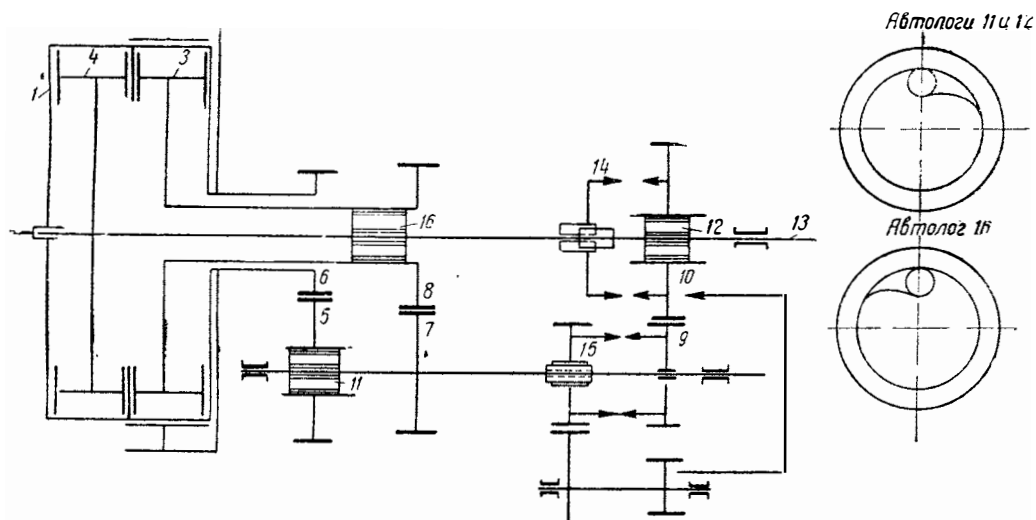
На фиг. 30 показана принципиальная схема трехскоростной коробки перемены передач Крейса. Барабан 1, являющийся ведущим элементом для трех сцеплений: 2, 3 и 4, непосредственно связан с коленчатым валом двигателя. Барабан этот служит одновременно маховиком двигателя.

¹ Описывается обычная коробка для двигателя в 2,5 л; известны иные модификации коробок Крейса.

Ведомые элементы названных трех сцеплений соединены соответственно: сцепление 2 с шестерней 6, сцепление 3 с шестерней 8 и сцепление 4 с главным валом 13.

Втулка свободного хода (автолог) 12 соединена с главным валом своей внутренней обоймой. Внешняя обойма автолога закреплена в ступице шестерни 10. Автолог устроен так, что он заклинивается и передает вращение от шестерни к валу, если шестерня при этом вращает вал в сторону вращения коленчатого вала. Если же, вращаясь в этом направлении, вал обгоняет шестерню, то автолог расклинивается, и силовой контакт между валом и шестерней нарушается. Муфта 14 позволяет заблокировать автолог, непосредственно соединив шестерню 10 с валом.

Перечисленные три шестерни находятся в постоянном зацеплении с шестернями промежуточного вала. Одна из них (шестерня 5) соединена с валом не непосредственно, а через автолог 11. Автолог заклинивается, и



Фиг. 30. Принципиальная схема коробки перемены передач Крэйса.

крутящий момент передается от шестерни к промежуточному валу, если шестерня вращается при этом в сторону, обратную направлению вращения коленчатого вала. Промежуточный вал не может быть ведущим по отношению к шестерне 5: автолог в этом случае расклинивается, не передает крутящего момента от вала к шестерне и не мешает валу, вращаясь, обгонять шестерню.

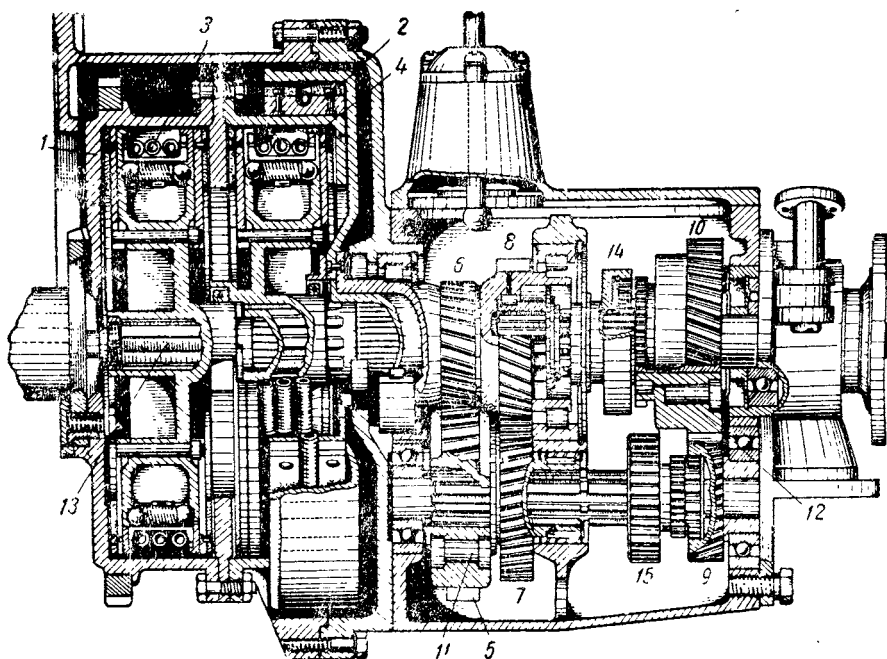
Шестерня 9 соединяется с валом через подвижную каретку 15 заднего хода в том случае, если каретка смещена вправо и зубья каретки входят в зацепление с зубьями, выполненными специально для этой цели на шестерне 9.

При смещении каретки заднего хода влево шестерня каретки входит в зацепление с шестерней валика заднего хода (не показаны на схеме), и вращение от промежуточного вала передается через шестерню каретки и шестерни валика заднего хода.

Кроме описанных двух автологов, схема включает дополнительный, третий автолог, размещенный внутри ступицы шестерни 8. Если шестерня 8 и главный вал 13 вращаются в сторону вращения коленчатого вала двигателя, то шестерня обгоняет вал, автолог разомкнут и не препятствует независимому вращению с разными скоростями. Если, вращаясь в ту же сторону, вал начинает обгонять шестерню, автолог замыкается и соединяет главный вал с шестерней 8. При вращении главного вала в направлении, противоположном вращению коленчатого вала, автолог разомкнут только в том случае, если главный вал является ведомым по отно-

шению к шестерне 10. Если шестерня 8 неподвижна, а главный вал начинает вращаться в указанном направлении, то одновременно включаются этот дополнительный автолог и автолог 12. Шестерни 8, 7, 9 и 10 образуют замкнутую систему, и главный вал не может проворачиваться.

Перемещение муфты 15 осуществляется ручным приводом. Среднее положение этой муфты соответствует нейтральному положению обычной коробки перемены передач. Крайнее правое положение муфты соответствует движению вперед, а крайнее левое — заднему ходу. Этим же ручным приводом осуществляется включение блокирующей муфты 14.



Фиг. 31. Конструктивная схема коробки перемены передач Крейса (обозначения элементов те же, что и на фиг. 30).

Переключение передач происходит только при последовательном включении сцеплений 2, 3 и 4. Включения эти осуществляются автоматически, под воздействием только центробежных сил, развиваемых при вращении соответствующих элементов сцеплений.

На фиг. 31 показана конструктивная схема трехскоростной коробки перемены передач Крейса (продольный разрез).

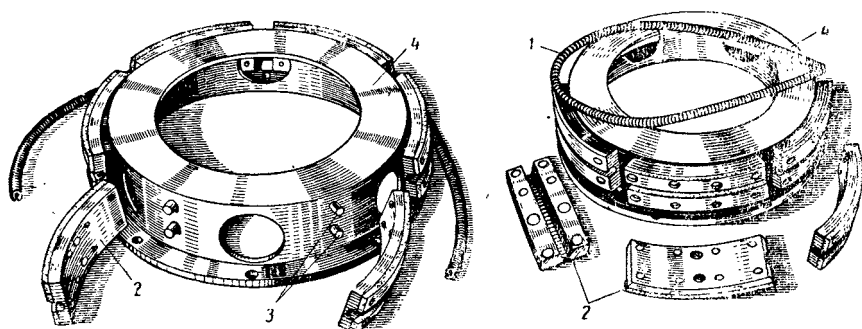
Наиболее интересными и наиболее существенными для работы коробки являются конструкции сцеплений и автологов, коротко рассматриваемые ниже.

§ 3. СЦЕПЛЕНИЕ 1-й ПЕРЕДАЧИ

Сцеплением 2, осуществляющим включение 1-й передачи, служит колодочное центробежное сцепление радиального типа. Детали этого сцепления показаны на фиг. 32, а устройство на фиг. 31. На фиг. 33 показана сборка трех сцеплений.

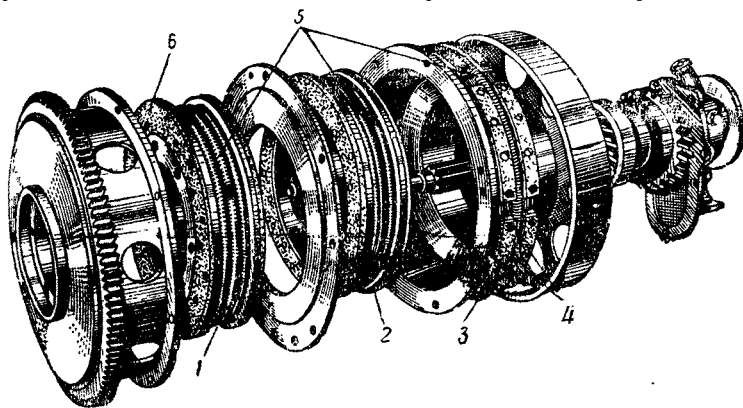
Центробежными грузами служат сами колодки сцепления, имеющие на внешней цилиндрической поверхности обшивку из фрикционного материала. Колодки свободно надеваются на радиальные пальцы, установленные на внешней поверхности барабана, которые служат направляющими при радиальном перемещении колодок. Этому радиальному перемещению колодок препятствует кольцевая спиральная пружина, уложенная в пазы всех колодок и прижимающая их к внешней поверхности барабана.

При вращении барабана вращаются и колодки. Развивающаяся при этом центробежная сила стремится растянуть стягивающую пружину и сместить колодки радиально вдоль пальцев. При определенных оборотах двигателя центробежная сила оказывается достаточной не только для того, чтобы сместить колодки и прижать их к внутренней цилиндриче-



Фиг. 32. Детали сцепления 1-й передачи:
1—спиральная пружина; 2—колодки; 3—радиальные пальцы; 4—барабан.

ской поверхности ведомого барабана, но и для того, чтобы создать между колодками и ведомым барабаном удельное давление, достаточное для передачи крутящего момента. Если затем уменьшать обороты двигателя, то



Фиг. 33. Детали сцеплений 1-й, 2-й, 3-й передач:
1—сцепление 3-й передачи; 2—сцепление 2-й передачи; 3—сцепление 1-й передачи;
4—колодки; 5—пружины; 6—диски сцеплений.

при определенных оборотах сцепление выключится, так как стягивающаяся пружина преодолет центробежную силу колодок и отождмет их от ведомого барабана.

Обороты, при которых происходит включение и выключение этого сцепления, примерно одинаковые.

§ 4. СЦЕПЛЕНИЕ 2-Й И 3-Й ПЕРЕДАЧ

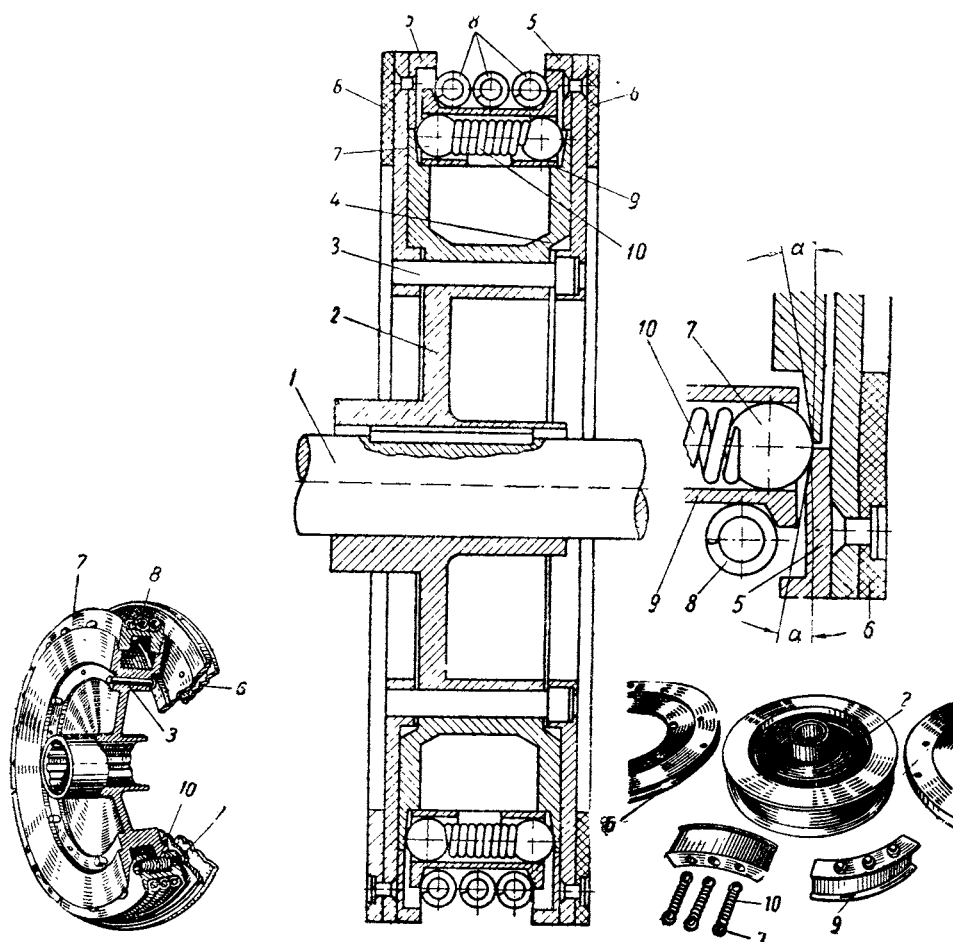
В качестве сцеплений 2-й и 3-й передач используются одинаковые осевые двухдисковые центробежные сцепления специальной конструкции.

В отличие от сцепления 1-й передачи, где поддержание необходимой величины момента трения осуществлялось исключительно за счет центробежных сил, в рассматриваемых сцеплениях центробежные силы лишь определяют момент включения и выключения, а необходимое удельное давление обеспечивается специальными пружинами.

Конструкция сцепления видна на фиг. 31 и 34.

Ведущим элементом сцепления является барабан, соединенный с коленчатым валом двигателя. Ведомый элемент состоит из центрального диска, двух фрикционных дисков, центробежных грузов, стягивающих пружин и нажимного устройства, размещенного внутри центробежных грузов.

Ступица центрального диска посажена на шлицы вала, соединенного с ведущей шестерней соответствующей передачи.



Фиг. 34. Сцепление 2-й и 3-й передач:

1—вал; 2—барабан; 3—направляющий палец; 4—центральный диск; 5—направляющее кольцо; 6—фрикционный диск; 7—шарик; 8—стяжная пружина; 9—центробежный груз; 10—нажимная пружина.

Направляющий палец соединяет центральный диск с двумя дисками, несущими обшивку из фрикционного материала. Все три диска вращаются поэтому совместно, но фрикционные диски могут перемещаться вдоль пальцев. При этом перемещении фрикционные диски прижимаются к ведущему барабану.

Периферийная часть центрального диска имеет широкий и глубокий кольцевой паз. В этот паз укладываются грузы, имеющие форму сегментов. Спиральные кольцевые пружины охватывают все грузы и удерживают их в пазу.

Все грузы имеют отверстия, оси которых направлены по оси вала. В каждое такое отверстие заложена разжимная пружина, зажатая между двумя шариками так, что при установке грузов в паз шарики оказываются прижатыми к внутренней поверхности паза, пока спиральные пружины удерживают грузы в глубине паза на упорах.

По мере увеличения числа оборотов центрального диска грузы под воздействием центробежной силы перемещаются, разжимая спиральную пружину, по пазу в радиальном направлении. При определенном числе оборотов грузы сместятся настолько, что шарики выйдут из паза центрального диска и при дальнейшем движении грузов будут скользить по направляющим кольцам, приклепанным к ведомым дискам. Разжимные пружины, воздействуя через шарики на ведомые диски, раздвинут их и включат сцепление.

При уменьшении числа оборотов центробежная сила груза уменьшается, и грузы под воздействием стягивающих спиральных пружин смещаются по направлению к центру вращения. При определенном числе оборотов шарики вновь вдавливаются в паз центрального диска, и сцепление выключается.

При радиальных перемещениях грузов шарики скользят по металлическим поверхностям (паза либо колец) с сильным трением. Эта сила трения всегда направлена против направления движения грузов. Поэтому при движении грузов от центра к периферии сила трения, действующая через шарики на груз, действует в сторону, противоположную направлению действия центробежной силы, а при движении грузов к центру направления действия движущей силы и силы трения совпадают.

Поэтому центробежная сила, которая уравнивает усилие стягивающей пружины в момент включения сцепления, отличается от центробежной силы в момент его выключения. Включение и выключение сцепления происходят при разном числе оборотов.

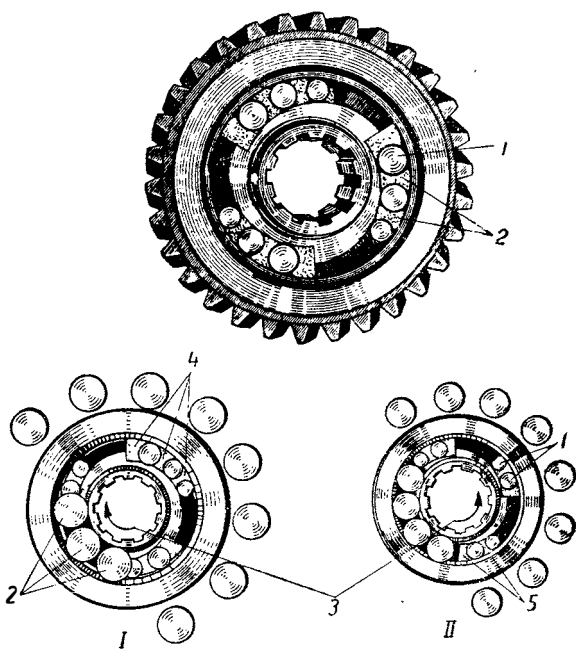
§ 5. ВТУЛКА СВОБОДНОГО ХОДА (АВТОЛОГИ)

На фиг. 35 показано устройство автолога, применяемого в коробке перемены передач Крейса.

Особенностью конструкции, отличающей ее от иных типов роликовых автологов, является применение специальных сепараторных камней, расположенных между роликами и находящихся под воздействием центробежных сил. При вращении внутренней обоймы вращаются также и сепараторные камни, и центробежная сила прижимает их к внешней обойме. Благодаря этому точно фиксируется положение сепараторных камней, а следовательно, и роликов, обеспечивается правильное положение роликов в момент включения и облегчается тем самым обеспечение одновременного вступления в работу всех роликов.

§ 6. РУЧНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Рычаг ручного управления (обычно размещаемый на щитке или на рулевой колонке) используется только для установки нейтрального положения, включения заднего хода и для включения муфты блокировки



Фиг. 35. Общий вид и детали втулки свободного хода (автолога):

1—зажимные ролики; 2—подшипник; 3—ведущий вал; 4—сепараторные камни; I—автолог шестерен 5 и 10; II—автолог шестерни 8 (фиг. 31).

автолога 12 (фиг. 31). Он связан поэтому обычным кулисным приводом с муфтой 14 и с кареткой 15.

Какого-либо отношения к выбору включаемой передачи или к процессу переключения передач ручной привод не имеет.

§ 7. ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ

При установке рычага ручного управления в нейтральное положение шестерня 9 (фиг. 30) не соединяется с промежуточным валом, и главный вал остается неподвижным при любом числе оборотов двигателя.

При перемещении рычага ручного управления в положение — движения вперед каретка 15 соединяет шестерню 9 с промежуточным валом. Автомобиль при этом остается неподвижным, если двигатель работает на малых оборотах, так как все три сцепления продолжают оставаться выключенными.

Для начала движения достаточно нажать на акселератор. При увеличении числа оборотов двигателя до 500—600 в минуту¹ включается сцепление 1-й передачи (фиг. 36, А).

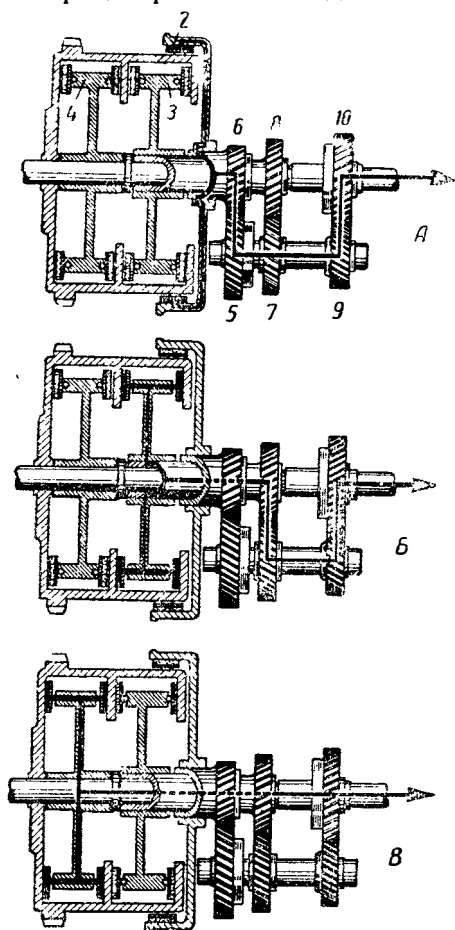
При движении на 1-й передаче шестерня 8 и связанные с ней ведомые элементы сцепления 2-й передачи вращаются вхолостую с числом оборотов, увеличивающимся при увеличении скорости движения.

Когда скорость движения становится равной примерно 20 км/час, включается сцепление 2-й передачи. Сцепление 1-й передачи при этом остается включенным. Включается 2-я передача (фиг. 36, Б). Заклинивания промежуточного вала при этом не происходит, так как автолог 11 (фиг. 31) дает возможность промежуточному валу вращаться быстрее шестерни 5.

Ведомые элементы сцепления 3-й передачи вращаются вместе с главным валом. Когда скорость автомобиля достигнет примерно 40 км/час, включается сцепление 3-й передачи. Сцепления 1-й и 2-й передач продолжают оставаться включенными. Включается прямая передача, которая и осуществляется помимо обоих автологов (фиг. 37, В).

Обратное переключение с высших передач на низшие происходит по мере уменьшения скорости автомобиля.

Выше, при описании сцепления 3-й передачи, указывалось, что благодаря внешним силам трения число оборотов, при котором выключается сцепление, ниже числа оборотов, при котором оно включается. Выключение сцепления 3-й передачи происходит при уменьшении скорости движения до 25 км/час и при меньших скоростях движение происходит на 2-й передаче до тех пор, пока скорость не уменьшится до 10 км/час. При



Фиг. 36. Схема работы коробки на разных передачах (обозначения деталей те же, что и на фиг. 31).

¹ Все сведения о числах оборотов двигателя и о скоростях автомобиля в моменты включения передач приводятся по фирменным данным.

этой скорости автомобиля выключается сцепление 2-й передачи и происходит переключение на 1-ю передачу. Движение на 1-й передаче происходит до тех пор, пока обороты двигателя не уменьшатся до 500 в минуту и не произойдет выключение 1-й передачи. При увеличении же числа оборотов двигателя (скорости движения) 1-я передача остается включенной до тех пор, пока скорость автомобиля не достигнет примерно 20 км/час и не включится вновь сцепление 2-й передачи.

Трогание с места на подъеме на автомобиле, снабженном коробкой перемены передач Крейса, осуществляется так же, как и на ровном участке дороги, простым нажимом на акселератор. Незаторможенный автомобиль, остановленный на подъеме, не скатывается назад из-за взаимной блокировки автолога 11 и дополнительного автолога, установленного в шестерне 8.

Торможение двигателем может быть произведено во всех случаях, когда передача крутящего момента производится минуя автологи. Поэтому торможение двигателем, невозможное при движении на 1-й передаче, осуществляется беспрепятственно на 3-й передаче и возможно только при блокировке автолога 12 на 2-й передаче.

Эта блокировка осуществляется автоматически при значительном уменьшении оборотов двигателя за счет заклинивания автолога шестерни 8. Она, однако, не вполне эффективна, так как при этом включается прямая передача. При спусках с горы торможение двигателем требует поэтому ручной блокировки автолога 12 муфтой 14.

При движении на 2-й передаче и при незначительном уменьшении нажима на акселератор автомобиль имеет свободный ход и нет торможения двигателем.

ГЛАВА V

СИСТЕМА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ГИДРАМАТИК

Система переключения передач типа Гидраматик устанавливается на автомобилях Олдсмобиль и Кадилак. Она обеспечивает почти полную автоматизацию процесса переключения передач, требуя очень редко вмешательства водителя в осуществление процесса. В годы войны эта система применялась на боевых машинах (легкие танки, снегоходы и т. д.). Опыт эксплуатации этих машин подтвердил работоспособность системы Гидраматик и выявил, что установка автоматической системы существенно упрощает вождение. Этот эксплуатационный опыт привлек внимание инженерных кругов, и система Гидраматик была предметом разносторонних исследований.

§ 1. ОСОБЕННОСТИ ВОЖДЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ, ОБОРУДОВАННОГО СИСТЕМОЙ ГИДРАМАТИК

Автомобиль, оборудованный автоматической системой Гидраматик, вместо педали главного фрикциона и рычага переключения передач, имеет рычажок селектора, который может устанавливаться в одно из четырех положений: нейтральное, высшая ступень, низшая ступень и реверс.

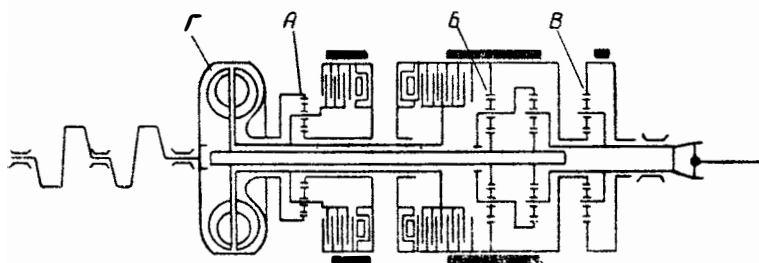
При нейтральном положении маховик двигателя не соединен с ведущими колесами. Для движения вперед рычажок селектора переводится в положение—высшая ступень. При этом включается 1-я передача, но движение не начинается до тех пор, пока двигатель работает на малых оборотах. При нажиме на акселератор обороты двигателя увеличиваются, и машина трогается с места на 1-й передаче. Во время разгона и последующего движения все переключения передач осуществляются автоматически, без участия водителя. Включение той или иной передачи зависит от двух

факторов: от скорости движения машины и от положения педали акселератора (от внешней нагрузки). Водитель может, если это необходимо, прозвести в любой момент переключение на низшую передачу. Для этого достаточно резко нажать и отпустить педаль акселератора. При наиболее тяжелых условиях движения (преодоление особо крутых подъемов) и при торможении двигателем на крутом спуске водитель устанавливает рычажок переключения в положение низшая ступень. При этом положении рычажка селектора делается невозможным включение 3-й и 4-й передач. Переключение с 1-й на 2-ю передачу и обратно попрежнему осуществляются автоматически, без участия водителя, но переключения эти происходят при иных скоростях движения машины. Переводить рычажок селектора в положение — низшая ступень или резким нажимом акселератора переключать на низшую передачу приходится крайне редко. Обычно водитель пользуется рычажком селектора только для включения нейтрального положения и для перехода от движения вперед к заднему ходу.

Из приведенного описания следует, что по удобству управления автомобилем система Гидраматик не уступает машинам, имеющим паровой двигатель или гидротрансформатор.

§ 2. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА КОРОБКИ ПЕРЕМНЫ ПЕРЕДАЧ

Четырехскоростная планетарная коробка перемены передач (фиг. 37 и 38) состоит из двух последовательно расположенных двухступенчатых планетарных редукторов *А* и *Б* и планетарного ряда заднего хода *В* (фиг. 37).



Фиг. 37. Принципиальная кинематическая схема коробки передач:

А—первый редуктор; *Б*—второй редуктор; *В*—планетарный ряд заднего хода; *Г*—гидромуфта.

Гидромуфта *Г*, расположенная в маховике двигателя, кинематически включена между редукторами *А* и *Б*. Каждый из редукторов имеет блокирующий фрикцион и опорный тормоз.

Включением фрикциона достигается блокирование редуктора (передаточное число равно единице). Выключением фрикциона и включением тормоза достигается замедленная редукция.

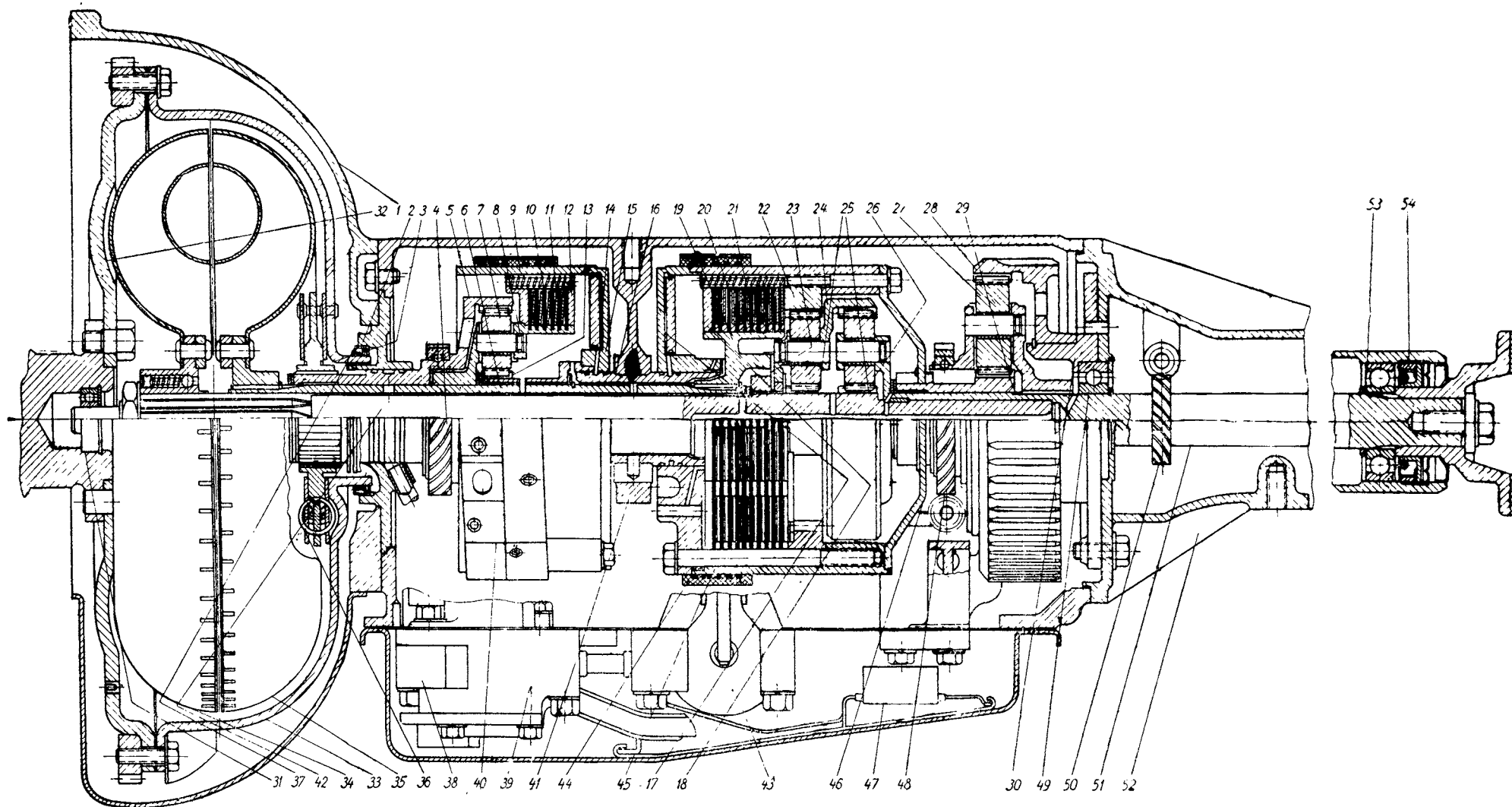
Таким образом, выбор передачи осуществляется включением тормоза или фрикциона в каждом из редукторов. Для осуществления заднего хода эпициклическая шестерня планетарного ряда *В* удерживается от вращения специальным механическим стопором, а фрикцион и тормоз редуктора *Б* выключаются.

В табл. 3 указан порядок включения тормозов и фрикционов для осуществления каждой из четырех передач.

§ 3. ОСНОВНОЙ ПРИНЦИП РАБОТЫ СИСТЕМЫ

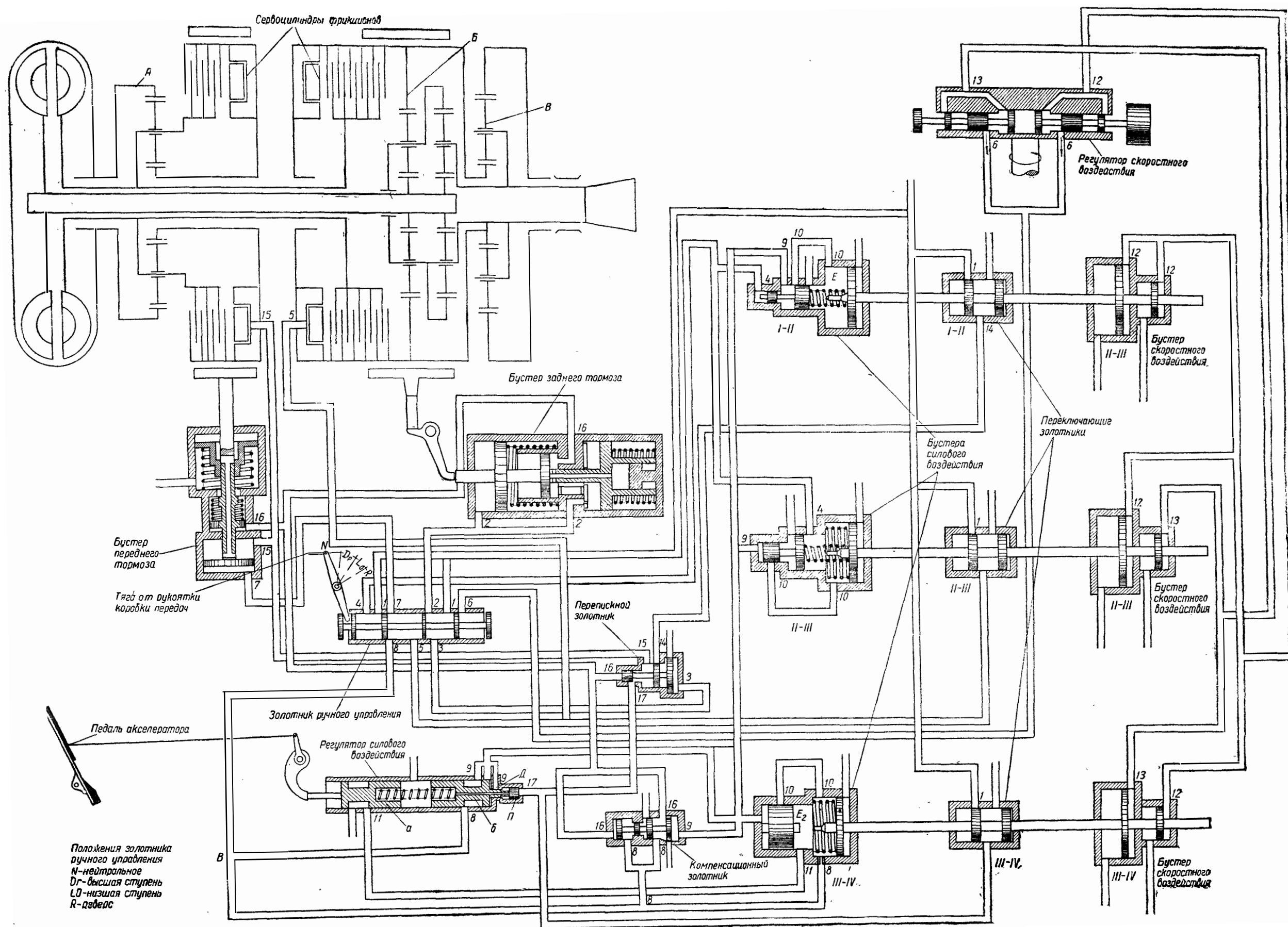
На фиг. 39 показана схема, иллюстрирующая основную идею работы приборов системы, производящих переключение в одном из планетарных редукторов.

При перемещении переключающего золотника *1* трубопровод *2* может быть соединен с насосом либо со сливом. При подводе масла в трубо-



Фиг. 38. Коробка перемены передач (продольный разрез):

1—кожух гидросцепления; 2—стопорное кольцо сальника; 3—шлицы; 4—шестерня привода переднего масляного насоса; 5—эпициклическая шестерня первого планетарного механизма; 6—промежуточный вал; 7—планетарная шестерня первого планетарного механизма; 8—внутренний барабан переднего фрикциона; 9—барабан переднего тормоза; 10—диски переднего фрикциона (ведущие); 11—диски переднего фрикциона (ведомые); 12—нажимной диск переднего фрикциона; 13—солнечная шестерня первого планетарного механизма; 14—поршень сервомеханизма переднего фрикциона; 15—крышка переднего фрикциона; 16—маслораспределительная втулка; 17—крышка заднего фрикциона; 18—нажимной диск заднего фрикциона; 19—внутренний барабан заднего фрикциона; 20—диски заднего фрикциона (ведущие); 21—диски заднего фрикциона (ведомые); 22—эпициклическая шестерня первого ряда второго планетарного механизма; 23—регулирующие прокладки; 24—эпициклическая шестерня второго планетарного механизма; 25—солнечная шестерня второго планетарного механизма; 26—планетарные шестерни; 27—планетарные шестерни заднего хода; 28—эпициклическая шестерня заднего хода; 29—солнечная шестерня заднего хода; 30—втулка эпициклической шестерни заднего хода; 31—шарикоподшипник гидросцепления; 32—маховик; 33—крышка маховика; 34—ведомый ротор; 35—ведущий ротор; 36—демпферная пружина; 37—сальник маховика; 38—передний масляный насос; 39—сервомеханизм переднего тормоза; 40—лента переднего тормоза; 41—крышка подшипника; 42—первичный вал; 43—сервомеханизм заднего тормоза; 44—лента заднего тормоза; 45—барабан заднего тормоза; 46—фланец привода солнечной шестерни заднего хода; 47—задний масляный насос; 48—шестерня привода заднего тормоза; 49—задний шарикоподшипник; 50—шестерня привода спидометра; 51—ведомый вал; 52—кожух ведомого вала; 53—подшипник; 54—сальник.



Фиг. 40. Развернутая принципиальная схема системы Гидраматик:

1—17—каналы и трубопроводы соединительной трассы; А, Б и В—те же планетарные ряды, что и на фиг. 36; Г—гидромуфта; а и б—золотники регулятора силового воздействия; П—поршень регулятора силового воздействия.

провод 2 выключается тормоз и включается фрикцион. Положение переключающего золотника определяется соотношением давлений масла в полостях С и А (справа и слева от золотника).

Таблица 3

К полости С подводится масло давлением P_c , которое повышается по мере увеличения скорости движения машины. К полости А этого же золотника подводится масло под давлением P_a , тем большим, чем сильнее выжата педаль акселератора. Если P_a больше P_c , то золотник смещен в крайнее правое положение, канал 2 связан со сливом, и тормоз рассматриваемого планетарного ряда включен, а его фрикцион выключен. Если же положение акселератора не изменяется, а скорость автомобиля возрастает, или если при неизменной скорости автомобиля уменьшается нажим на акселератор, то давление P_c может стать больше P_a . В этом случае переключающий золотник перемещается в крайнее левое положение и канал 2 связывается с насосом.

Передача	Включаемый элемент				Стопор эпитационной шестерни планетарного ряда В
	Редуктор А		Редуктор Б		
	тормоз	фрикцион	тормоз	фрикцион	
1-я	+	—	+	—	—
2-я	—	+	+	—	—
3-я	+	—	—	+	—
4-я	—	+	—	+	—
Задний ход	+	—	—	—	+
Нейтральное положение при заведенном двигателе	—	—	—	—	—

Примечание. Знак + показывает, что элемент включен; знак — элемент выключен.

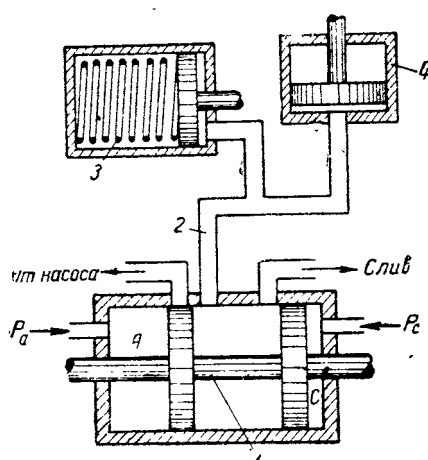
Масло, поступая в бустеры, включает фрикцион и выключает тормоз, т. е. включает меньшее передаточное число в данном планетарном редукторе.

Скорость автомобиля, при которой происходит это переключение с высшей передачи на низшую, тем больше, чем больше выжата педаль акселератора, так как тем выше давление P_a .

§ 4. ОБЩАЯ СХЕМА СИСТЕМЫ ГИДРАМАТИК

На фиг. 40 показана общая схема приборов автоматического переключения коробки перемены передач системы Гидраматик.

Все устройства, включаемые автоматическим приводом коробки перемены передач, могут быть разделены: 1) на насосную установку; 2) сервосистему; 3) приборы скоростного воздействия (регулятор и бустеры скоростного воздействия); 4) приборы силового воздействия (регулятор и бустеры силового воздействия); 5) компенсирующую систему; 6) золотник ручного управления.



Фиг. 39. Схема работы системы Гидраматик:

1 — переключающий золотник; 2 — трубопровод к бустерам; 3 — бустер выключения тормоза; 4 — бустер включения фрикциона.

Насосная установка

Насосная установка (фиг. 41 а, б и в) на общей схеме (фиг. 40) не показана. Она состоит из двух шестеренчатых насосов обычного типа, регули-

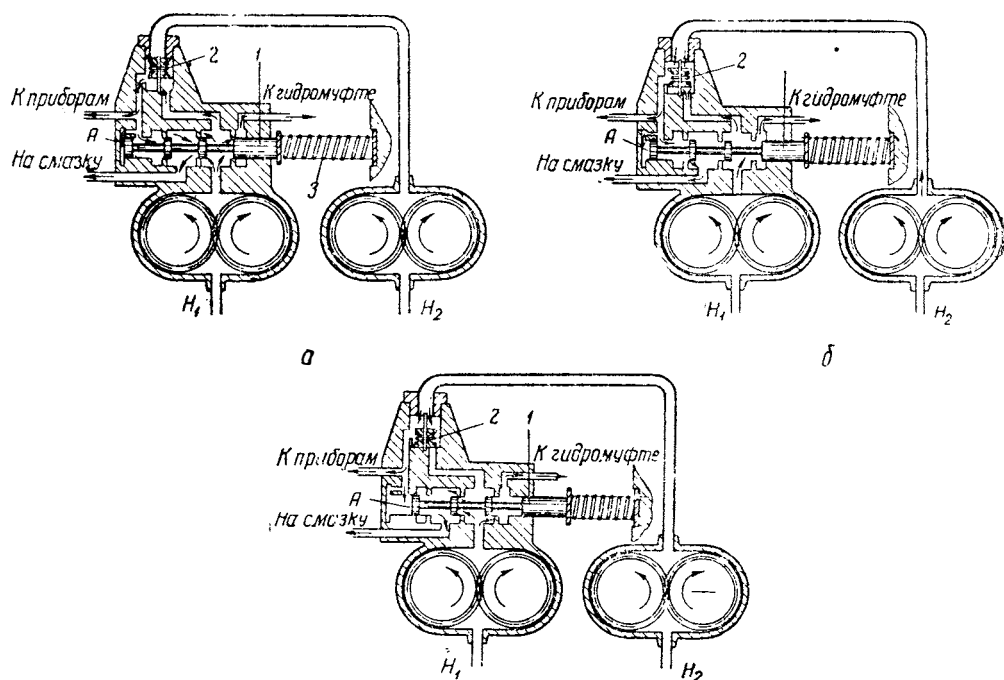
рующего золотника 1 и перепускного клапана 2. Один из насосов (H_1) приводится во вращение от ведущего вала коробки передач и подает масло всегда, когда работает двигатель.

Второй насос (H_2) приводится во вращение от ведомого вала коробки и работает лишь при движении автомобиля. К приборам системы масло поступает под давлением 5,6 кг/см².

Сервосистема

Взаимная связь приборов сервосистемы показана на фиг. 42.

Сервосистема включает три одинаковых переключающих и один перепускной золотник. Один из переключающих золотников обеспечивает переключение с 1-й передачи на 2-ю и обратно; он называется далее золот-



Фиг. 41. Схема насосной установки.

ник I—II. Второй золотник обеспечивает переключение со 2-й передачи на 3-ю и обратно и называется далее золотник II—III. Аналогично третий золотник, обеспечивающий переключение с 3-й передачи на 4-ю и обратно, называется далее золотник III—IV.

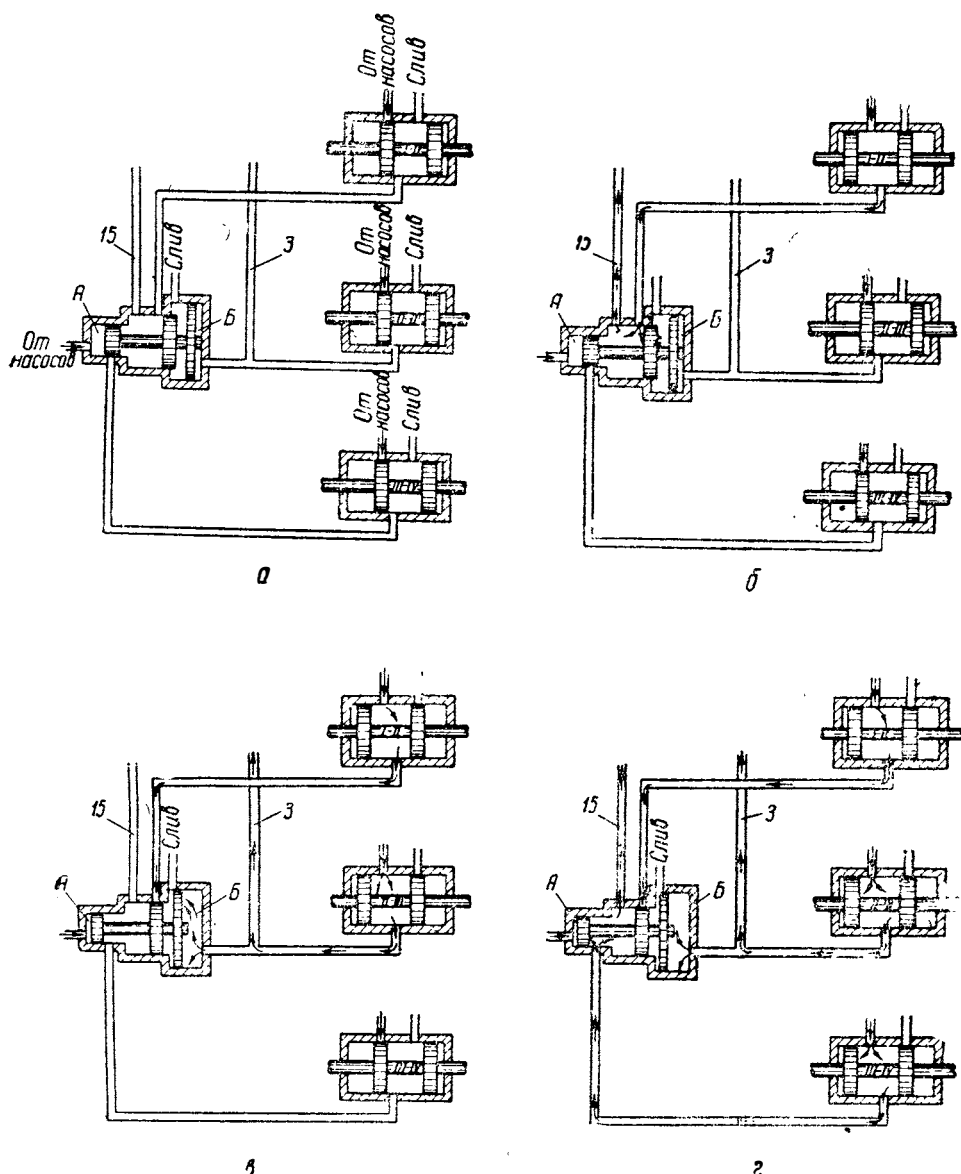
Каждый золотник имеет два рабочих положения, описанных выше при рассмотрении принципиальной схемы (фиг. 39).

Перепускной золотник обеспечивает подвод масла под давлением к фрикционам и тормозам.

По схеме включению 1-й передачи соответствует положение, при котором все переключающие золотники находятся в крайнем правом положении, а каналы 15 и 3 соединены со сливом, вследствие чего оба фрикциона выключены, а оба тормоза включены (фиг. 42, а).

Для включения 2-й передачи переключающий золотник I—II перемещается в крайнее левое положение (фиг. 42, б). Масло под давлением через золотник I—II и перепускной золотник направляется в канал 15. При этом включается фрикцион и одновременно выключается тормоз редуктора А (фиг. 37). Канал 3 попрежнему связан со сливом, тормоз редуктора Б включен, а его фрикцион выключен.

Для включения 3-й передачи должен переместиться в крайнее левое положение золотник II — III (фиг. 42, в). Благодаря этому перемещению золотника II — III масло под давлением будет подведено к каналу 3. Это выключит тормоз и включит фрикцион редуктора Б. Одновременно масло под давлением будет подведено к полости Б перепускного золотника и переместит его влево.



Фиг. 42. Схема работы переключающих золотников.

Канал 15 соединится со сливом через перепускной золотник и переключающий золотник III — IV. Это вызывает выключение фрикциона и включение тормоза редуктора А. Включается 3-я передача (см. табл. 1).

Для включения 4-й передачи дополнительно перемещается влево золотник III — IV (фиг. 42, г). Масло под давлением через золотник III — IV и перепускной клапан поступает в канал 15. Включается фрикцион, и выключается тормоз редуктора А. В канал 3 попрежнему подводится масло под давлением. Фрикцион редуктора Б остается включенным, а его тормоз

выключенным. Таким образом, оказываются включенными оба фрикциона, а тормозы — выключенными.

Переключение с высших передач на низшую производится обратным перемещением переключающих золотников в той же последовательности. Перемещением переключающих золотников ведают бустеры силового и скоростного воздействия.

Из описанного выше принципа действия системы следует, что перемещение переключающих золотников происходит в зависимости от скорости движения и от положения педали акселератора.

В соответствии с этим приборы, воздействующие на золотники, делятся на приборы скоростного и силового воздействия.

Приборы скоростного воздействия

Назначение приборов скоростного воздействия состоит в том, чтобы создать давление масла P_c , изменяющееся соответственно скорости движения автомобиля, и использовать это давление для последовательного перемещения переключающих золотников.

К приборам скоростного воздействия относятся регулятор давления и три перестановочных бустера скоростного воздействия.

Их взаимная связь видна на фиг. 40.

Регулятор давления P_c состоит из двух параллельно работающих регулирующих элементов. Вал регулятора приводится во вращение от ведомого вала коробки перемены передач, поэтому число оборотов вала регулятора пропорционально скорости движения автомобиля.

При вращении регулятора центробежная сила стремится сместить груз, а вместе с ним и золотник к периферии (от оси вращения). При этом золотник соединит канал, по которому подводится масло от насоса, с отводным каналом 12, соединенным с бустерами скоростного воздействия. Одновременно золотник перекроет соединение канала 12 со сливом. Давление масла в канале 12 начнет возрастать.

При равновесии золотника давление на его тарелку уравнивается центробежной силой, и, следовательно, давление масла в канале 12 пропорционально центробежной силе, т. е. пропорционально квадрату скорости автомобиля.

Регулятор содержит два регулирующих элемента, которые отличаются лишь массой груза.

Каждый из регулирующих элементов поддерживает в своем отводном канале давление, пропорциональное квадрату скорости автомобиля. При равной скорости движения давление в отводном канале регулирующего элемента с большим грузом больше, чем давление в отводном канале регулирующего элемента с малым грузом.

В систему скоростного воздействия входят три перестановочных бустера. Условимся обозначать бустеры скоростного воздействия так же, как обозначались перемещаемые ими переключающие золотники.

Бустеры соединены с регулятором скоростного воздействия таким образом, что перестановочные силы всех трех бустеров увеличиваются с увеличением скорости движения, но перестановочная сила бустера I—II больше, чем бустера II—III. Перестановочная же сила бустера II—III в свою очередь больше перестановочной силы бустера III—V.

Приборы силового воздействия

Назначение приборов силового воздействия состоит в том, чтобы создать давление, пропорциональное положению педали акселератора, и использовать это давление для обратного перемещения переключающих золотников.

К приборам силового воздействия относятся регулятор давления и три перестановочных бустера силового воздействия.

Давление масла, пропорциональное положению акселератора и используемое для осуществления силового воздействия, будем называть далее для краткости давлением P_a .

Взаимная связь приборов видна на фиг. 40.

Регулятор давления P_a содержит два золотника, перемещающихся в общей гильзе. Пружина, установленная между золотниками, стремится разжать золотники, отодвинуть их друг от друга. Золотник a связан специальным приводом с педалью акселератора.

При нажатии на педаль акселератора золотник a перемещается вдоль гильзы, сжимая пружину. Каналы, подходящие к гильзе у золотника a и выточки в этом золотнике, а также поршень II не имеют отношения к работе регулятора давления, и назначение их будет описано далее.

Если масло под давлением не подведено к каналу 8 , то золотник b отжат в крайнее правое положение. При подводе давления к каналу 8 масло через выточку золотника поступает в канал 9 и в полость D . Давление масла в полости D смещает золотник влево, сжимая пружину. Золотник перекрывает канал 9 , и подвод масла к каналу 9 уменьшается.

Если этого недостаточно для снижения давления в канале 9 до равновесного значения, то при дальнейшем смещении золотника его хвостовик соединит третий рукав канала 9 со сливом через радиальный и осевой каналы в золотнике b .

Равновесие золотника установится при некотором значении давления в канале 9 . Это равновесное значение давления тем больше, чем больше усилие пружины, т. е. чем сильнее нажата педаль акселератора.

Условимся обозначать бустеры силового воздействия так же, как обозначались выше соответствующие им перестановочные золотники: бустер $I-II$, бустер $II-III$ и бустер $III-IV$.

Работа бустеров $I-II$ и $II-III$ принципиально одинакова. Масло под давлением P_a по каналу 9 поступает к малому поршню бустера. По мере увеличения давления P_a малый поршень бустера смещается настолько, что открывает проход масла через перепускной канал 10 в полость E перед большим поршнем. Одновременно малый поршень перекрывает канал, связывающий полость E со сливом. Давление в полости E начинает возрастать.

Каждому значению P_a соответствует несколько меньшее давление в камере E . Усилие на большой поршень складывается из усилия пружины и из значительно большего усилия, полученного в результате действия давления масла в камере E на большой поршень.

Если усилие на шток поршня снаружи будет больше, чем суммарное усилие разжимной пружины и давления в камере E , то большой поршень начнет перемещаться внутри камеры E , сжимая пружину. Равновесие малого поршня нарушится и он переместится влево, закрывая перепускной канал 10 и открывая канал, связывающий камеру E со сливом. Давление в камере E резко упадет, и большой поршень будет продолжать перемещаться до крайнего левого положения.

Теперь, когда большой поршень находится в крайнем левом положении, разжимная пружина сильно сжата. Поэтому теперь давление P_a , при котором малый поршень вновь откроет перепускной канал 10 , должно быть выше того давления, при котором канал 10 открывался ранее, при крайнем правом положении большого поршня.

Бустер $III-IV$ не имеет разжимной пружины, установленной между поршнями. Под действием давления P_a малый поршень бустера перемещается вправо и перекрывает перепускной канал 10 . Давление в полости E_2 повышается. Равновесие малого поршня наступает, как только давление в полости E_2 станет равным давлению P_a .

Перестановочная сила равна произведению давления P_a на площадь большого поршня. Если сила, действующая извне на шток большого поршня, больше перестановочной силы, то большой поршень начнет пере-

мещаться влево и, непосредственно воздействуя на малый поршень, смещает его тоже влево. Малый поршень перекрывает канал 10 и увеличивает переходное сечение канала 11. Давление в камере E_2 резко падает. Поэтому движение большого поршня продолжается до тех пор, пока малый поршень не достигнет крайнего левого положения.

В крайнем левом положении большой поршень перекрывает канал 8. Поэтому перестановочным усилием служит лишь сила, созданная пружиной и давлением P_a на малый поршень. При нажатии педали акселератора до упора давление в полости E_2 будет равно давлению в канале 8, т. е. полному давлению насосов, которое всегда больше давления P_a .

Компенсирующая система

Компенсирующая система служит для регулирования силы, прижимающей тормозные ленты к тормозным барабанам в соответствии с изменением реактивного момента.

Компенсирующая система состоит из компенсирующих поршней бустеров переднего и заднего тормозов и из компенсирующего золотника.

Компенсирующий золотник состоит из четырех поршней, соединенных общим штоком. Равновесие золотника установится при некотором значении давления в камере B (в канале 16) меньшем, чем давление, создаваемое насосами и подводимое по каналу 8.

Давление, создаваемое в полости B , изменяется пропорционально давлению P_a , оно увеличивается при увеличении нажатия педали акселератора.

По каналу 16 давление из полости B поступает к компенсирующим поршням бустеров переднего и заднего тормозов и изменяет усилие, прижимающее тормозную ленту, пропорционально реактивному моменту. Реактивный момент в свою очередь пропорционален тяговому усилию на гусеницах, т. е. положению педали акселератора.

§ 5. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПРИБОРОВ СИСТЕМЫ

Рассмотрим взаимодействие приборов системы при всех возможных переключениях. Развернутая схема на фиг. 40 показана в нейтральном положении при неработающем двигателе.

Золотник ручного управления связан с рукояткой, переставляемой водителем и имеющей четыре положения: нейтральное, высшая ступень, низшая ступень и реверс.

Нейтральное положение, двигатель заведен

Рукоятка переключения передач находится в нейтральном положении.

Масло под давлением по каналу 1 от насоса поступает через золотник ручного управления в каналы 2, 3 и 4. По каналу 2 масло подводится к бустеру выключения заднего тормоза.

Тормоз выключен. По каналу 3 масло подводится к большому поршню перепускного золотника. По каналу 4 масло подводится к бустерам I—II и II—III силового воздействия. Все три переключающих золотника смещены в крайнее правое положение, перекрывая канал 1, подводящий к ним масло от насосов.

Все остальные каналы связаны со сливом, как показано стрелками. Оба фрикциона и передний тормоз выключены, так как к бустерам масло под давлением не подводится.

Золотник ручного управления переведен в положение высшая ступень

При перемещении золотника ручного управления в положение — высшая ступень, каналы 2 и 3 соединяются с каналом 5 и через переключе-

чающий золотник $II—III$ — со сливом. Канал 4 соединяется со сливом внутри золотника ручного управления. Маслоподводящий канал 1 соединяется с каналами 6, 7 и 8.

Включаются оба тормоза и выключаются оба фрикциона. В коробке перемены передач включена 1-я передача.

Пока двигатель работает на малых оборотах, обороты ведущего ротора гидромфты недостаточны для вращения ведомого ротора. Автомобиль стоит, несмотря на то, что в коробке перемены передач включена 1-я передача.

Для трогания автомобиля с места водитель нажимом на акселератор увеличивает обороты двигателя. Как только автомобиль начал двигаться, начинает вращаться регулятор скоростного воздействия. В канале 12 устанавливается давление P_c , а в канале 13 — P'_c , возрастающие с ростом скорости движения.

Массы золотников регулятора таковы, что давление P'_c всегда больше давления P''_c .

Давления P'_c и P''_c подводятся к бустерам скоростного воздействия и создают перестановочные силы, стремящиеся переместить переключающие золотники влево и включить высшую передачу.

Соотношение площадей поршней подобрано так, что переключающее усилие бустера $I—II$ больше, чем бустера $II—III$, которое в свою очередь больше, чем перестановочное усилие бустера $III—IV$.

От регулятора силового воздействия давление P_a подводится к бустерам силового воздействия.

Соотношения площадей поршней и усилий пружин таковы, что перестановочная сила бустера силового воздействия $I—II$ меньше, чем бустера $II—III$, которая в свою очередь меньше, чем перестановочная сила бустера $III—IV$.

Равновесие между перестановочными усилиями силового и скоростного воздействий будет достигнуто раньше всего у переключающего золотника $I—II$, и он сместится влево и произведет переключение с 1-й передачи на 2-ю передачу.

Бустеры силового воздействия устроены так, что устойчивы лишь крайние положения поршней¹. Поэтому промежуточное положение переключающего золотника, при котором буксуют и тормоз и фрикцион, невозможно.

При движении на 2-й передаче и при увеличении скорости помимо золотника $I—II$ влево перемещается также и золотник $II—III$. Происходит переключение со 2-й на 3-ю передачу.

Дальнейшее увеличение скорости вызывает перемещение влево золотника $III—IV$ и включение 4-й передачи.

При полностью выжатом акселераторе переключения происходят при следующих скоростях движения:

с 1-й на 2-ю передачу	24 км/час;
со 2-й „ 3-ю „	48 „
с 3-й „ 4-ю „	104 „

После перемещения любого из переключающих золотников влево переключающее усилие силового воздействия резко падает, так как большой поршень бустера перекрывает канал 10 и давление P_a действует только на малый поршень, поэтому обратные переключения с высших передач на низшие происходят при более низких скоростях, чем соответствующие переключения с низших передач на высшие.

Исключение составляет переключение с 4-й на 3-ю передачу при полностью выжатом акселераторе.

¹ Подробнее см. далее, в третьем разделе книги.

В этом случае левый золотник регулятора силового воздействия перекрывает сливное окно и разобщает канал *II* от слива. Давление перед большим поршнем бустера силового воздействия *III—IV* резко возрастает и становится равным давлению, создаваемому насосами.

Переключение с 4-й на 3-ю передачу произойдет при достаточно большой скорости движения.

Если водитель на ходу перестает нажимать на педаль акселератора, то давление P_a и компенсационное давление падают до минимума. Автомобиль продолжает двигаться почти до полной потери скорости на 4-й передаче.

Благодаря большому снижению скорости при переключении с 4-й на 3-ю передачу, перемещение переключающего золотника *II—III* происходит почти одновременно с перемещением переключающего золотника *III—IV*.

Перемещения перепускного золотника при этом не происходит, несмотря на то, что канал *3* соединен со сливом, так как компенсационное давление в канале *10* при отпущенной педали акселератора, очевидно, недостаточно для перемещения золотника.

Благодаря этому канал *15* оказывается соединенным со сливом через канал *17* и переключающий золотник *III—IV*, а канал *5* соединен со сливом через переключающий золотник *II—III*.

Оба фрикциона оказываются выключенными, а оба тормоза включенными. В коробке перемены передач включена 1-я передача, несмотря на то, что переключающий золотник *I—II* находится в левом положении.

Таким образом, при отпущенной педали акселератора в коробке перемены передач включенная передача не переключается почти до полной потери скорости автомобиля, а затем происходит сразу переключение на 1-ю передачу.

Золотник ручного управления переведен в положение низшая ступень

Перемещение золотника ручного управления в положение низшая ступень не меняет соединения канала *1* с каналами *6, 7* и *8* и канала *5* с каналами *2* и *3*. Если золотник ручного управления перемещается при неподвижном автомобиле, остается включенной 1-я передача.

Переключение с 1-й на 2-ю передачу происходит при больших скоростях, чем это имело место ранее, при положении золотника ручного управления на высшей ступени, так как к бустерам силового воздействия подводится масло от насосов по каналу *4*.

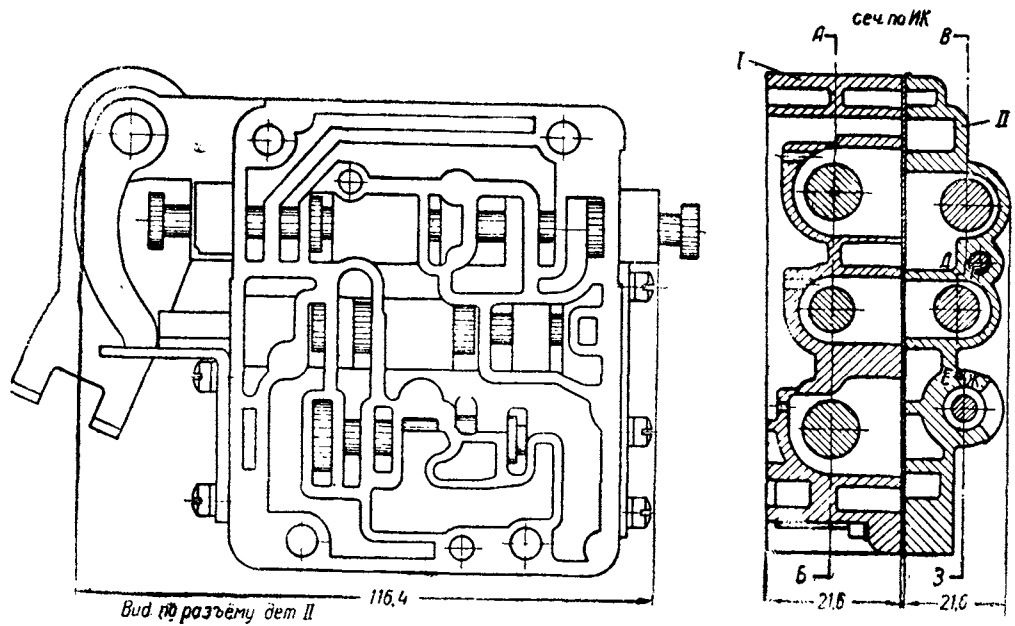
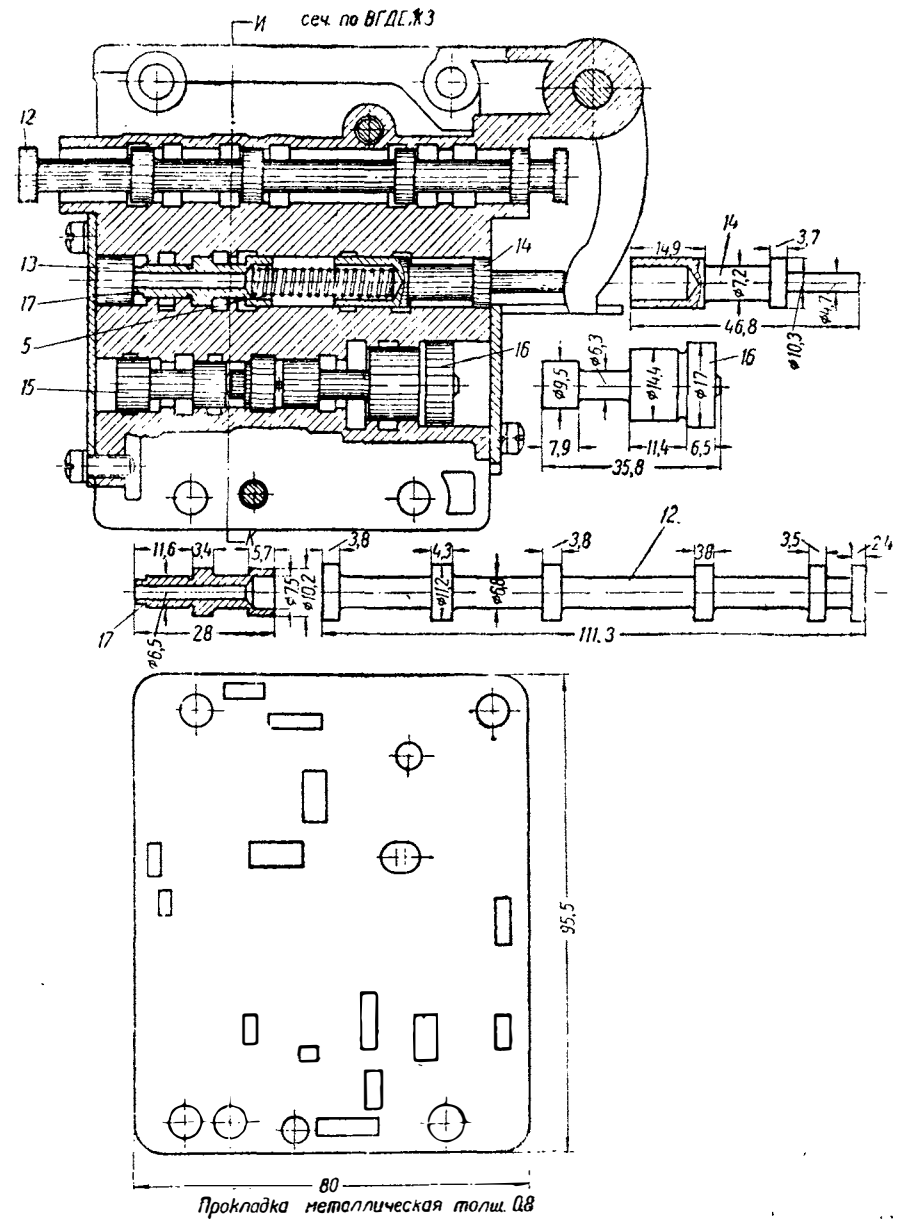
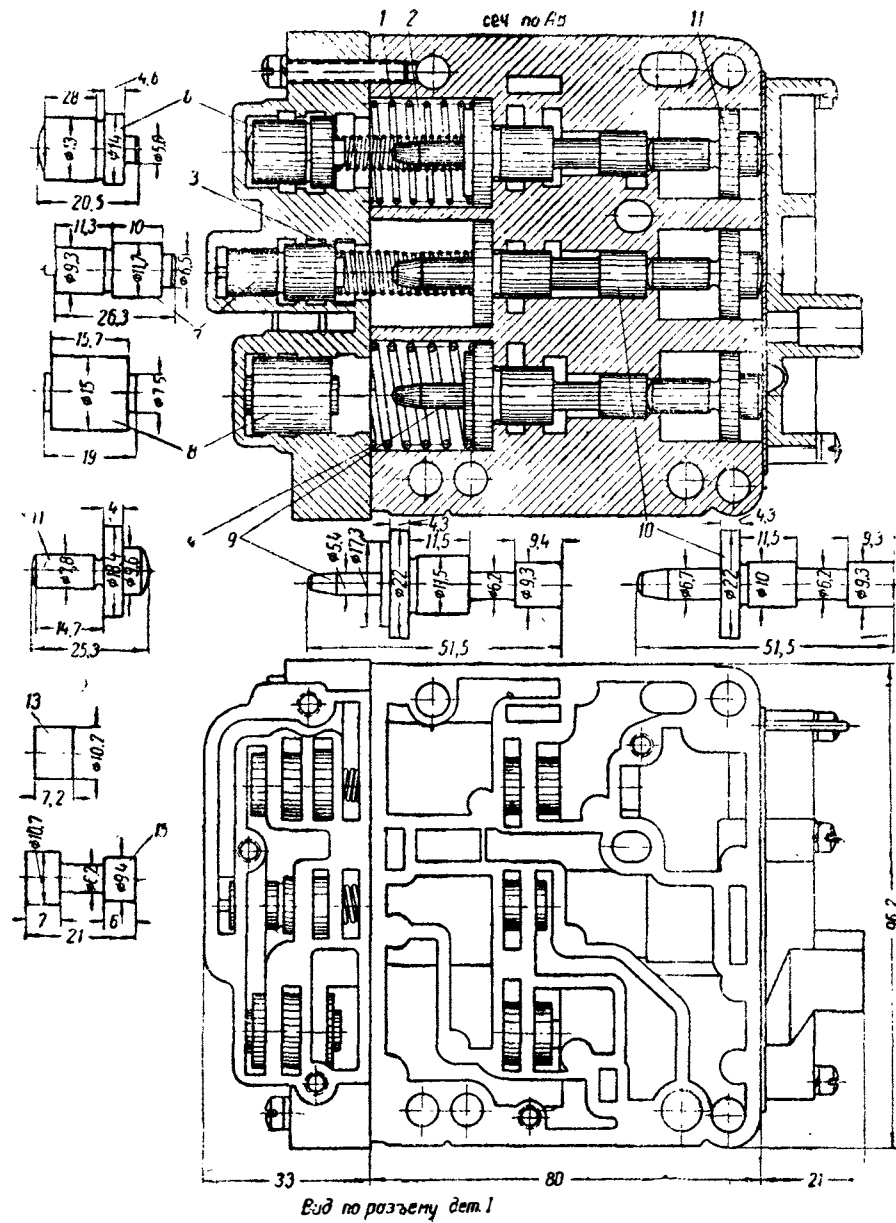
Переключения со 2-й на 3-ю передачу вообще не происходит, так как полное давление насосов, подведенное к бустеру *II—III*, создает столь большое перестановочное усилие, что оно всегда больше перестановочного усилия скоростного воздействия.

Если золотник ручного управления переводится в положение низшая ступень на ходу автомобиля при включенной 4-й или 3-й передаче, то движение продолжается на той же передаче. При увеличении нагрузки происходит нормальное переключение с 4-й на 3-ю передачу и далее с 3-й на 2-ю передачу. Далее переключение вверх уже не произойдет, как бы ни увеличивалась скорость движения, до тех пор, пока золотник ручного управления находится в положении низшая ступень.

При перемещении золотника ручного управления в положение реверс канал *1* оказывается соединенным с каналами *2, 3, 4, 7* и *8*, канал *6* соединен со сливом, а канал *5* отключается от остальных каналов и оказывается соединенным также со сливом через переключающий золотник *II—III*.

При этом все переключающие золотники смещаются вправо.

По каналу *7* масло поступает на включение переднего тормоза, а по каналу *2* — на выключение заднего тормоза.



Фиг. 43. Золотниковая коробка.

Оба фрикциона выключены: бустер переднего фрикциона соединен со сливом через каналы 15, 17 и переключающий золотник III—IV; бустер заднего фрикциона соединен со сливом через канал 5 и переключающий золотник II—III.

Включение положения реверс

В положение реверс золотник ручного управления переводится только при остановленном автомобиле.

При перемещении золотника ручного управления в положение реверс каналы соединяются так, это было указано выше.

Соединение канала 6 со сливом вызывает выключение системы скоростного воздействия, так как масло от насосов не подводится к регулятору скоростного воздействия.

Масло под давлением подводится по каналу 8 к регулятору силового воздействия. Поэтому система силового воздействия работает нормально. Все переключающие золотники смещены в крайнее правое положение и удерживаются в этом положении от случайных смещений перестановочным усилием бустеров силового воздействия.

По каналу 7 масло поступает на включение переднего тормоза, а по каналу 2—на выключение заднего тормоза. Оба фрикциона выключены: бустер переднего фрикциона соединен со сливом через каналы 15, 17 и переключающий золотник III—IV; бустер заднего фрикциона соединен со сливом через канал 4 и переключающий золотник II—III.

При перемещении золотника ручного управления в положение реверс специальный механический привод вводит в зацепление собачку, удерживающую эпициклическую шестерню заднего хода.

Таким образом, в коробке перемены передач включается передача заднего хода.

§ 6. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКТИВНОГО ОФОРМЛЕНИЯ ПРИБОРОВ АВТОМАТИКИ

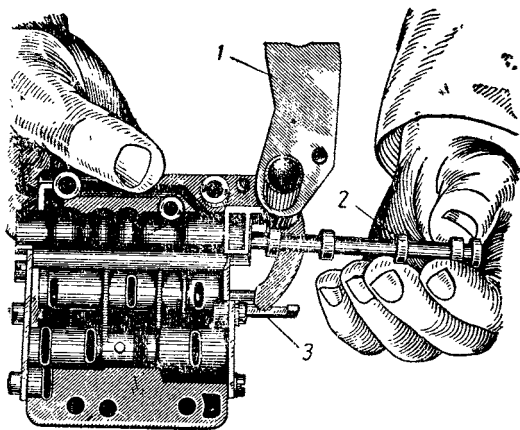
Небольшой объем книги не позволяет привести здесь подробные чертежи приборов автоматики. В результате может создаться впечатление о сложности и дороговизне изготовления приборов и большом числе деталей в них.

Впечатление это ошибочно: схема системы сложна и хорошо продумана, но по конструкции приборы просты, технологичны и не дороги в производстве.

На фиг. 43 показана золотниковая коробка и приведены габаритные размеры и размеры некоторых деталей.

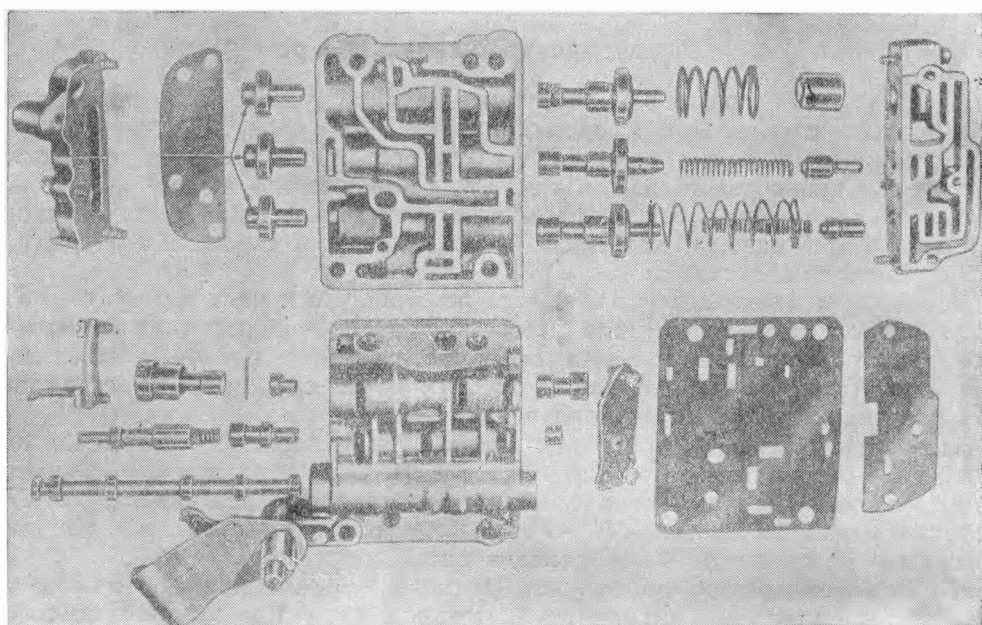
На фиг. 44 изображен внешний вид золотниковой коробки, содержащей все устройства, показанные на схеме фиг. 42, за исключением бустеров тормозов и фрикционов, выполненных непосредственно на тормозах и фрикционах, и регулятора скоростного воздействия, выполненного совместно с насосом.

На фиг. 45 показаны все детали этой золотниковой коробки. Эта фигура дает представление о малых габаритных размерах приборов, малом числе деталей и их простоте.



Фиг. 44. Внешний вид золотниковой коробки:
1—рычаг привода КПП; 2—золотник ручного управления;
3—рычаг привода акселератора.

Все приборы работают на масле, залитом для смазки трансмиссии и помещены они внутри картера коробки перемены передач. Утечка масла компенсируется избыточной производительностью насосов. Это позволило



Фиг. 45. Детали золотниковой коробки.

не предъявлять высоких требований к герметичности приборов, поршней, золотников и т. д.

Во всех приборах нет ни одной прецизионной пары, нет ни одной полированной детали — часть поверхностей не отделяется после резца или сверла, часть же проходит грубую шлифовку или развертку.

Все соединения осуществлены при помощи внешних канавок, выполняемых при литье на стыковых (соединительных) поверхностях приборов и не подвергающихся последующей обработке.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ВЫБОРА ТИПА И КОНСТРУИРОВАНИЯ АВТОМАТИКИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

ГЛАВА VI

ПУТИ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Приведенный выше краткий обзор современных конструкций автоматики и сопоставление их с многочисленными ранее применявшимися конструкциями, описания которых здесь не приводятся, свидетельствуют о том, что до сих пор остается нерешенным основной вопрос — о целесообразной степени автоматизации процесса переключения передач.

Надо ли добиваться полной автоматизации процесса переключения? Целесообразно ли оставлять водителю возможность воздействовать на процесс переключения вне зависимости от работы автоматики? Какие элементы процесса переключения надо автоматизировать в первую очередь? Если бы практика использования автоматизированных коробок могла дать однозначный ответ на эти и многочисленные аналогичные вопросы, то не было бы места для необычайной пестроты и разнообразия не только используемых конструкций, но и основных методов автоматизации процесса переключения передач. Всякое сопоставление этих методов основывается до сих пор не столько на убедительно обоснованных критериях, сколько на соображениях умозрительных. Результат такого сопоставления в значительной степени зависит от вкусов, требовательности и точек зрения.

Это замечание представляется весьма существенным и является единственным объяснением противоречивых высказываний специалистов по поводу указанных выше вопросов.

До сих пор находят применение следующие методы упрощения процесса переключения: введение преселекторного переключения; объединение органов управления для уменьшения их числа; частичная автоматизация процесса переключения некоторых передач; полная автоматизация процесса переключения отдельных передач; полная автоматизация всего процесса переключения и, наконец, полная автоматизация, допускающая вмешательство водителя¹.

Критериями для сопоставления будут удобство и простота управления машиной, простота конструкции, а также взаимосвязь, существующая между степенью автоматизации процесса переключения и динамикой и экономичностью машины в целом.

Эта взаимосвязь играет основное значение при введении прогрессивных трансмиссий. При автоматизации управления ступенчатыми коробками эта взаимосвязь имеет меньшее значение. Основным являются удобство и простота управления.

§ 1. ПРЕСЕЛЕКТОРНОЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕ

Процесс переключения передач в обычной не автоматизированной коробке неприятен и обременителен главным образом потому, что переключать передачи приходится в наиболее ответственные моменты вождения, когда все

¹ Мы не касаемся в этой книге ускоряющих передач с автоматизированным или автоматическим управлением, но почти все соображения, высказываемые в отношении автоматики коробок перемены передач, касаются также и автоматики ускоряющих передач (овердрайвов).

внимание водителя машины должно быть привлечено к наблюдению за дорогой и когда менее всего желательно отвлекать водителя от наблюдения за нею. Разгон автомобиля, начинающего движение в густом потоке машин после остановки у светофора, поворот автомобиля, преодоление подъемов, преодоление неожиданно появившихся препятствий, — все эти этапы вождения автомобиля или танка, наиболее опасные и сложные, обычно связаны с процессом переключения передач. Преселектор позволяет разделить процесс переключения на несколько этапов с тем, чтобы в наиболее ответственные моменты вождения для осуществления переключения требовались возможно более простые манипуляции, а все подготовительные манипуляции осуществлялись заранее, когда водитель менее загружен и когда можно с меньшим риском отвлечь его внимание от наблюдения за дорогой.

Обычно преселекторные приводы устраиваются так, чтобы выбор передачи мог быть произведен заранее, но не вызывал бы самого переключения и движение продолжалось бы на ранее включенной передаче. Включение новой, выбранной заранее передачи осуществляется в нужный момент водителем, но требует уже более простой операции.

Для выбора передачи необходимо обычно переставить в нужное положение рычажок селектора. Включение передачи осуществляется нажимом педали сцепления или освобождением на мгновение педали акселератора.

Примерами могут служить привод к коробкам передач типа Вильсон и описанный выше привод к коробке танка Т-Ш.

Преселекторное управление облегчает вождение, если только водитель привык к нему и приобрел необходимые навыки. В этом случае водителю не приходится все время заботиться о том, чтобы не забыть своевременно выбрать передачу, не приходится задумываться над тем, какая передача ему вероятно понадобится и выбор ее осуществляется инстинктивно. Тогда преселектор существенно уменьшает время, необходимое на процесс переключения и сам этот процесс требует от водителя меньшего внимания. В тех условиях, когда приходится осуществлять несколько переключений подряд, преселектор лишь в самой незначительной степени облегчает переключение.

В руках малоопытного водителя преселекторный привод становится часто только источником дополнительных неприятностей. Так, например, при движении на какой-либо передаче водитель, не ощущая необходимости в изменении ее, забывает часто заранее выбрать передачу и вспоминает об этом только тогда, когда убеждается, что переключения передачи не произошло, хотя он в нужный момент нажал педаль. Разумеется, он может исправить ошибку, но в этом случае процесс переключения отнимет больше времени и внимания, чем при обычном ручном управлении.

Значительно опаснее ошибки, которые могут быть в том случае, когда водитель при неожиданно возникающем препятствии, желая переключиться на низшую передачу, нажимает педаль и убеждается, что осуществилось, наоборот, переключение на высшую передачу, которая была выбрана ранее до появления препятствия.

Введение автоматики имеет целью не только (и не столько) облегчение труда водителя-профессионала, но и такое упрощение управления, которое не требует специального опыта и навыков. Преселекторный привод не удовлетворяет требованиям подобного рода. Оставляя водителю все бремя процесса переключения передач, он позволяет лишь при наличии известного опыта растянуть его во времени.

Преселектор получил широкое распространение главным образом в связи с успехом, который имели первое время планетарные коробки перемены передач типа Вильсон. Оригинальная конструкция механического преселектора Вильсон обратила на себя внимание еще и потому, что в те годы не были еще известны более совершенные системы автоматики переключения передач. Попытки использовать идею преселектора, не прибегая к планетар-

ной коробке, привели к ряду конструкций, описанных в литературе, но большая часть из них оказалась недостаточно удачной, и сколь-либо длительно удержались на производстве только одна-две конструкции. Интересно отметить, что эти преселекторы устанавливаются на автомобилях высокого класса и что на малолитражные автомобили и автомобили среднего класса, рассчитанные главным образом на любителей, а не профессионалов, преселектор не устанавливается.

При планетарной коробке типа Вильсон¹ осуществление преселекции не требует собственно автоматических устройств. Применение преселектора при непланетарной коробке является задачей значительно более сложной. Трудность состоит не в осуществлении устройства для предварительного выбора передачи, а в необходимости осуществлять в нужный момент процесс переключения путем простой подачи командного импульса (нажатие педали, освобождение на мгновение акселератора). Существенно при этом, что бы переключение осуществилось вне зависимости от того, сколь резко водитель подал этот импульс или сколь быстро он прервал его. В планетарной коробке типа Вильсон это обеспечивается тем, что для включения выбранной заранее передачи достаточно весьма простого действия (отжатия рейки). При непланетарных коробках нужно обеспечить возможность переключения при включенном сцеплении или снабдить привод специальными автоматическими устройствами, выполняющими последовательно все манипуляции, необходимые для переключения передач.

Конструкции первого типа мало распространены и не достаточно изучены. Их освоение связано с понятными трудностями переключения зубчатых муфт при включенном сцеплении.

Конструкции второго типа сложны, дороги и пока недостаточно надежны.

§ 2. ОБЪЕДИНЕНИЕ ОРГАНОВ УПРАВЛЕНИЯ КОРОБКО

В обычной, неавтоматизированной коробке переключения передач водитель для осуществления переключения вынужден манипулировать с тремя органами управления: рычагом переключения (кулисой), pedalью сцепления и акселератором. В ряде конструкций упрощение процесса переключения достигается уменьшением числа органов, которыми приходится манипулировать при переключении до двух или даже до одного. Известны конструкции, в которых для переключения водителю достаточно пользоваться одной pedalью акселератора: переключение на высшую передачу осуществляется освобождением на мгновение педали акселератора, а переключение на низшую передачу — нажимом на акселератор доотказа с переводом за положение, соответствующее полному дросселю. В конструкциях подобного рода неизбежно применение сервосистем и элементов автоматики.

Освобождение педали акселератора может быть вызвано необходимостью подтормаживания или экстренного торможения машины или же каким-либо другими причинами, при которых не только нежелательно, но иногда и просто недопустимо переключение на высшую передачу. Благодаря этому оказывается необходимым снабжать такие системы специальными автоматическими устройствами, которые делают невозможным переключение на высшую передачу при некоторых условиях движения. Включение таких приборов делает естественным более полную автоматизацию процесса переключения, которая в этом случае достигается почти без усложнения конструкции. Система автоматики типа Вакаматик, описанная выше, является примером усовершенствования конструкции подобного рода.

Иное направление составляют конструкции, в которых для переключения передач нет необходимости отжимать pedalь сцепления и достаточно

¹ См., например, Хельдт Г., Автомобильные сцепления и коробки передач, Машгиз, 1947.

манипулировать рычагом переключения передач и акселератором. Выключение сцепления осуществляется автоматически при освобождении акселератора или при смещении рычага переключения (или нажатия на него). Конструкции подобного типа были распространены в 1936—1939 гг., но были сняты с производства к началу второй мировой войны.

Причина этого состоит в том, что конструкции этих приводов сложны, а заметного облегчения процесса переключения они не дают.

Применялись также системы командного переключения, при которых водитель для переключения должен подать только командный импульс, нажав кнопку требуемой передачи (кнопочное управление) или переставив в соответствующее положение рычажок селектора (селекторное управление), а процесс переключения осуществляется автоматически немедленно после подачи этого импульса. Вероятно, последней конструкцией подобного рода была конструкция, примененная в немецком танке T-IV-B — „Королевский тигр“, по схеме почти не отличающаяся от описанной выше конструкции в танке T-VI-H „Тигр“.

Системы командного переключения сложны. Они содержат все элементы, необходимые для того, чтобы автоматизировать процесс переключения передач и вместе с тем, не избавляя водителя от необходимости постоянно заботиться о выборе передачи, лишь облегчают процесс переключения. Это делает конструкцию приводов командного переключения нецелесообразной, хотя с точки зрения упрощения управления они позволяют достигнуть большего, чем системы разобранные выше.

Здесь уместно отметить, что почти все системы, обеспечивающие уменьшение числа органов, на которые должен воздействовать водитель при переключении передач, включают автоматические приборы. Назначение этих приборов состоит не в том, что бы без участия водителя выбрать момент переключения, а в том, чтобы обеспечить последовательность действий, необходимых для переключения, и упростить этим приемы, которые должен выполнить водитель. Это одностороннее использование автоматических приборов является основным недостатком рассматриваемых здесь устройств.

§ 3. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ НЕКОТОРЫХ ПЕРЕДАЧ

Приводы, в которых осуществляется полная автоматизация некоторых переключений, являются естественным развитием рассмотренных выше преселекторных устройств и приводов с уменьшенным числом органов управления.

Система Вакаматик является типичной для приводов рассматриваемого здесь класса.

Степень упрощения управления, вносимая автоматизацией процесса переключения отдельных передач, зависит только от того, какие переключения автоматизированы и правильно ли выбирает автоматическое устройство момент, когда осуществляется переключение.

В вопросе о выборе переключений, подлежащих автоматизации, могут быть две точки зрения. Можно считать наиболее целесообразным автоматизацию тех переключений, которые приходится выполнять чаще других. С другой стороны, можно считать первоочередной автоматизацию тех переключений, которые водитель вынужден осуществлять в ответственные моменты вождения, когда наиболее желательно не отвлекать его от наблюдения за дорогой.

В качестве примера рассмотрим условия переключения передач в легковом автомобиле, снабженном четырехскоростной коробкой.

В обычных условиях движения трогание с места осуществляется чаще всего на 2-й передаче. При разгоне осуществляют переключение с нижних передач на верхние, причем почти всегда доходят до высшей (обычно прямой) передачи и на ней продолжают движение. При остановке автомо-

бия выключается высшая передача и движение вновь начинается со 2-й передачи.

Переключения на ходу с высших передач на низшие осуществляют обычно на плохой дороге, на крутых подъемах, при резких поворотах, перед неожиданными препятствиями и т. д., т. е. в наиболее тяжелых условиях и в наиболее ответственные моменты вождения. После преодоления препятствия обычно вновь осуществляется переключение на высшие передачи. Первая передача используется редко и при таких условиях, когда ее целесообразно включать заранее, а не в тот момент, когда в ее включении ощущается непосредственная необходимость.

Таким образом, в рассматриваемом примере наиболее часто приходится прибегать к переключениям со 2-й на 3-ю и с 3-й на 4-ю передачу. Эти переключения используются значительно чаще, чем все остальные. С точки же зрения освобождения водителя от лишних манипуляций в наиболее ответственные моменты целесообразно автоматизировать переключения вниз, с 4-й на 3-ю и с 3-й на 2-ю передачу. Менее всего важна автоматизация переключения между 1-й и 2-й передачами.

В тех условиях, когда процесс переключения не требует большой физической силы и не обременителен сам по себе, решающее значение имеет не количество переключений, а то, в каких условиях эти переключения приходится совершать. Наоборот, в тех условиях, когда процесс переключения не только отвлекает водителя, но и сам по себе обременителен, иногда важно так автоматизировать передачи, чтобы водителю приходилось участвовать в процессе переключения наиболее редко.

Иногда предпочитают автоматизировать одно какое-либо переключение как вверх, так и вниз. Подобного рода устройства с точки зрения упрощения управления обеспечивают тот же эффект, что и применение коробок с меньшим числом передач, так например, автоматизация переключения с 3-й на 4-ю и с 4-й на 3-ю передачу в четырехскоростной коробке позволяет водителю как бы забыть о том, что у него четырехскоростная коробка, а не трехскоростная, но и в то же время сохраняет все преимущества четырехскоростной коробки по сравнению с трехскоростной в отношении динамики автомобиля и его экономичности. Подобного рода устройства целесообразны в том случае, когда могут быть указаны две смежные передачи, переключения между которыми осуществляются наиболее часто. Так, например, на автомобиле, имеющем четырехскоростную коробку и двигатель с большой удельной мощностью, трогание с места может быть осуществлено иногда с 3-й передачи, и 3-я и 4-я передачи достаточны для обычных условий движения. На автомобилях такого типа исключение из ручного управления переключений между 3-й и 4-й передачами значительно упрощает управление.

Разумеется, все изложенное относится только к тому случаю, когда автоматика осуществляет процесс переключения наилучшим образом и правильно выбирает момент переключения. Далее будут рассмотрены необходимые для этого условия.

В рассматриваемых здесь системах используются часто устройства так называемой ограничивающей автоматики. Эти устройства не осуществляют всего процесса переключения или отдельных его элементов, но ограничивают условия, при которых водитель может осуществить то или иное переключение. Подобного рода устройства, ничем не облегчая переключения, только раздражают опытного водителя. Они в некотором отношении лишь помогают не допустить ошибки не имеющему опыта вождения машины любителю. Вместе с тем, препятствуя переключению хоть и не своевременному, но по условиям движения экстренно необходимому, эти устройства могут быть причиной растерянности малоопытного водителя в одной из тех сложных ситуаций, какие нередко встречаются во время движения.

§ 4. ПОЛНАЯ АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ

Несмотря на многочисленные изобретения и проекты, в настоящее время почти не имеется конструкций, в которых водитель был бы вообще освобожден от переключения передач и не только не должен бы, но и не мог бы влиять как-либо на процесс переключения¹. Коробка перемены передач Крейса является почти единственным исключением.

К сожалению, требования, которым должны удовлетворять полностью автоматизированные приводы, трудно выполнимы, и удовлетворить им не могла ни одна из предлагавшихся конструкций. Трудности здесь принципиальные. Водитель видит дорогу и в случае необходимости может произвести требуемое переключение заранее. Автомат реагирует лишь на условия движения, имеющие место в данный момент и не может предвидеть состояние дороги и последующие ситуации движения². Поэтому как бы ни была совершенна автоматическая система, она не может заменить водителя в тех условиях, когда требуется опередить события.

Современный автомобиль, в особенности в условиях мало благоустроенных дорог, должен быть приспособлен к самым различным условиям и ситуации, когда требуется переключать передачу заранее. Примерами может служить переезд через выбоину, через участок с вязким грунтом, через плохо оборудованный железнодорожный переезд и т. д.

Как бы быстро ни переключали передачи автоматические устройства, они не могут сделать это за время, меньшее, чем то, которое необходимо для того, чтобы заглушить двигатель при неожиданной перегрузке. Это заставляет в полностью автоматизированных приводах выбирать скорости движения, на которых осуществляются переключения вниз, более высокие, чем это требовалось бы при обычных условиях движения. Изменение значения этих скоростей в зависимости от положения педали акселератора или от нагрузки³ не спасает положения. Для этого достаточно сравнить условия переключения передач при движении в гору с увеличивающимся по мере подъема уклоном и при движении через плохо оборудованный железнодорожный переезд.

„Автомат не пророк“. Эта истина является причиной малого распространения приводов рассматриваемого здесь класса, несмотря на то, что они позволяют наилучшим образом облегчить управление.

Следует отметить также, что все эксплуатировавшиеся до сих пор автоматы переключения передач не обеспечивали выбора наиболее выгодного момента переключения даже в тех условиях, в каких это можно сделать замером фактически существующих (а не ожидаемых) параметров.

§ 5. ПОЛНАЯ АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ, ДОПУСКАЮЩАЯ ВМЕШАТЕЛЬСТВО ВОДИТЕЛЯ

Попытки устранить перечисленные выше недостатки, которые свойственны системам с полностью автоматизированным переключением передач, привели к разработке конструкций, в которых водитель освобожден от участия в переключении только в тех случаях, когда передача может быть выбрана в зависимости от замеряемых параметров, и, наоборот, водитель может включить любую передачу независимо от работы автомата, если почему-либо считает это нужным.

Возможны два пути для реализации таких приводов. Первый путь связан с сохранением на машине обычных органов управления (например, рычажка переключения на рулевой колонке), имеющих кроме обычных

¹ Разумеется, имеются в виду машины со ступенчатой коробкой перемены передач без применения электрогрансмиссий или гидротрансформаторов.

² Мы полностью исключаем из рассмотрения как нереальные устройства с фотоэлементами и прочими приборами, реагирующими заранее на условия движения.

³ Подробнее см. далее.

дополнительное положение, соответствующее включению автоматики. При установке рычажка управления в это положение водитель полностью освобождается от переключения передач. Он может, однако, всегда, когда это потребуется, выключить автоматику и перейти на обычное ручное управление.

Второй путь связан с тем, что автоматика позволяет упростить и облегчить переключение даже и в том случае, когда оно осуществляется водителем. Привод Гидраматик является наиболее удачным примером конструкции подобного рода. Водитель может переключить передачу вверх или вниз, не выключая автоматики и манипулируя только с педалью акселератора.

Реализуя все преимущества полностью автоматизированных устройств, приводы рассматриваемого здесь класса позволяют, кроме того, сохранить те особенности ручного переключения, которые связаны с возможностью установить требуемую передачу заранее и не сковывать в этом отношении воли водителя.

ГЛАВА VII

СВЯЗЬ УСТРОЙСТВ АВТОМАТИКИ С КОНСТРУКЦИЕЙ КОРОБОК ПЕРЕМЕНИ ПЕРЕДАЧ

Многие конструктивные особенности современных коробок перемены передач существенным образом связаны с наличием ручного управления. Применение автоматизированного привода не только позволяет пересмотреть конструкцию коробки, но и часто требует такого пересмотра. Разработка автоматических устройств к коробкам перемены передач с ручным управлением оказывается часто более трудной задачей, чем одновременная разработка конструкций автоматики и коробки, позволяющая учесть их взаимосвязь.

§ 1. ПРИМЕНЕНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ СХЕМ

Планетарные коробки перемены передач конкурировали с непланетарными почти с первых лет автомобилестроения и танкостроения. Несмотря на многие преимущества планетарных коробок, они оказываются более громоздкими, тяжелыми, дорогими и сложными и пока, за исключением лишь применения в тяжелых танках, не могут выдержать конкуренции с обычными непланетарными коробками в тех случаях, когда преимущества планетарных схем не используются для упрощения переключения. Известное распространение, которое получили планетарные коробки типа Вильсон и Коталь¹, связано не столько с какими-либо специфическими особенностями их схем, сколько со спецификой их приводов управления.

Для переключения передач в планетарной коробке требуется лишь выключить один из фрикционных элементов (тормозов или фрикционных муфт) и включить другой. Уравнивание скоростей осуществляется при этом попутно самим включаемым фрикционным элементом, отпадает всякая необходимость в двойном выжиме, прогазовке и тому подобных приемах, упрощается управление двигателем во время переключения и само переключение передач требует простых и во всех случаях одинаковых приемов. Толчки и рывки, неизбежные при всяком не вполне своевременном или резком переключении, лишь незначительно смягчаемые сцеплением, в планетарных коробках, смягчаются пробуксовкой во фрикционных элементах, а также тем, что переключение передач не связано с вводом в зацепление шестерен или зубчатых муфт. Все это делает планетарную коробку заслуживающим внимание объектом для осуществле-

¹ См., например, Х е л д т, Автомобильные сцепления и коробки передач. Машгиз, 1947.

ния автоматизации переключения передач. Лучшие из реализованных до сих пор автоматических устройств переключения передач создавались применительно к планетарным коробкам.

К сожалению, простота автоматических устройств и надежность их работы покупаются при этом дорогой ценой усложнения конструкции самой коробки. Наиболее существенно при этом то, что по сравнению с обычной непланетарной коробкой число шестерен увеличивается в несколько раз, а вместо одного сцепления, передающего крутящий момент двигателя, устанавливается столько сцеплений (или эквивалентных им тормозов), сколько передач осуществляется в коробке. Почти все эти сцепления (тормозы) нагружены крутящим моментом, превышающим момент, развиваемый двигателем¹.

Бряд ли можно просто решить вопрос о том, в какой мере эти недостатки планетарной коробки окупаются простотой и надежностью автоматизированного привода. Ответ на этот вопрос зависит от класса автомобиля или танка, их назначения и ожидаемых условий эксплуатации. Во всяком случае всегда приходится учитывать что: 1) имеются вполне совершенные системы автоматики для планетарных коробок перемены передач; 2) до сих пор не удалось создать надежной системы автоматического переключения для непланетарных коробок и 3) применение планетарных коробок, в особенности в сочетании с гидромуфтой, значительно повышает вероятность успеха в тех случаях, когда автоматика проектируется впервые и нет опыта ни конструирования ее, ни эксплуатации.

§ 2. ПРИМЕНЕНИЕ НЕПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК С ФРИКЦИОННЫМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ

Удобство планетарных коробок перемены передач для целей автоматизации переключения по сравнению с соответствующими непланетарными коробками обусловлено не наличием большого числа шестерен, а только тем, что переключение передач осуществляется выключением одного фрикционного элемента и включением другого. Такой способ переключения передач называется далее фрикционным. Примером может служить коробка Крейса. Естественна поэтому попытка выполнить непланетарную коробку так, чтобы, сохраняя уменьшенное число шестерен, использовать фрикционное переключение передач.

Обычные синхронизаторы не обеспечивают фрикционного переключения. Они предназначены только для того, чтобы за счет фрикционного эффекта выравнить угловые (или окружные) скорости соединяемых шестерен, отключенных от двигателя и не передающих крутящего момента. Небольшие фрикционные поверхности современных синхронизаторов не в состоянии передать крутящий момент, развиваемый двигателем. Между тем существенная особенность фрикционного переключения передач состоит именно в том, что уравнивание скоростей осуществляется под нагрузкой и что перерыв в передаче крутящего момента во время переключения сведен до минимума.

Обеспечение фрикционного переключения и связанного с ним уравнивания скоростей под нагрузкой требует применения муфт с развитой фрикционной поверхностью. Характерным примером может служить коробка перемены передач Крейса. Подобные конструкции коробок допускают, конечно, применение не только центробежного переключения (как это выполнено в коробке Крейса), но и любых автоматических устройств, применяемых при планетарных схемах. При небольшом числе шестерен они сохраняют основные преимущества и недостатки фрикционного пере-

¹ Крутящий момент, нагружающий фрикционный элемент планетарной коробки $M_T = M_0(i-1)$, где M_0 — крутящий момент, развиваемый двигателем, а i — реализуемое передаточное число.

ключения, свойственные планетарным коробкам. Реализация коробок подобного типа связана, однако, с известными конструктивными трудностями.

В планетарных коробках удастся разместить фрикционные элементы концентрично главному валу, так что все шестерни оказываются размещенными внутри тормозов и последние не увеличивают длину коробки. Симметричное расположение сателлитов позволяет значительно снизить изгибающие моменты, действующие на валы, а, следовательно, радиальные усилия на опоры валов.

В непланетарных коробках с фрикционным переключением трудно сохранить концентричное расположение фрикционных элементов и их приходится размещать перед или за блоком шестерен, увеличивая этим габариты коробки. Большая радиальная нагрузка на опоры валов затрудняет размещение опор при концентричном расположении валов один в другом. До сих пор удалось поэтому реализовать конструкции непланетарных коробок с фрикционным переключением только для автомобилей с двигателями небольшой мощности.

§ 3. ЦЕНТРАЛЬНАЯ СИНХРОНИЗАЦИЯ

Отказ от фрикционного переключения в связи с перечисленными трудностями его реализации неизбежно усложняет автоматику. Каждое переключение оказывается связанным с необходимостью выключить и вновь включить сцепление, при выключенном сцеплении переместить шестерни или муфты, управлять двигателем вне зависимости от положения акселератора и т. д. Момент, когда осуществляются все эти процессы, выбирается автоматически, вне зависимости от воли водителя. Водитель машины не будет ощущать переключение только в том случае, если оно происходит быстро. Во всех случаях, когда сцепление выключается и обороты двигателя снижаются во время переключения вне воли водителя на сколько-нибудь длительное время, приборы автоматики только раздражают водителя, мешают ему.

При отказе от фрикционного переключения важно обеспечить быстроту переключения, а это требует в свою очередь быстрого уравнивания скоростей, т. е. увеличения фрикционной поверхности синхронизаторов.

Габариты синхронизаторов стеснены в связи с тем, что их приходится располагать между шестернями. Даже в коробках с ручным управлением фрикционная поверхность синхронизаторов развита до пределов, обусловленных габаритами, и эффективное увеличение фрикционной поверхности невозможно. Переход к центральному синхронизатору, использованному во всех основных конструкциях коробок перемены передач с автоматизированным управлением типа Майбах, позволяет заметно ускорить этот процесс.

Использование центральных синхронизаторов возможно только в том случае, если коробка содержит устройства, обеспечивающие переключение муфт только в тот момент, когда скорости полностью выравнены.

В конструкциях Майбаха эту роль выполняют скосы на зубьях муфт.

Применение центрального синхронизатора предопределяет, с одной стороны, существенные изменения не только в конструкции коробки перемены передач, но и в ее схеме и отражается на выборе схемы автоматических устройств.

§ 4. ОДНОВРЕМЕННОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ НЕСКОЛЬКИХ МУФТ

В тех случаях, когда переключение передач осуществляется перемещением муфт, соединяющих те или иные шестерни с валами или между собой, например, так, как это сделано в коробках танков Т-Ш и Т-УИ-Н, количество шестерен, необходимых для реализации заданного числа передач, зависит от того, сколько муфт может перемещаться одновременно при переключении передач.

В коробках с одновременным переключением нескольких муфт удается значительно уменьшить число шестерен по сравнению с коробками, в которых переключение передач осуществляется переключением каждый раз одной муфты. Характерным примером может служить рассмотренная выше коробка Майбаха танка Т-Ш, обеспечивающая 10 передач вперед и четыре назад при наличии всего лишь 10 шестерен.

При ручном приводе каждое переключение связывается обычно с перемещением одной муфты, а создание привода, обеспечивающего одновременное их перемещение, связано с очевидными трудностями.

Применение автоматизированного управления или даже сервосистем позволяет осуществлять переключение одновременным перемещением нескольких муфт, так как такие перемещения допускаются конструкцией привода и могут в этом случае не зависеть от субъективных ощущений водителя.

Конструкции коробок перемены передач Майбаха показывают, сколь существенно удается уменьшить число шестерен в коробке за счет одновременного перемещения нескольких муфт.

§ 5. ПРИМЕНЕНИЕ АВТОЛОГОВ

Коробки перемены передач с ручным управлением обычно не включают автологов (втулок свободного хода).

Известны попытки включить автолог последовательно с коробкой перемены передач для того, чтобы обеспечить автомобилю свободный ход. Опыт показал, однако, что экономия горючего, которая получается при этом за счет того, что облегчается использование наката, не велика; вместе с тем использование автологов устраняет обычно торможение двигателем и увеличивает поэтому опасность движения. Последнее соображение оказывается столь существенным, что последние годы значительно реже устанавливают автологи при неавтоматизированных коробках перемены передач.

В коробках передач, имеющих автоматизированный привод, применение автологов позволяет уменьшить число шестерен, необходимых для реализации заданного числа передач, упростить приемы, необходимые для переключения передач, а в некоторых случаях может быть использовано также для переключения передач без перерыва в передаче крутящего момента от ведущего к ведомому валу. Коробка Крейса является в этом отношении характерным примером.

Как ни заманчивы перспективы применения автологов в конструкции коробок, снабженных автоматикой переключения, использование их допустимо только в тех коробках, которые снабжены какими-либо автоматическими блокирующими устройствами, позволяющими избежать перерывов в кинематической связи между ведущим и ведомым валами. Обычно устройства для блокировки автологов при автоматическом управлении оказываются сложными и малонадежными, ручная же блокировка делает бесцельной самую автоматику переключения передач, так как процесс переключения все равно требует вмешательства водителя.

Многочисленные попытки решить эту задачу не дали пока конструкций, которые можно было бы признать удачными.

Разбор изобретения Крейса показывает, как сложна эта задача; блокировка одного автолога в коробке Крейса потребовала включения специального блокирующего автолога; и все же торможение двигателем оказывается менее эффективным, чем в коробке, лишенной автологов, и устройства, допускающие ручную блокировку, пришлось сохранить в конструкции. Примитивность этого решения очевидна.

Применяя автологи, следует также учитывать, что до сих пор производство их сложно, а в эксплуатации они менее надежны, чем другие элементы современной коробки перемены передач.

Все это до сих пор заставляет рекомендовать обходиться без автологов в тех случаях, когда это возможно, и во всяком случае трезво оценивать, в какой мере недостатки, вносимые в конструкцию применением автологов, окупаются уменьшением числа шестерен или некоторым упрощением приборов автоматики.

Так, например, в коробке Крейса сама возможность осуществить переключение передач только центробежными сцеплениями тесно связана с применением автологов. Наоборот, в коробке Вакаматик применение автологов почти не отразилось на приборах автоматики, и то же самое устройство могло бы быть реализовано без их применения. При этом пришлось бы, правда, несколько увеличить число шестерен в коробке.

§ 6. ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРОМУФТ

Гидромуфта является частым спутником автоматических устройств переключения передач. Применение ее позволяет обойтись без педали сцепления, а следовательно, не усложняет работу автоматических устройств приемами, связанными с управлением сцеплением и двигателем. Вместе с тем гидромуфта, смягчая толчки, почти всегда имеющие место при переключении передач, делает их менее ощутимыми для пассажиров.

Основной недостаток гидромуфт, препятствующий их повсеместному применению в автоматизированных трансмиссиях, заключается в том, что муфта не обеспечивает полного выключения вала даже при холостом ходе двигателя, если, конечно, ведомый вал муфты отсоединен от последующих элементов трансмиссии: как говорят иногда „муфта ведет“. Эта особенность гидромуфт в их обычном конструктивном выполнении не позволяет обойтись без фрикционного сцепления при использовании непланетарных коробок перемены передач, в которых переключение связано с процессом уравнивания скоростей. Последовательная установка гидромуфты и фрикционного сцепления (например, так как это выполнено в коробке Вакаматик) приводит к дорогим конструкциям увеличенных габаритов.

Существует немало способов для устранения или уменьшения указанного недостатка, но все они, однако, усложняют конструкцию и не находят пока распространения в автостроении.

При применении планетарных коробок или же непланетарных коробок с фрикционным переключением, указанный недостаток гидромуфт мало ощутим, а преимущества их, наоборот, существенны. Это, а также указанные выше особенности подобных коробок делают сочетание гидромуфты с планетарной коробкой наиболее удобной комбинацией для простого осуществления автоматизации процесса переключения передач.

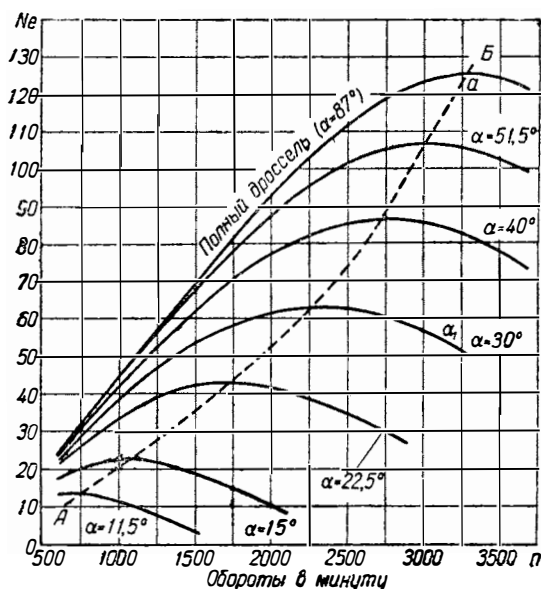
ГЛАВА VIII

ВЫБОР МОМЕНТА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

При применении различного рода частично автоматизированных схем задачей их является осуществление в заранее определенной последовательности всех приемов, необходимых для переключения после подачи водителем командного импульса. При переходе к системам полной автоматики, а также в некоторых частично автоматизированных схемах, должна быть, кроме того, разрешена задача об автоматической подаче такого импульса без участия водителя. Работоспособность системы и целесообразность ее применения зависят главным образом от того, своевременно ли подается ею этот импульс. Поэтому при конструировании систем автоматики, еще до выбора схемы конструктор должен решить основной

вопрос: в зависимости от каких параметров и при каком их сочетании должно происходить то или иное переключение?

Водитель, выбирая передачу, действует скорее инстинктивно, чем сознательно, он руководствуется только привычкой и опытом. Автоматика должна заменить водителя. Проанализируем поэтому условия, при которых опытный водитель переключает передачи, выясним, оправданы ли его действия, и определим подходящие параметры, значения которых может заменить инстинкт и опыт водителя. Для этого требуется по порядку разобрать все те моменты вождения, при которых водителю приходится прибегать к переключению передач: разгон автомобиля, движение по хорошей дороге, движение на подъеме, движение по плохой дороге и по местности, движение на спуске, торможение автомобиля, поворот, преодоление препятствий, трогания с места после остановки, а также специальные режимы, куда мы относим: заводку буксировкой, движение накатом, движение с буксованием по вязкому или скользкому грунту и т. д.



Фиг. 46. Характеристика двигателя.

§ 1. РАЗГОН АВТОМОБИЛЯ

Разгон автомобиля при четырехскоростной коробке перемены передач водитель в обычных условиях начинает со 2-й передачи. Для того чтобы наилучшим образом использовать мощность двигателя для разгона, водитель не переключает передачи до тех пор, пока обороты двигателя и, следовательно, скорость движения растут.

Акселератор выжат при этом до отказа. Переключение на следующую высшую передачу осуществляется при оборотах двигателя, соответствующих максимуму его мощности¹ (обозначим их $n_{\max}$), или иначе говоря, при скоростях автомобиля, соответствующих оборотам двигателя $n_{\max}$ и той передаче, на которых происходил разгон (обозначим их $v_{\max II}$, $v_{\max III}$ и т. д. для передач, указанных индексом).

Если водитель во время разгона выжал педаль акселератора до отказа, то обороты $n_{\max}$ соответствуют предельной мощности двигателя, которая может быть с него снята, т. е. точке перегиба его внешней характеристики (точка *а* на фиг. 46).

Водитель в некоторых случаях до время разгона может не выжать педаль акселератора до отказа, либо же выжатая до отказа педаль акселератора может не соответствовать точно полному дросселю.

В этом случае двигатель работает по одной из своих частичных характеристик². Пусть дроссель при этом повернут на величину α_1 , и этому

¹ Известны случаи, когда целесообразно производить при разгоне переключения с низших передач на высшие при оборотах двигателя, существенно отличных от $n_{\max}$. Эти сравнительно редкие случаи здесь не рассматриваются. Иногда при разгоне акселератор не выжимают сразу до отказа в связи с „экономией оборотов“ двигателя или же в тех случаях, когда карбюратор обеспечивает лучшую приемистость при медленном открытии дросселя.

² Частичной характеристикой называется кривая изменения мощности или момента, развиваемого двигателем при изменении оборотов и при постоянном открытии дросселя карбюратора (у дизеля — смещение рейки насоса), если только это положение дросселя или рейки отлично от положения, соответствующего полной п/дече.

положению дросселя соответствует частичная характеристика α_1 (фиг. 46). При работе по этой частичной характеристике максимум мощности достигается при оборотах $n_{\max\alpha_1}$, тем меньших по сравнению с $n_{\max}$, чем угол α_1 меньше угла поворота дросселя, соответствующего его полному открытию. Работать по частичной характеристике α_1 при оборотах, больших, чем $n_{\max\alpha_1}$, т. е. на ниспадающей части характеристики не целесообразно как из условий разгона, так и из условий эксплуатации двигателя. Если водитель не изменяет положения акселератора, то переход на высшую передачу должен быть произведен при достижении двигателем оборотов $n_{\max\alpha_1}$ или при достижении автомобилем скорости, соответствующей включенной передаче и этим оборотам.

Разумеется, для более полного использования мощности двигателя целесообразно дожать акселератор и полнее использовать низшую передачу, но это уже не зависит от автоматических устройств и находится целиком в руках водителя.

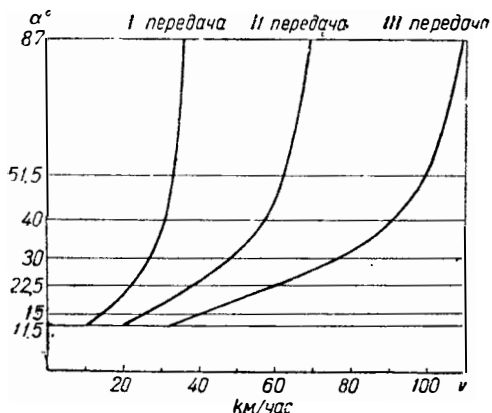
Рассмотрим возможно более полное семейство характеристик двигателя, соответствующих различным положениям акселератора (т. е. совокупность его внешней и различных частичных характеристик).

Проведем линию, проходящую через точки, в которых каждая из характеристик достигает максимума (линия АБ на фиг. 46).

При разгоне переключение на высшую передачу должно произойти в тот момент, когда режим работы двигателя будет соответствовать какой-либо точке линии максимумов мощности.

В координатах $\alpha - v$, где α — угол поворота акселератора, а v — скорость автомобиля, линии АБ соответствует своя линия для каждой передачи (фиг. 47). Назовем эти кривые линиями максимальных мощностей для 1-й, 2-й и т. д. передач.

Любое сочетание α и v определяет точку в этих координатах. Назовем эту точку изображающей. При движении автомобиля значения α и v меняются, и изображающая точка очерчивает кривую, которая будет называться далее характеристикой движения, так как вид этой кривой зависит от профиля пути, динамических качеств автомобиля, условий и ситуаций движения. Переключение с какой-либо K -й передачи на высшую $(K+1)$ -ю передачу надо произвести в тот момент, когда изображающая точка попадет на линию максимальной мощности, построенную для K -й передачи.



Фиг. 47. Характеристики двигателя в координатах $v - \alpha$ (для переключения передач при разгоне).

§ 2. ДВИЖЕНИЕ ПО ХОРОШЕЙ ДОРОГЕ ВНЕ ПОДЪЕМОВ

Двигаться по хорошей дороге вне подъемов всегда целесообразно на высшей передаче.

При полностью выжатой педали акселератора обороты двигателя (и скорость движения) могут существенно уменьшиться только при значительном увеличении нагрузки (подъем, препятствия), но подобные случаи выходят за пределы режимов, охватываемых настоящим разделом.

При движении по хорошей дороге вне подъемов выжатому акселератору соответствует движение с большой скоростью. Наоборот, желая ехать медленнее, водитель уменьшает нажим на педаль акселератора.

В современном автомобиле, имеющем обычное фрикционное сцепление, двигатель обеспечивает движение автомобиля по хорошему участку на прямой передаче даже со скоростями 6—8 км/час. Движение со столь малыми скоростями на прямой передаче соответствует оборотам двигателя, близким к холостому ходу, и осуществляется при полностью или почти полностью освобожденной педали акселератора¹. Величина минимальной скорости движения на прямой передаче $v_{\min}$ зависит от регулировки холостого хода двигателя.

При применении центробежных сцеплений и гидромuft величина $v_{\min}$ обычно повышается до 10—12 км/час.

Движение со скоростью, меньшей, чем $v_{\min}$, требуется обычно весьма кратковременно, и как правило, ситуации, при которых могут потребоваться столь малые скорости движения, встречаются в начале разгона (например, при начале движения в густом потоке автомобилей после остановки у светофора), когда движение осуществляется на одной из низших передач.

При движении по ровной и хорошей дороге без поворотов при уменьшении скорости, вызываемом уменьшением нажима на акселератор, необходимость в переходе на низшую передачу может возникнуть только в том случае, если есть необходимость длительно двигаться со скоростью, меньшей, чем $v_{\min}$. Подобная ситуация встречается крайне редко². Если бы система обеспечивала переключение на низшую передачу при уменьшении скорости до $v_{\min}$, то было бы затруднено движение на высшей передаче со скоростью $v_{\min}$.

Поэтому целесообразно в рассматриваемых условиях вообще исключить переключение вниз и обеспечить сохранение высшей передачи при всех скоростях движения до $v_{\min}$ включительно, если уменьшение скорости вызвано уменьшением нажима акселератора.

Режимы, при которых может потребоваться переход на низшую передачу для длительного движения со скоростью, меньшей, чем $v_{\min}$, целесообразно отнести к числу тех, на которые реагирует водитель вне зависимости от автоматики.

Предположим теперь, что движение осуществлялось на высшей передаче со скоростью 10 км/час и что водитель решил значительно ускорить движение (например, для обгона). Разгон может быть осуществлен и на высшей передаче, однако он будет при этом не достаточно эффективным, так как двигатель во время разгона большую часть времени будет работать на малых оборотах и будет развивать малую мощность. Для улучшения условий разгона было бы целесообразно в начале его осуществить переключение на соответствующую низшую передачу, а затем, во время разгона осуществлять переключения вверх так, как это было описано выше в предыдущем разделе. Требование это тем менее существенно, чем выше удельная мощность двигателя. Если бы, однако, при движении со скоростью 10 км/час водитель решил лишь незначительно увеличить скорость (например, до 15—20 км/час) и с этой целью слегка увеличил бы нажим на акселератор, то переключение вниз и последующие переключения вверх были бы лишены смысла и лишь затруднили бы вождение.

При движении на средних и больших скоростях (обычно от 20 км/час и выше) переход в начале разгона на низшую передачу также не целесообразен.

Существенное значение имеет вопрос о величине скорости, начиная с которой нецелесообразно осуществлять переключения вниз в начале разгона, если разгон начинается во время движения на высшей передаче с этой скоростью. Решение этого вопроса может быть получено экспе-

¹ Разумеется, речь идет о движении при включенном и не буксующем сцеплении.

² Например, движение с пешеходной колонной, с похоронной процессией и т. д.

риментально и зависит оно от приемистости машины на высшей передаче. Чем выше удельная мощность, тем с меньших скоростей можно осуществлять разгон на высшей передаче.

§ 3. ДВИЖЕНИЕ НА ПОДЪЕМЕ

При движении автомобиля на подъеме с постепенно увеличивающимся уклоном скорость движения уменьшается, несмотря на то, что положение акселератора не меняется и даже если нажим на акселератор увеличивается. В этом случае уменьшение скорости движения связано не с желанием водителя двигаться медленнее, а с тем, что на включенной передаче двигатель не может преодолеть возросшую нагрузку и снижает обороты.

В этих условиях оказывается необходимым переключение на низшую передачу, причем важно, чтобы это переключение вниз осуществлялось своевременно и чтобы двигатель не заглох при увеличении нагрузки или во время переключений.

Предположим сначала, что все переключения передач происходят мгновенно.

На фиг. 48 показан пример семейства характеристик двигателя, т. е. кривых, характеризующих развиваемый двигателем крутящий момент в зависимости от числа оборотов при разных положениях акселератора.

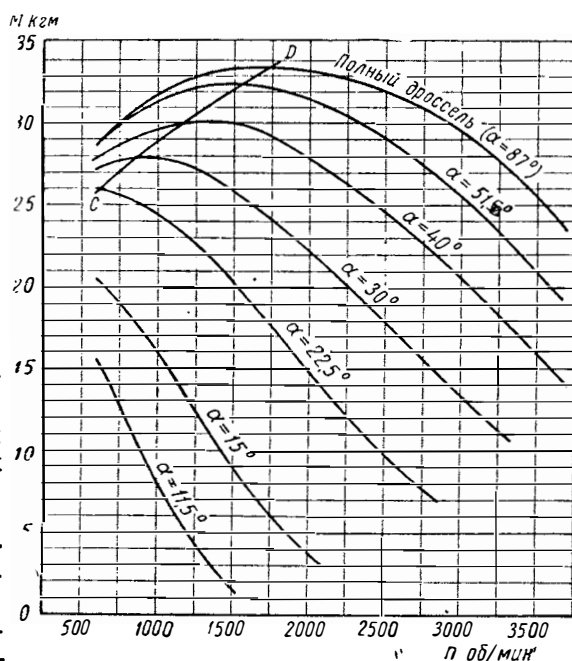
Если водитель не меняет положения акселератора, то двигатель работает по одной из частичных характеристик.

С увеличением нагрузки в известных пределах падают обороты двигателя и увеличивается крутящий момент. Это самоприспособление двигателя к нагрузке обычно не превышает 20—25% у карбюраторного двигателя и 10—15% у дизеля. При большем увеличении нагрузки двигатель вынужден работать на неустойчивом режиме и неизбежно заглохнет, если не произойдет переключения передач или если водитель не прибавит газ.

Таким образом, при любом положении акселератора переключение на низшую передачу должно произойти в тот момент, когда обороты двигателя снизятся до оборотов максимума крутящего момента, соответствующего рассматриваемому положению акселератора.

Проведем на фиг. 48 линию CD , соединяющую все максимумы моментных характеристик, и построим в координатах $v-\alpha$ линии, соответствующие кривой CD для каждой из передач. Назовем их линиями максимальных моментов для соответствующих передач (фиг. 49 — пунктир).

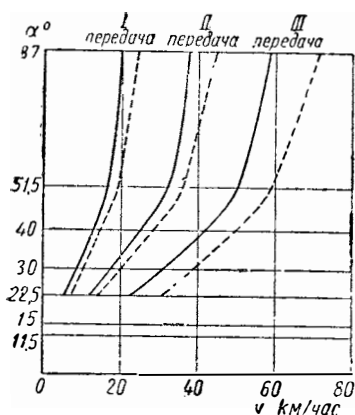
Используя вновь понятие изображающей точки, характеризующей в каждое мгновение скоростью движения и положением акселератора, можно следующим образом определить условия переключения передач вниз при движении на подъемах: переключение с высшей передачи на низшую должно произойти в тот момент, когда изображающая точка попадет на кривую, соответствующую в координатах $v-\alpha$ включенной передаче и линии, соединяющей максимумы характеристик крутящих моментов.



Фиг. 48. Характеристики двигателя в координатах $M_{\alpha} - n$.

До сих пор предполагалось, что переключения передач происходят мгновенно. В реальных условиях переключение затягивается во времени и даже часть этого процесса, связанная с реагированием на импульс и выключением передачи, требует времени достаточного для того, чтобы заглушить двигатель, если моментные характеристики двигателя левее кривой CD спадают круто.

Опасность заглушить двигатель заставляет поэтому начинать переключение раньше, чем будет достигнут максимум крутящего момента, т. е. сдвигать вправо, в сторону больших скоростей кривые, которые отображают в координатах $v-\alpha$ линию CD максимумов крутящих моментов.



Фиг. 49. Характеристика двигателя в координатах $v-\alpha$ (для переключения передач на подъемах).

Смещение кривых вправо должно быть не одинаковым для разных передач. Смещение это не желательно, так как не позволяет использовать полный момент двигателя при движении на соответствующей передаче, и всегда нецелесообразно смещать кривую вправо более, чем это необходимо, для того, чтобы обеспечить уверенное переключение. Чем выше передача, тем больший сдвиг кривой может быть допущен.

Нет нужды также смещать линию максимальных моментов параллельно самой себе. Наибольший сдвиг вправо важен для больших значений α , так как это соответствует большей нагрузке.

На фиг. 49 показано примерное протекание смещенных (далее будем называть их корректированными) и не смещенных (пунктирных) линий максимального момента двигателя для разных передач.

Величина коррекции может быть установлена экспериментально во время доводки системы автоматики.

При разгоне на подъеме переключения вверх могут происходить при тех же условиях, что и при движении по хорошей дороге.

§ 4. ДВИЖЕНИЕ ПО ПЛОХОЙ ДОРОГЕ И ПО МЕСТНОСТИ

Условия переключения передач при движении по плохой дороге или по местности существенно зависят от состояния покрытия или грунта.

В тех случаях, когда на дороге нет выбоин, рытвин и тому подобных препятствий, вызывающих резкое увеличение нагрузки на ведущие колеса, и нагрузка при изменении качества покрытия меняется постепенно, условия переключения передач вниз аналогичны тем, которые наблюдаются при движении автомобиля на подъеме. Различие состоит лишь в степени корректирования линий максимальных моментов: в рассматриваемых условиях можно допустить меньший сдвиг кривых в сторону увеличенных скоростей, так как переключение передач осуществляется в более легких условиях.

При движении по плохой дороге могут встретиться такие условия, когда нагрузка возрастает столь резко, что все последовательные переключения передач произойти не успеют и двигатель заглохнет. В таких случаях целесообразно переключение вниз сразу через несколько передач. Импульсом при этом могут служить лишь быстрота возрастания α (резкость нажима на акселератор) или замедление автомобиля (быстрота падения v), т. е. воздействия на производные по времени от α и v^1 .

¹ В связи с тем, что вопрос о воздействии по производным $\frac{dv}{dt}$ и $\frac{d\alpha}{dt}$ ранее не рассматривался, здесь уместно заметить, что резкий нажим на акселератор (большое $\frac{d\alpha}{dt}$) при разгоне автомобиля связан, наоборот, с переключением с низших передач на высшие.

Чтобы система реагировала на скорость поворота акселератора $\frac{da}{dt}$ и на замедление автомобиля $\frac{dv}{dt}$, надо измерять эти производные $\frac{da}{dt}$ и $\frac{dv}{dt}$, а это сложно. Поэтому построение систем с воздействием по производным мало реально.

Заметим также, что в рассматриваемых условиях был бы более целесообразным выбор момента переключения в зависимости не от положения акселератора, а от непосредственно замеряемого крутящего момента на ведомом валу, так как при этом исключаются задержки импульса, связанные с реакцией водителя на быстрое нарастание нагрузки.

Реакция водителя замедляет воздействие, поэтому особые условия переключения передач возникают в тех случаях, когда нагрузка может возрасти резко. Такие условия возникают, например, при движении по дороге или по местности, изобилующей ухабами, рытвинами, выбоинами, кочками и т. д.

При ручном управлении водитель заранее выбирает передачу, соответствующую просматриваемому участку пути.

При автоматизации переключение вниз в этих условиях должно осуществляться быстро и притом так, чтобы при резком увеличении нагрузки все последовательные переключения вниз от высшей передачи до низшей успели произойти за короткое время, в течение которого возрастает нагрузка.

Если выбор момента переключения передач, как и ранее, зависит лишь от сочетания скорости движения и положения педали акселератора, то в рассматриваемых условиях переключение вниз должно начинаться при значительно больших скоростях движения, чем при нормальных условиях движения на подъеме.

§ 5. ДВИЖЕНИЕ НА СПУСКАХ

Движение автомобиля на спусках может осуществляться как при включенном, так и при выключенном сцеплении¹.

При спуске с выключенным сцеплением движение автомобиля не зависит от того, какая передача включена в данный момент. Существенно лишь, чтобы при включении сцепления после спуска в коробке оказалась включенной та передача, которая соответствует скорости движения в этот момент. С этой точки зрения целесообразно, чтобы при спуске с выжатым сцеплением переключения в коробке передач происходили лишь в зависимости от скорости движения примерно так, как это требуется при движении по хорошей дороге и при акселераторе, открытом на 20—30% от полного открытия. Последнее необходимо для того, чтобы облегчить разгон в конце медленного спуска с крутой горы.

При спуске с включенным сцеплением наибольшее значение имеет торможение двигателем. При этом важно осуществить переключение с высшей передачи на низшую в начале спуска и ограничить возможность переключения с низших передач на высшие при движении на спуске. Все моменты переключений должны быть смещены в сторону больших скоростей.

§ 6. ТОРМОЖЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ

При незначительном торможении автомобиля, когда скорость движения за время торможения изменяется мало, существенно лишь то, чтобы в конце торможения оказалась включенной та передача, которая в этот момент соответствует состоянию дороги, скорости движения и положе-

¹ Случай, когда при спуске водителем включается нейтральное положение в коробке передач не рассматривается, так как оно почти не связано с автоматикой переключения передач.

нию педали акселератора в соответствии с изложенными выше соображениями.

Выбор передачи, которая должна оказаться включенной при резком торможении, сопровождающимся значительным падением скорости, зависит от того, что намерен делать водитель после торможения.

В том случае, если торможение осуществляется до полной остановки, в коробке перемены передач должно к концу торможения оказаться включенным нейтральное положение или же коробка должна быть отсоединена от двигателя (если установлена гидромufta, центробежное сцепление или сцепление, управляемое автоматикой).

Если автомобиль тормозится не до полной остановки, а до скорости, быть может и малой, но той, с которой необходимо осуществлять дальнейшее движение, то во время торможения целесообразно сохранить включенной высшую передачу либо же осуществить такое переключение, которое было бы необходимо, если бы скорость снижалась постепенно, без резкого торможения.

Если, наконец, после торможения, вызванного кратковременной ситуацией дорожной обстановки, надо вновь осуществить разгон, то необходимо во время торможения осуществить переключение на более низкую передачу, целесообразную с точки зрения последующего разгона.

§ 7. ПОВОРОТ АВТОМОБИЛЯ

Крутой поворот водитель обычно не осуществляет на высшей передаче, и если была включена высшая передача, то перед поворотом заранее включает ближайшую низшую передачу. Переход на высшую передачу осуществляется вновь после поворота.

При подходе к повороту обычно снижают скорость. Поэтому достаточно потребовать, чтобы при подходе к повороту (даже не хорошей дороге) переключения вниз осуществлялись при более высоких скоростях движения, чем это имеет место при прямолинейном движении.

§ 8. ТРОГАНИЕ С МЕСТА

При любых условиях перед троганием с места в коробке должна быть включена та передача, на которой целесообразнее всего начинать разгон¹. Так, например, если движение осуществлялось на прямой передаче вплоть до малой скорости (например, до 10 км/час), то при остановке автомобиля, по какой бы причине она не произошла, должно произойти переключение с прямой передачи на вторую.

§ 9. СПЕЦИАЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ

Заводка двигателя буксировкой осуществляется обычно на той передаче (у буксируемого автомобиля), при которой заводка двигателя осуществляется без буксования ведущих колес. При этом важно, чтобы во время движения у буксируемого автомобиля не происходило каких-либо переключений передач вне зависимости от положения его акселератора и скорости его движения.

Движение накатом водитель осуществляет либо выключением сцепления, либо же переводом коробки перемены передач в нейтральное положение. Переход от движения накатом к тяге от двигателя осуществляется на ходу. При этом важно, чтобы включилась не низшая передача, а та, которая соответствует скорости и нагрузке в конце движения накатом.

При буксовании ведущих колес на размокшем грунте или скользкой дороге скорость вращения колес и число оборотов двигателя не соответ-

¹ Обычно 2-я передача на ровном участке дороги и некрутом подъеме; 1-я передача при трогании на подъеме.

ствуют скорости движения. В этом случае низшая передача должна устанавливаться и сохраняться вне зависимости от числа оборотов ведущего или ведомого вала, и в значительной степени вне зависимости от положения акселератора.

§ 10. СОПОСТАВЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ НА РАЗНЫХ РЕЖИМАХ

Описанные выше условия переключения с низших передач на высшие и с высших передач на низшие на разных режимах противоречивы. Удовлетворить одновременно большей части из них трудно, а всем — практически невозможно.

Основными параметрами, в зависимости от которых должны выбираться моменты переключения, являются скорость движения (число оборотов двигателя, число оборотов какого-либо одного из валов трансмиссии и т. д.) и положение педали акселератора (дресселя карбюратора, рейка топливного насоса у дизеля, величина крутящего момента двигателя или момента, передаваемого любым валом трансмиссии, и т. д.).

Не имеет существенного значения, какой именно из параметров первой группы и из параметров второй группы будет выбран. Необходимо только, чтобы один из параметров относился к первой, а другой параметр — ко второй группе¹. По условиям удобства измерения используют обычно в качестве первого параметра число оборотов ведомого вала коробки, либо же число оборотов ее ведущего вала, а в качестве второго параметра — угол наклона акселератора.

Сочетание этих параметров, при котором должно осуществляться какое-либо переключение (например, с прямой — четвертой — передачи на третью) оказывается разным для различных режимов.

Не существует просто измеряемых параметров, которые указывали бы, какой именно из рассматриваемых режимов имеет место в данный момент. Именно по этой причине даже самая совершенная автоматика не может полностью заменить водителя, и его участие оказывается необходимым для переключения передач в том случае, если автомобиль оборудован ступенчатой коробкой.

Если бы водитель был вынужден реагировать хотя бы только на все те изменения режимов, которые были выше перечислены, то сама установка автоматики оказалась бы неоправданной, так как управление ею было бы не на много проще управления обычной неавтоматизированной коробкой.

Любая современная автоматическая система переключения передач является компромиссом, попыткой в той или иной степени примирить перечисленные противоречия.

При этом приходится сохранить за водителем воздействие на те режимы, которые встречаются редко: движение по очень плохой дороге, резкое торможение, спуски, специальные режимы и т. д. На таких же режимах, как разгон, движение по хорошей дороге, движение на подъемах, движение по дорогам среднего качества и т. д., автоматика должна переключать передачи без участия водителя.

Разумеется, корректирование кривых максимального момента в координатах $v-\alpha$ приходится проводить, учитывая противоречивые требования этих режимов, усредняя их. Вследствие этого переключения осуществляются не всегда в наиболее выгодный момент.

Только длительный опыт, эксперимент и доводка позволяют определить в этом случае наиболее целесообразное корректирование кривых в диаграмме $v-\alpha$.

¹ Конечно, значение параметра, при котором должно происходить переключение, существенно зависит от того, какой из параметров используется.

§ 11. УСЛОВИЯ БЕЗУДАРНОСТИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Выше рассматривался вопрос о выборе момента, когда должно произойти то или иное переключение передач лишь с точки зрения выбора передачи, наилучшим образом соответствующей тому или иному режиму. Условия, благоприятствующие самому процессу переключения передач или затрудняющие его, при этом не учитывались.

Водитель, выполняя переключения, обеспечивая безударность его специальными приемами (двойной выжим, прогазовка и т. д.) или темпом включения сцепления и муфты руководствуется только своим субъективными ощущениями и опытом.

Приборы автоматики могут быть выполнены так, чтобы обеспечивать необходимый темп включения сцепления (например, при помощи специальных реле ускорения). Подобные приборы сложны, и автоматические устройства переключения передач чаще всего ими не снабжаются. Для устранения толчков, которые передавались бы на автомобиль при переключении передач, важно, чтобы в момент включения сцепления возможно менее разнились числа оборотов соединяемых фрикционных поверхностей. Так, например, применительно к непланетарным коробкам это значит, что при переходе на новую передачу обороты двигателя должны соответствовать новой передаче и скорости движения в момент включения сцепления, т. е. тем оборотам, которые имел бы двигатель, если бы автомобиль двигался с той же самой скоростью при включенном сцеплении. Нетрудно усмотреть, что обороты эти могут быть различными для различных переключений и что зависят они главным образом от закона распределения передаточных чисел между передачами.

Таким образом, для безударного переключения необходимо обеспечить плавное включение сцепления (фрикционных элементов планетарных передач) и автоматическое управление газом, обеспечивающее необходимые обороты двигателя в момент включения новой передачи.

Задача обеспечения безударного переключения значительно облегчается при применении планетарных коробок, снабженных гидромuftами.

§ 12. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ПРИ НАЛИЧИИ ВСЕРЕЖИМНОГО РЕГУЛЯТОРА

При установке на автомобиль двигателя, снабженного всережимным регулятором¹, водитель положением акселератора определяет не положение рейки насоса (дросселя карбюратора), а положение командного органа регулятора, устанавливающего скорость движения, которая поддерживается затем регулятором автоматически, путем воздействия на рейку или дроссель.

При установке всережимного регулятора положение акселератора (или связанного с ним командного органа регулятора) характеризует не нагрузку, а скорость движения автомобиля, положение же муфты регулятора, связанной с рейкой насоса или дросселем карбюратора, характеризует нагрузку.

Таким образом, в одном приборе имеются два элемента, положение которых зависит соответственно от скорости движения и от нагрузки и оказывается возможным комбинировать эти импульсы, например, при помощи простых механических связей.

Устройства подобного рода могут упростить автоматические системы переключения передач за счет соединения в единую систему приборов автоматического управления двигателем и трансмиссией. Это делает целесообразным в ряде случаев применение всережимных регуляторов не только на дизельных автомобилях, где их установка связана с особенностями характеристик дизеля, но и на карбюраторных двигателях.

¹ Настенко Н. Н., Всережимное регулирование двигателей, Машгиз, 1945.

РАЗЛИЧИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ ПО ВИДУ РАБОЧЕГО АГЕНТА

При ручном переключении передач процесс осуществляется за счет энергии, затрачиваемой водителем. Автоматическое переключение передач происходит без участия водителя, и энергия, необходимая для осуществления процесса, подводится от двигателя.

Конструкция, схема и даже принцип действия разного рода автоматических и полуавтоматических устройств зависят от того, в какой форме осуществлен подвод энергии и каким образом обеспечивается соединение между собой отдельных приборов системы и их правильное взаимодействие. С этой точки зрения автоматические и полуавтоматические системы могут быть разделены на механические, электрические, пневматические, вакуумные, гидравлические и комбинированные.

§ 1. МЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Механическими системами называются такие, в которых переключение передач осуществляется за счет энергии двигателя так, что механическая энергия двигателя передается к элементам, осуществляющим переключение без участия жидких или газообразных рабочих агентов. Коробка перемены передач Крейса характерна для конструкций подобного рода. В большей части коробок с механической системой соединения фрикционных элементов или зубчатых муфт, необходимое для переключения передач, осуществляется за счет центробежных сил, зависящих от скорости движения или от числа оборотов двигателя. Конструктивная простота является основным и, пожалуй, единственным реальным преимуществом механической системы. Несмотря на то, что известны десятки патентов таких систем и некоторые из них были реализованы в опытных образцах и описаны в литературе, коробка Крейса является единственной конструкцией, обратившей на себя внимание.

Недостаток механических систем состоит в том, что в них не удается обеспечить правильный выбор моментов переключения, так как трудно без заметного усложнения конструкции осуществить необходимое сочетание воздействий по скорости движения и по нагрузке.

До сих пор не удалось преодолеть этот недостаток, хотя попытки в этом направлении предпринимались многими изобретателями и в частности Крейсом¹.

§ 2. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

В электрических системах приемы, необходимые для переключения передач, осуществляются включением соответствующих электромоторов (обычно очень малой мощности) или каких-либо электромагнитов. Система срабатывает при подводе тока к этим силовым элементам. Подводом тока управляют специальные регуляторы и реле. Таким образом, как получение командного импульса, так и преобразование его вплоть до реализации переключения происходит в электрических устройствах и цепях.

Электрические системы просты в той их части, которая связана с командными устройствами. Силовые электрические приборы сложны и обычно в них трудно обеспечить необходимую плавность срабатывания. Как известно, в обычных моторах постоянного тока трудно осуществить плавное изменение скорости в широких пределах. Применение же специальных схем (например, схемы Леонарда, схем с роторами или ампли-

¹ В одной из последних моделей коробки Крейса было введено частичное корректирование момента переключения по нагрузке.

динами и т. д.) приводят к конструкциям дорогим и сложным. В электромагнитных приводах легче обеспечить плавность срабатывания, но конструкции оказываются больших размеров и тяжелыми¹. Наряду с этим существенное значение имеют относительно большая чувствительность электрических приборов к тряске и трудности, связанные с предотвращением обгорания контактов и обеспечением их безотказной работы в течение длительных междуремонтных пробегов современных автомобилей. Известное, хотя меньшее значение имеет то, что электрическая автоматика является дополнительным источником радиопомех (качественное экранирование усложняет конструкцию), а также и необходимость увеличивать емкость аккумуляторов и мощность динамомашины.

Всеми этими недостатками объясняется то, что до сир пор не было создано сколь-либо распространенной электрической системы переключения передач, и дело ограничилось лишь патентными заявками и опытными конструкциями. Электрические элементы находят некоторое распространение лишь в комбинированных системах.

В этом отношении автоматика переключения передач составляет своеобразное исключение: во многих иных областях техники за последние годы электрическая автоматика находит все более широкое применение, успешно конкурируя в ряде случаев с системами пневматической и гидравлической.

Объяснение этого следует искать в особенностях эксплуатации автомобилей.

§ 3. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

В пневматических системах энергия передается и связь между приборами осуществляется при помощи сжатого воздуха.

Обычно пневматические системы проектируются на давление в 5—8 атм. При таких давлениях все приборы оказываются достаточно компактными. Современные пневматические системы не сложны, и только четыре недостатка ограничивают их использование. К этим недостаткам относятся:

1) установка на автомобиле компрессора относительно большой производительности и ресиверов достаточно больших габаритов;

2) возможность обледенений отдельных элементов системы, приводящих к образованию ледяных пробок;

3) чувствительность трассы к тряске (поломки трубок, нарушение герметичности в нипелях и т. д.);

4) трудность обеспечить четкое и своевременное окончание действия бустеров и безударную работу всех подвижных элементов.

Уменьшение габаритов и стоимости компрессора, достигаемое уменьшением его производительности, связано с увеличением объема ресиверов, а их размещение на автомобиле или танке всегда вызывает известные трудности.

Обледенение дросселирующих элементов пневматической системы может быть устранено принятием предохранительных мер, всегда связанных с усложнением конструкции. При сильном дросселировании воздуха в пневматических приборах происходит значительное снижение температуры, и влага содержащаяся в воздухе и выделяющаяся при дросселировании, замерзает, забивая льдом проходные сечения.

Борьба с обледенением возможна путем обогрева выхлопными газами или водой из рубашки двигателя приборов, опасных в отношении обмерзания. Это усложняет приборы и удлиняет трассу воздухопроводов. Другой способ борьбы с обледенением состоит в искусственном уменьшении содержания влаги в воздухе, поступающем в систему, либо же в искус-

¹ Примером может служить планетарная коробка перемены передач типа Коталь, неоднократно служившая объектом автоматизации.

ственном снижении точки росы и в уменьшении поэтому количества влаги, выделяющейся при дросселировании.

Уменьшение содержания влаги может быть достигнуто специальными влагоотделяющими фильтрами (например, с силикогелевой набивкой). Для удлинения срока службы фильтра приходится применять замкнутые системы, что приводит к усложнению трассы воздухопроводов.

Снижение точки росы достигается применением специальных спирто-насытител, в которых всасываемый компрессором воздух насыщается парами спирта¹. Недостатки таких систем очевидны.

Иногда не принимают столь сложных мер для уменьшения обледенения и избегают лишь в конструкции узких дросселирующих отверстий или щелей. Пневматические системы такого типа успешно эксплуатировались², но до сих пор не было создано такой системы, которая удержалась на производстве сколь-либо долго.

Существует, однако, важное обстоятельство, которое делает целесообразным применение пневматических систем. Современные автомобили оборудуются пневматическими тормозами, и установка пневматической автоматики может потребовать лишь увеличения производительности компрессоров и емкости ресиверов, обслуживающих тормозную систему. Это обстоятельство делает вероятным применение пневматических систем переключения передач в ближайшем будущем на автомобилях, оборудуемых пневматическими тормозами.

§ 4. ВАКУУМНАЯ СИСТЕМА

Применение вакуумной системы устраняет два недостатка, свойственные пневматическим системам: отпадает необходимость в установке компрессоров и устраняется угроза обледенения в связи с применением малых перепадов давлений (реализуемый в вакуумных системах перепад не превышает 0,5 атм при карбюраторном двигателе). Последнее обуславливает также и самый серьезный недостаток вакуумной системы. В связи с этим рабочие объемы силовых органов для получения тех же усилий должны быть в 30 — 40 раз больше, чем в пневматических системах, следовательно, вакуумные приборы оказываются громоздкими. Отбор вакуума от всасывающего коллектора двигателя неблагоприятно отражается на его работе, так как количество воздуха, поступающего в двигатель через вакуумсистему меняется во время эксплуатации. В ряде конструкций на автомобилях устанавливались специальные вакуумнасосы, что лишало вакуум системы их основного преимущества.

§ 5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Рабочей жидкостью в гидравлических системах служат обычно различные масла.

Два недостатка пришлось преодолеть при внедрении в автомобильную практику гидравлических систем: чувствительность к изменению вязкости масла при изменении температуры и неизбежность скопления в машине грязи при небольших и не существенных для системы прососах.

Оба недостатка преодолены одним и тем же приемом: все приборы гидравлической системы размещены внутри картера коробки перемены передач. Это ускоряет прогрев масла после заводки двигателя и полностью устраняет внешнюю гидравлическую трассу. Рабочие давления в гидравлических системах, так же как и пневматических, равны примерно

¹ Примером может служить пневматическая система английского танка МК-II-Матильда.

² Например, пневматические тормозы, сервосистема переключения передач опытного автобуса НАТИ, пневматическое оборудование чехословацкого танка III-2А.

6—8 атм. Быстрота срабатывания в гидравлических системах выше чем в пневматических, в связи с несжимаемостью рабочего агента и более короткой трассой. Кроме того, в гидравлических системах легче, чем в пневматических, обеспечить равномерное движение поршней, золотников и т. д. и устранить их удары об упоры. Простота и дешевизна конструкции шестеренчатых насосов, обычно применяемых для создания давления, позволяют, не удорожая конструкции, использовать насосы повышенной производительности и снизить за счет этого требования к герметичности золотников, поршней и соединений. Вопросы эти будут подробнее разобраны в следующем разделе.

§ 6. КОМБИНИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ

Электропневматические, электровакуумные, и электрогидравлические системы нашли широкое применение в полуавтоматике. Пневматические, вакуумные или гидравлические элементы используются в качестве силовых органов, а электрические элементы играют роль командных и промежуточных устройств.

Их используют в тех случаях, когда нельзя избежать соединительной трассы, и предпочитают заменить электрическим проводом гидравлический и пневматический трубопроводы.

Вакуумгидравлические и пневмогидравлические системы менее распространены. Их применяют в тех случаях, когда основной системой является гидравлическая, но переключение передач требует включения и выключения сухих тормозов или сцеплений и поэтому стремятся избежать размещения в непосредственной близости от них гидравлических приборов и заменяют их вакуумными или пневматическими приборами.

Комбинированная система, используя несколько рабочих агентов, всегда оказывается более дорогой и сложной, чем система, использующая какой-либо один из них.

Если какая-либо из рассмотренных систем автоматики обладала только преимуществами по сравнению с остальными, то, очевидно, последние не применялись бы и сопоставление рассматриваемых систем было бы беспредметно. Этого пока нет, и поэтому в каждом случае приходится заново оценивать преимущества и недостатки каждой системы применительно к данному конкретному случаю, и от правильного выбора оптимального решения в значительной степени зависит успех конструкции.

Если задача автоматики переключения передач решается независимо от остальных сервосистем автомобиля, если все перемещаемые при переключении детали размещены внутри одного картера и нет необходимости переключать сухие сцепления или тормозы, то преимущества гидравлических систем бесспорны. Эти преимущества столь существенны, что они оправдывают усложнение конструкции коробки, вызываемое применением гидравлических систем.

В иных случаях приходится выбирать между пневматической и комбинированной системами. Автор не знает случаев, когда при невозможности применить гидравлическую систему нельзя было бы обойтись только пневматической системой, избегнув использования двух рабочих агентов.

Во многих случаях иные решения (например, применение комбинированных систем) объяснялись тем, что автоматические системы разрабатывались применительно к существующим конструкциям, предназначенным для ручного управления. Это вызывало необходимость управлять как сухими сцеплениями, так и элементами, размещенными в картере коробки, и затрудняло компактное размещение всех приборов.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПОСТРОЕНИЯ СХЕМ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Разрабатывая схемы гидравлической системы, приходится учитывать прежде всего специфику самого процесса переключения передач. Необходимо обеспечить самим принципом построения схемы выполнение действий приборов, необходимых для переключения передач в нужный момент, в заданном темпе и в определенной последовательности.

Обычно для того чтобы решить эту задачу, могут быть предложены различные схемы, и при выборе оптимальной оказывается существенным то, в какой мере схема может быть воплощена в дешевую и в технологичную конструкцию и в какой мере она удовлетворяет требованиям герметичности, безотказности, компактности, нечувствительности к тряске и т. д.

В связи с этим особую роль приобретают некоторые вопросы, мало связанные с происходящими при переключении передач операциями, но непосредственно связанные с тем, каким образом используется в системе рабочий агент для реализации этих операций.

Вопросы такого рода влияют на выбор схемы и на конструкцию приборов автоматики. Некоторые из них коротко рассматриваются ниже применительно к гидравлическим системам.

§ 1. ТУПИКОВЫЙ И ПРОТОЧНЫЙ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СХЕМЫ

В основе большей части гидравлических систем еще совсем недавно лежал принцип отсечки и перепуска масла, управляемого различного рода золотниками и золотниковыми системами.

В схемах такого типа (примером может служить система переключения передач танка Т-VI-H „Тигр“) необходимая последовательность действий и момент, когда эти действия начинаются или заканчиваются, определяется тем, что золотники, перемещаясь, соединяют в определенной последовательности различные каналы или иные элементы гидравлической трассы. Работоспособность системы зависит от герметичности всех золотников и уплотнений, которые должны быть поэтому выполнены весьма точно. Нарушение герметичности в каком-либо элементе системы может быть причиной отказа в работе или вызовет несвоевременное срабатывание ее. Сама идея схемы связана с тем, чтобы соединять поочередно с насосом те или иные полости системы, как бы загоняя масло в тупики.

Подобный принцип построения схем удобно называть тупиковым.

При схемах, построенных по тупиковому принципу, расход рабочего агента не велик, но работоспособность схемы зависит от герметичности ее элементов, и реализация ее требует высокого класса точности изготовления, индивидуальной притирки золотников, клапанов и т. д. Приборы оказываются дорогими, детали их — не взаимозаменяемыми.

При построении схем по тупиковому принципу можно снизить требования к герметичности и точности приборов за счет увеличения расхода рабочего агента. Для этого достаточно, например, те полости приборов (тупики), к которым в определенный момент подводится масло под давлением, соединить со сливом через дросселирующие, или, как их удобно называть, компенсирующие отверстия небольшого проходного сечения. Небольшие утечки масла через золотники не вызывают несвоевременного повышения давлений благодаря этим отверстиям. При соединении же этих полостей с насосом они не оказывают большого влияния на изменение давления, так как расход через небольшие отверстия на слив может быть легко компенсирован избыточной производительностью насоса.

Иной принцип построения схем возможен в том случае, когда масло непрерывно протекает через все элементы системы, а порядок срабатывания отдельных элементов определяется соотношениями величин давлений, которые регулируются положением золотников.

Подобный принцип построения схемы может быть назван *проточным*. Построение всей схемы по проточному принципу обычно затруднено, и схему комбинируют из элементов, построенных по проточному принципу и по тупиковому. Типичным примером подобного рода систем является система Гидраматик. За счет повышения производительности насоса удается, таким образом, снизить требования к точности и герметичности всех золотников, обходиться обычными посадками 3-го класса точности и, полностью устранив индивидуальные притирки, обеспечить взаимозаменяемость золотников.

При этом приборы не только становятся дешевле, но и увеличивается срок их безотказной работы как за счет уменьшения износа, так и за счет того, что увеличение зазоров при износе менее сказывается на работе системы.

Только отход от устаревшего тупикового принципа построения схем привел к современным вполне работоспособным системам гидравлической автоматики.

Применение проточных и комбинированных схем связано с повышением производительности насоса. В большинстве современных систем насосы выбирают заведомо большей производительности, и при нормальных условиях работы значительная часть масла перепускается через спускные и редуцирующие клапаны. Это позволяет компенсировать значительные утечки, которые бывают или могут возникнуть в системе.

Применение насосов (обычно шестеренчатых) повышенной производительности лишь незначительно удорожает их и во всяком случае окупается удешевлением и упрощением всей системы.

§ 2. ОПОРОЖНЯЕМЫЕ И НЕОПОРОЖНЯЕМЫЕ СИСТЕМЫ

Непроточные элементы гидравлических схем могут быть сделаны так, что масло подводится к их рабочим полостям только во время срабатывания, а все остальное время они от масла освобождены. Такого рода элементы называются *опорожняемыми*. Можно, однако, так составить схему или так расположить приборы на автомобиле или танке, что рабочие полости приборов всегда заполнены маслом и момент срабатывания определяется не подводом масла, а повышением давления. Этого можно достигнуть, например, погрузив все приборы в масляную ванну. Системы такого типа будем называть *неопорожняемыми*.

В неопорожняемых системах уменьшается время реагирования, так как не нужно затрачивать время на заполнение каких-либо объемов и импульс по гидравлической трассе передается со скоростью распространения волны давлений, т. е. со скоростью звука в этих же условиях.

Недостаток неопорожняемых систем состоит в том, что находящееся внутри приборов масло медленно прогревается, что может привести к образованию вязких пробок при сильных морозах. Кроме того, трудно обеспечить опоражнивание таких систем при смене масла в трансмиссии.

Быстрота срабатывания имеет наиболее существенное значение для систем автоматики переключения передач и поэтому опорожняемые системы применяются очень редко. При этом существенное значение приобретает правильное размещение приборов, обеспечивающее их быстрый прогрев.

§ 3. РАЗМЕЩЕНИЕ ПРИБОРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Если приборы автоматики переключения передач конструируются для коробки, предназначавшейся для ручного переключения, то конструктор приборов связан в выборе места для их размещения. Трудность размеще-

ния приборов возрастет в тех случаях, когда при переключении передач приходится управлять не только элементами коробки, но также сцеплением и двигателем. Размещение приборов внутри картера коробки оказывается обычно невозможным или затруднительным без существенных переделок коробки, и приборы приходится размещать в отдельном картере. Приборы автоматики превращаются в самостоятельный агрегат, включаемый где-либо в приводы управления. В старых конструкциях можно было встретить такое размещение приборов, при котором силовые органы, управляющие сцеплением, размещались на сцеплении или включались где-либо в передачу, соединяющую педаль с отводкой сцепления; силовые органы, осуществляющие переключения муфт в коробке, размещались на ней или отдельно и соединялись с коробкой тягами; командные органы составляли отдельный размещаемый прибор и т. д. Все эти элементы схемы соединялись разветвленной гидравлической трассой.

Примитивность такого размещения приборов очевидна, и в последнее время от него отказались полностью.

При разработке приборов автоматики одновременно с конструкцией трансмиссии оказывается возможным разместить все приборы гидравлической автоматики внутри картера коробки перемены передач так, чтобы системы автоматики, смазки, а если нужно то и заполнения гидромуфты обслуживались одной насосной установкой, и чтобы гидравлическая трасса, проходящая где-либо вне коробки перемены передач, была полностью устроена. При этом отпадает сложная проблема герметизации трассы и упрощаются сами приборы, а главное же отпадают затруднения, связанные с необходимостью прогревать масло, находящееся где-либо вне картера коробки.

Эти преимущества столь существенны, что в некоторых случаях размещение приборов внутри коробки используется даже и тогда, когда приборы должны перемещать не только органы управления коробкой, но также управлять сцеплением и двигателем. При этом предпочитают устанавливать рычаги и тяги механической передачи, соединяющие приборы, находящиеся внутри коробки, с агрегатами, расположенными вне ее, вместо установки вне картера коробки гидравлических приборов и трассы. Характерным примером может служить система переключения передач танка Т-VI-Н „Тигр“.

Разумеется, во всех отношениях проще размещение приборов в системах, не требующих при переключении передач управления сцеплением или двигателем. Установка гидромуфты в сочетании с планетарной коробкой является пока единственным способом реализации такой автоматики. Она позволяет, располагая все элементы автоматики внутри картера коробки перемены передач, избежать не только гидравлической трассы вне коробки, но и лишних механических передач (тяг, рычагов и т. д.).

§ 4. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ТРАССА

При составлении схемы автоматики отдельные ее элементы распределяются по их назначению: одна часть схемы состоит из командных приборов, другая — из исполнительных, третья — из приборов и устройств, ведающих созданием и регулированием давления, и т. д. При воплощении схемы в приборы приходится считаться не с размещением элементов автоматики, соответствующим принципиальной схеме, а с необходимостью так располагать приборы, чтобы предельно сократить число соединительных каналов и упростить технологию выполнения как приборов, так и главным образом междуприборной трассы. Даже при размещении всех приборов внутри картера коробки перемены передач проблема трассы остается основной и она решается конструктором в первую очередь при воплощении разработанной принципиальной схемы в реальные приборы.

Еще в конце 30-х и начале 40-х годов этого века было принято все перепускные каналы, соединяющие между собой разные полости и элементы одного и того же прибора, сверлить в корпусе этого прибора. Различные же приборы соединялись сетью металлических трубок, снабженных разного рода нипельными соединениями. Это сильно затрудняло обработку приборов. Многие из них должны были иметь несколько десятков сложных каналов, каждый из которых состоял из нескольких длинных отверстий малого диаметра. Эти отверстия всегда являлись местом отложения механических примесей, неизбежно присутствующих в масле даже при самой тщательной фильтрации. Очистка приборов, промывка каналов и определение мест засорений составляли сложную задачу, требовавшую часто специального оборудования. Приборы оказывались капризными и далеко не безотказными в эксплуатации. Большое количество штуцеров и нипелей являлось дополнительным фактором, заставившим повсеместно отказаться от такого выполнения гидравлической трассы¹.

В настоящее время приняты два способа осуществления гидравлической трассы. Первый из них связан с применением переходных коробок, а второй — с выполнением приборов, имеющих составные корпуса и с вынесением трассы в плоскости разъема.

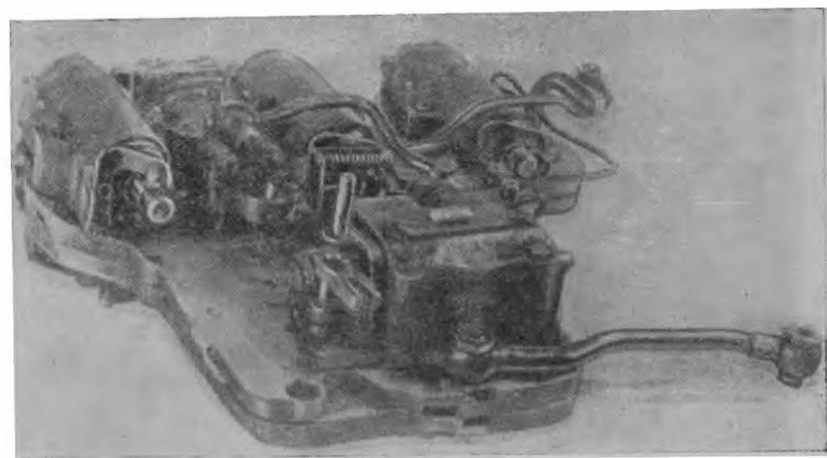
При применении переходных коробок все приборы автоматики устанавливаются специально обработанными фланцами на фланцы переходных коробок. Все полости или элементы приборов, которые должны быть в том или ином порядке соединены друг с другом, не соединяются каналами внутри приборов, а от них выходят каналы к фланцу, которым устанавливается прибор на переходной коробке. Каналы эти оказываются короткими и простыми по форме, в большинстве случаев их удается осуществить одним прямым и неглубоким сквозным сверлением. При установке прибора на переходную коробку каналы, выведенные к соединительному фланцу со стороны прибора, оказываются соединенными с каналами, подходящими к фланцу со стороны переходной коробки. Все требуемые по схеме соединения между каналами одного и того же прибора и различных приборов, устанавливаемых на переходной коробке, между собой осуществляются внутри переходной коробки. Соединительные каналы в переходной коробке получают обычно в литье².

Наиболее удачны конструкции разборных переходных коробок, состоящих из двух или трех частей. Соединительные каналы выполняются в виде канавок полукруглого профиля, а соединения между этими канавками осуществляются через отверстия, выполняемые в прокладке, размещаемой между соединяемыми плоскостями отдельных частей переходной коробки.

На фиг. 50 показаны в качестве примера чертежи переходной коробки приборов автоматики переключения передач немецкого танка Т-VI-B „Королевский тигр“. Сочетание прямых и коротких каналов, получаемых сверлением в корпусах приборов и в переходной коробке с выполненными при литье канавками на соединительных поверхностях и с отверстиями в прокладках, позволяет осуществить сложную трассу в простой и технологичной конструкции. При разборке приборов вся трасса хорошо просматривается и легко промывается. Другой пример переходных коробок показан на фиг. 51, где каждая из них состоит из двух частей и фибровой прокладки. На торцах, прилегающих к прокладке, имеются канавки, и отверстия в прокладке соединяют канавки одной половины корпуса коробки с канавками другой половины в необходимой последовательности.

¹ Этот термин понимается здесь в широком смысле слова, охватывая не только межприборную трассу, но и сеть каналов, соединяющих разные элементы одного и того же прибора.

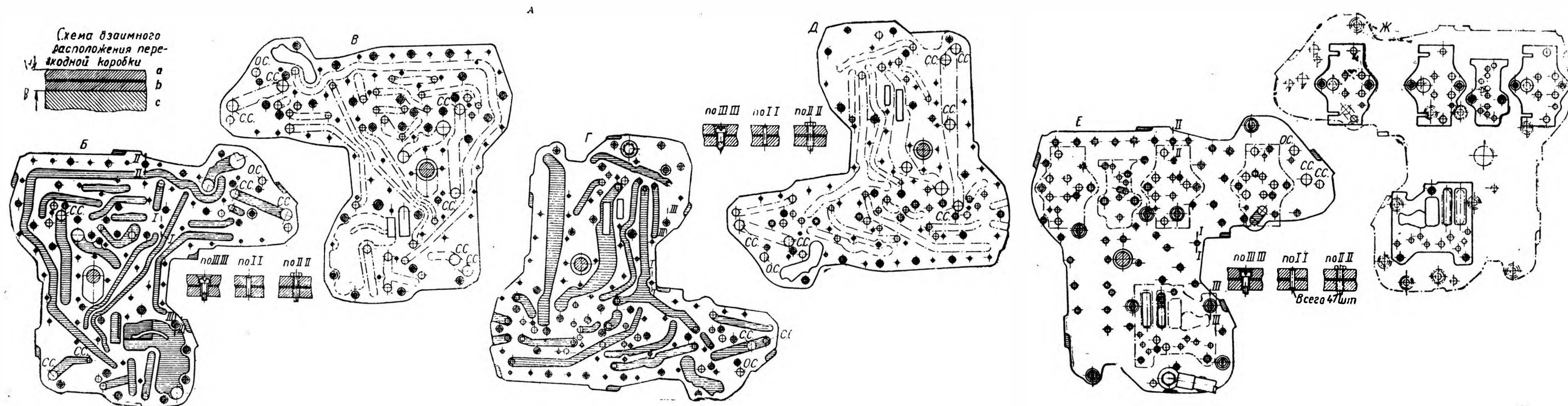
² Переходные коробки и корпуса приборов выполняются часто литьем под давлением.



Фиг. 50. Переходная коробка приборов автоматики танка Т-6В „Королевский тигр“:

А—установка приборов на переходной коробке (внешний вид); Б—вид по стрелке А на нижнюю пластинку; В—вид по стрелке Б на прокладку; Г—вид по стрелке В на верхнюю пластину; Д—вид по стрелке А на прокладку; Е—вид по стрелке А на верхнюю пластину; Ж—вид по стрелке Б на приборы, установленные на верхнюю пластину; а—верхняя пластина; б—прокладка; с—нижняя пластина; о. с. — отверстия под сапун; с. с. — канал системы смазки.

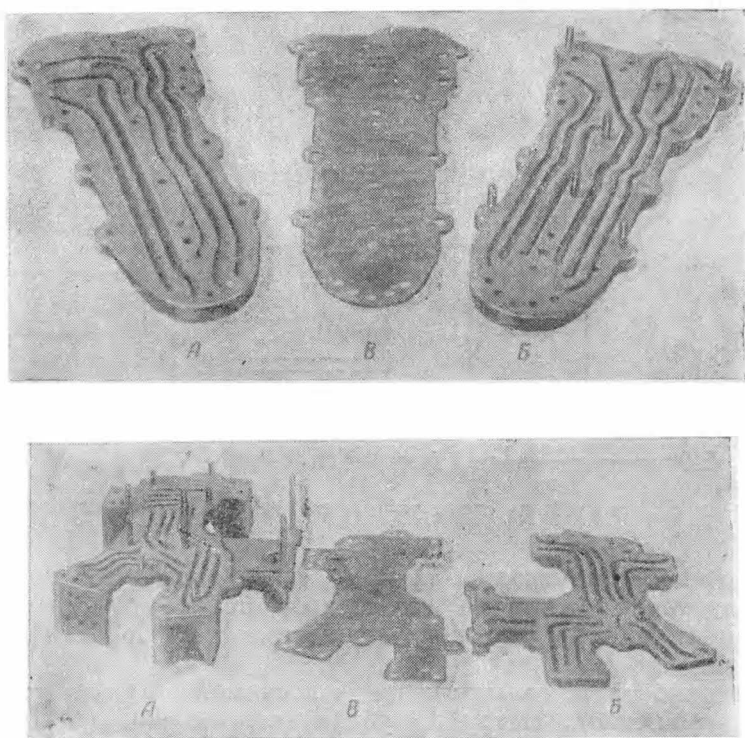
Примечания: 1) штрихпунктирными линиями показаны следы канавок детали, сопряженной с основной; 2) канавки, используемые в качестве каналов, условно заштрихованы горизонтальными линиями.



В некоторых случаях все элементы автоматики могут быть реализованы в одном, двух или ином небольшом числе приборов. В этом случае целесообразно, чтобы функцию переходной коробки выполнял корпус прибора. Его делают разборным, отдельные полости прибора соединяют прямыми, короткими каналами с соединительным фланцем, а сами фланцы снабжают сетью канавок так же, как это делается в переходных коробках.

На фиг. 44 был показан пример золотниковой коробки автоматики переключения передач системы Гидраматик, выполненной по такому принципу.

Применение этой системы канавок при осуществлении трассы оказывается в особенности эффективным, если оно сочетается с широким



Фиг. 51. Переходные коробки:

А и Б—части коробки; В—прокладка.

использованием литья под давлением или иных методов технологии, позволяющих избежать механической обработки канавок.

Применение переходных коробок позволяет полностью или в значительной степени устранить соединительные трубопроводы, нипели, штуцеры и т. д. Выполнение канавок во фланцах, которыми соединяются отдельные части приборов, позволяет избежать переходных коробок только при объединении всех приборов в один агрегат, либо же сохранением внешней междуприборной трассы.

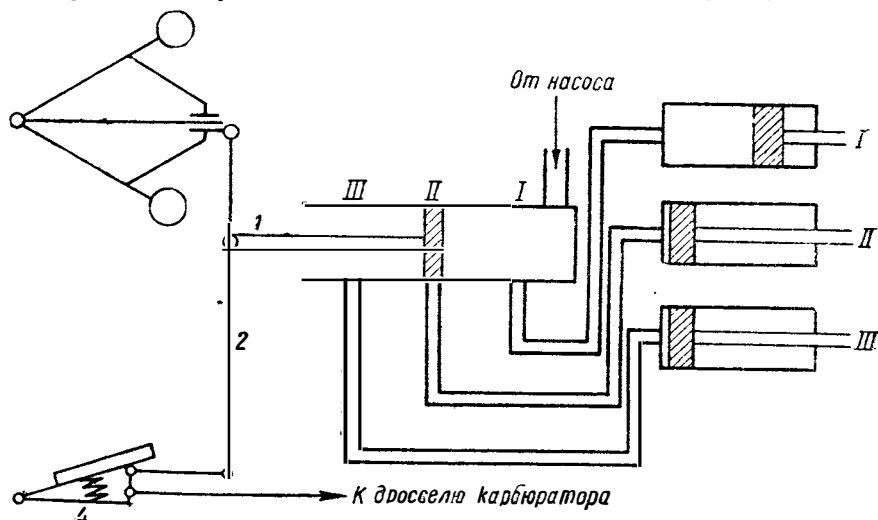
Система канавок и применение переходных коробок является важнейшим элементом, сделавшим современные системы гидравлической автоматики простыми и практичными.

§ 5. СТАБИЛЬНОСТЬ РЕЖИМА И НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ К ТРЯСКЕ

Задача почти всякой схемы гидравлической автоматики состоит в том, чтобы в нужный момент подвести масло под давлением (или просто подвести давление к тому или иному исполнительному органу).

Рассмотрим в качестве простейшего примера случай (фиг. 52), когда 1-я передача включается при перемещении вправо поршня *I*, вторая — при смещении вправо одновременно поршней *I* и *II*, и, наконец, 3-я передача включается одновременным перемещением вправо всех трех поршней *I*, *II* и *III*.

Распределительный золотник *1* перемещается рычагом *2*, положение которого определяется скоростью движения автомобиля (так как один конец рычага связан с муфтой центробежного маятника *3*, приводимого во вращение от ведомого вала коробки) и преодолеваемой нагрузкой (так как второй конец рычага связан с акселератором *4*). При увеличении числа оборотов и при неизменном положении акселератора золотник *1*



Фиг. 52. Простейшая схема управления переключением передач.

смещается влево, поочередно производя переключение передач снизу вверх. Увеличение нажима на акселератор приводит к изменению скорости автомобиля, при которой осуществляется то или иное переключение.

При поверхностном ознакомлении со схемой она кажется простой и весьма совершенной. Нетрудно убедиться, однако, что столь примитивной схемой нельзя осуществить автоматизацию процесса переключения передач.

Рассмотрим в качестве примера режим, когда скорость движения и положение акселератора таковы, что золотник точно перекрывает окно, подводящее масло к поршню *II*. Движение происходит при этом на 1-й передаче, но достаточно самого незначительного увеличения скорости движения, чтобы произошло переключение на вторую передачу.

Во время переключения скорость движения падает, поэтому сразу же после включения 2-й передачи произойдет обратное переключение на 1-ю передачу. Это приведет к увеличению скорости движения и цикл повторится. Появление подобных возвратных переключений является нередким во время доводки приборов автоматики переключения передач. Для устранения возвратных переключений существует два пути. Первый из них, использованный в коробке Крейса и в других конструкциях, состоит в увеличении нечувствительности устройства, измеряющего скорость движения, например, путем введения сухого трения.

Характерным примером второго пути устранения возвратных переключений является конструкция Гидраматик. Возможность появления возвратных переключений устраняется здесь тем, что по самой конструкции системы пере-

пад давлений, необходимый для перемещения поршней, производящих переключение в одном направлении, значительно отличается от перепада давлений, требуемого для перемещения этих же поршней в обратном направлении.

При этом необходимо, чтобы начавшееся переключение возможно быстрее закончилось. Это в особенности важно для планетарных коробок, где положение неполного включения или выключения передачи связано с пробуксовыванием во фрикционных элементах.

Чтобы устранить возможность длительной работы в положении, при котором одна передача выключилась, а вторая не включилась, приходится детали автоматики, осуществляющие переключение, устраивать так, чтобы всякое их промежуточное положение было неустойчиво и чтобы поэтому всякое движение этих деталей из положения, соответствующего одной передаче, обязательно привело бы независимо от скорости движения и положения акселератора ко второму стабильному положению этих деталей, соответствующему следующей передаче. В следующем расчетном разделе книги будут рассмотрены примеры такого рода.

Особенности работы системы автоматики на автомобиле связаны с неизбежной тряской, и детали автоматических приборов могут перемещаться в известных пределах в результате тряски. Если бы система была опорожняемой, то тряска не могла бы быть причиной каких-либо несвоевременных переключений передач. В современных неопорожняемых системах приходится принимать специальные меры для того, чтобы небольшие смещения деталей, вызванные тряской, не привели к переключению передач.

Для этого оказывается необходимым обеспечить устойчивость всех тех равновесных положений, которые соответствуют какой-либо включенной передаче.

Таким образом, работоспособность современной гидравлической системы определяется не только ее структурной схемой, но и точным расчетом равновесных состояний, обеспечивающим устойчивость некоторых положений равновесия и неустойчивость остальных положений.

Расчетам подобного рода посвящена XI глава.

§ 6. РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТЕЙ СРАБАТЫВАНИЯ

В неопорожняемой гидравлической системе импульс передается по гидравлической трассе со скоростью звука, т. е. практически — мгновенно, так как скорость звука в масле достигает иногда 1000 м/сек , а длина трассы почти никогда не превышает 1 м .

Время, затрачиваемое системой с момента подачи сигнала командным прибором до момента начала реагирования системы на этот сигнал, определяется скоростью передачи импульса.

Процесс переключения связан с перемещением различных дискретных масс, движущихся вместе с жидкостью (золотники, клапаны, поршни и т. д.) и может осуществляться поэтому медленно.

Важно не только оценить время того или иного срабатывания, но и выяснить, каким образом можно влиять на него самой конструкцией приборов.

Некоторые движения, происходящие во время переключения, должны осуществляться возможно более быстро. Другие движения (например, связанные с включением сцепления), наоборот, должны осуществляться медленно, плавно. Движение любого золотника не может происходить на всех этапах ускоренно или даже с постоянной скоростью во избежание ударов об упор. Скорость движения любого элемента системы не должна выходить из поля зрения конструктора, и многие элементы совре-

менных приборов автоматики связаны с регулированием скоростей срабатывания.

Таковыми элементами являются обычно дросселирующие калиброванные отверстия, устанавливаемые в разных местах гидравлической трассы, а в пневматических и вакуумсистемах, кроме того, используются демпферные объемы, включаемые в нужных местах в трассу, и даже специальные регуляторы, назначение которых состоит только в том, чтобы регулировать скорость перемещения какого-либо элемента системы.

Вопрос о необходимости регулирования скоростей срабатывания и о выборе способов такого регулирования не может быть решен на основании соображений умозрительных и требует детального расчета.

В XII главе намечены пути простейших расчетов такого рода.

ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ АВТОМАТИКИ

ГЛАВА XI

РАСЧЕТ РАВНОВЕСНЫХ СОСТОЯНИЙ ЗОЛОТНИКОВЫХ СИСТЕМ

В любой гидравлической, пневматической или вакуумной системе автоматического переключения передач положению включения какой-либо передачи соответствует строго определенное положение равновесия всех элементов системы: ее золотников, клапанов поршней, плунжеров и т. д.

Это положение равновесия должно быть строго определенным. Правильное включение передачи не будет осуществлено, если какое-либо из этих положений равновесия окажется неустойчивым и будет нарушено до снятия импульса или если какой-либо золотник, перемещаемый для переключения передачи из одного крайнего положения равновесия в другое, не дойдет до него, так как промежуточное положение также окажется положением устойчивого равновесия.

В некоторых полуавтоматических устройствах и почти во всех автоматических давление (вакуум) в приборах поддерживается непрерывно, и определенные равновесные состояния также должны поддерживаться непрерывно, пока включена какая-либо передача. Переключение передач происходит при изменении условий, определяющих равновесные состояния элементов системы и осуществляется переходом этих элементов из одного положения равновесия в другое.

Таким образом, определение положений равновесия, их устойчивости и тех движений, которые происходят при нарушении равновесного состояния, составляют основу теории и расчета любой автоматической системы. При этом в равной мере необходимо обеспечить устойчивость тех положений равновесия, которые должны достигаться каким-либо золотником после подачи командного импульса, и неустойчивость промежуточных положений, в которых, наоборот, золотник не должен останавливаться.

Может быть указано примерно 8—10 типов задач об определении равновесных состояний и их устойчивости. Представляется целесообразным разобрать важнейшие типы задач такого рода на примере основных приборов автоматического переключения системы Гидраматик.

Работа почти всех элементов этой системы основана на поддержании тех или иных положений равновесия, и разбор ее служит хорошей иллюстрацией методов, адекватных задачам подобного рода.

Ниже приводится исследование положений равновесия в следующих приборах системы Гидраматик: в регуляторе давления скоростного воздействия, регуляторе давления силового воздействия, компенсационном золотнике, перепускном золотнике, во всех трех бустерах силового воздействия, а также в связанных системах, состоящих из бустеров силового воздействия, бустеров скоростного воздействия и переключающих золотников.

§ 1. РЕГУЛЯТОР ДАВЛЕНИЯ СКОРОСТНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

На фиг. 53 показана расчетная схема регулятора давления скоростного воздействия. Регулятор вращается вокруг вертикальной оси при помощи механического привода, связывающего его с ведомым валом коробки.

Примем за исходное положение золотника такое положение, при котором начинается открытие впускного окна. Обозначим: x — смещение золотника в сторону открытия впускного окна;

$x_{\max}$ — максимальное смещение, при котором золотник полностью перекрывает сливное окно ($x_{\max} = a$);

R — расстояние от оси вращения до центра тяжести золотника;

M — масса золотника;

D_1 — диаметр большого поршня;

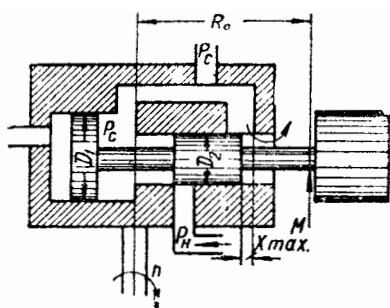
D_2 — диаметр малого поршня;

$F = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)$ — неуравновешенная площадь золотника;

p_n — избыточное давление масла, подводимого от насосов;

p_c — избыточное давление в канале, соединяющем регулятор с бустерами скоростного воздействия (это давление поддерживается регулятором);

n — число оборотов регулятора.



Золотник находится в равновесии под действием центробежной силы

$$G = MR \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} \approx 0,01 MR n^2$$

и силы, созданной давлением масла на неуравновешенную поверхность золотника, $P = F \cdot p_c$.

При равновесии золотника $G = P$ и, следовательно,

$$p_c \approx 0,01 \frac{M}{F} R n^2. \quad (1)$$

Фиг. 53. Расчетная схема регулятора давления скоростного воздействия.

Регулятор скоростного воздействия получает вращение от ведомого вала коробки перемены передач. Поэтому обороты n пропорциональны скорости автомобиля и поддерживаемое регулятором давление пропорционально квадрату скорости автомобиля и первой степени радиуса R .

С изменением скорости автомобиля изменяется p_c и, следовательно, должно изменяться также и положение золотника, а значит и величина R .

Поэтому каждому значению скорости машины соответствует некоторое вполне определенное положение золотника, и сила $P = F \cdot p$ изменяется при изменении скорости машины, т. е. при изменении величины x .

Для определения положения равновесия необходимо определить связь, существующую между положением золотника x (или радиусом R) и давлением p_c из условия перетекания масла через золотник.

Пусть при $R = R_0$ начинается открытие впускного окна и при $R = R_0 + x$ впускное окно открыто на величину x . При этом выпускное окно открыто на величину $x_{\max} - x$.

Расходы масла через впускное и выпускное окна равны. Расход масла Q может быть вычислен по формуле

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}},$$

где f — проходное сечение;

μ — коэффициент расхода;

Δp — перепад давлений;

γ — удельный вес.

Из условий равенства расходов

$$\mu_1 \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2g(p_n - p_c)}{\gamma}} = \mu_2 \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2gp_c}{\gamma}},$$

или

$$\frac{\mu_1^2 f_1^2}{\mu_2^2 f_2^2} = \frac{p_c}{p_n - p_c}, \quad (2)$$

где индекс 1 относится к расходу через впускное окно, а индекс 2 — к расходу через выпускное окно.

При изменении x отношение $\left(\frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2}\right)^2$ меняется и хотя график этой функции отличается от графика $\left(\frac{f_1}{f_2}\right)^2 = F(x)$, различие это не принципиальное, так как характер протекания этих кривых примерно одинаков, а ординаты второй кривой больше соответствующих ординат первой кривой. Если имеется в виду не точное построение указанной кривой, а примерная оценка характера протекания ее, то для исследования устойчивости замена функции $\left(\frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2}\right)^2$ функцией $\left(\frac{f_1}{f_2}\right)^2$ оказывается допустимой.

Учтя это и решая уравнение относительно p_c , определим

$$p_c = \frac{p_n}{K + 1}, \quad (3)$$

где

$$K = \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2. \quad (4)$$

Проходное сечение впускного окна $f_1 = l_1 x$, а проходное сечение выпускного окна $f_2 = l_2 (x_{\max} - x)$, где l — ширина окна (по окружности цилиндра). Поэтому

$$K = \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \cdot \frac{(x_{\max} - x)^2}{x^2}. \quad (5)$$

Сила

$$P = F \cdot p_c = F \cdot \frac{p_n}{K + 1} \quad (6)$$

или

$$P = F \cdot \frac{p_n}{\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \frac{(x_{\max} - x)^2}{x^2} + 1}.$$

Условие $P = G$ сводится теперь к равенству

$$0,01 M (R_0 + x) n^2 = F \frac{p_n}{\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \frac{(x_{\max} - x)^2}{x^2} + 1}$$

и каждому значению n^2 при заданном значении подводимого давления p_n соответствует положение равновесия золотника. Координата x этого положения равновесия определяется как действительный корень этого уравнения.

Наибольшее значение n определяется условием

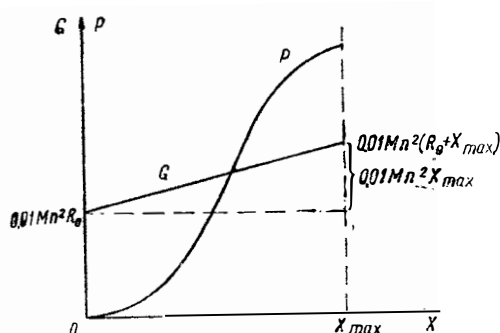
$$p_n F = 0,01 M (R_0 + x_{\max}) n_{\max}^2, \text{ или } n_{\max} = \sqrt{\frac{p_n \cdot F}{0,01 M (R_0 + x_{\max})}}.$$

Поэтому величина S в зависимости от скорости автомобиля может приобретать любые значения от 0 до $\frac{l_2^2}{l_1^2(R_0 + x_{\max})}$.

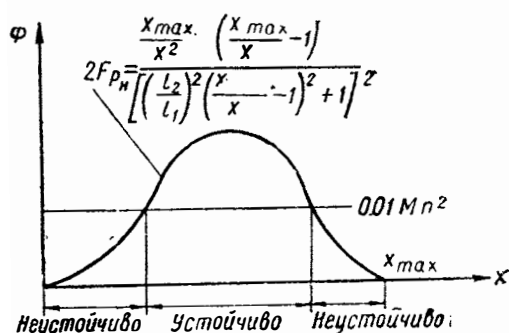
Удобнее, однако, определять положения равновесия графически, строя порознь графики функций

$$G(x) = 0,01 Mn^2 (R_0 + x) \text{ и } P(x) = F \frac{l_n}{\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{x_{\max} - x}{x}\right)^2 + 1}.$$

Функция $G(x)$ определяет прямую, показанную на фиг. 54.



Фиг. 54. Определение положений равновесия золотника регулятора скоростного воздействия.



Фиг. 55. Графики изменения производной $\frac{dP}{dx}$.

Функция $P(x)$ проходит при $x=0$ через начало координат, а при $x=x_{\max}$ имеет координату, равную Fp_n .

Для определения характера протекания функции между этими двумя точками определим значения производной $\frac{dP(x)}{dx}$.

$$\Phi = \frac{dP(x)}{dx} = 2F \cdot p_n \cdot \frac{\frac{x_{\max}}{x^2} \left(\frac{x_{\max}}{x} - 1 \right) \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \left(\frac{x_{\max}}{x} - 1 \right)^2 + 1 \right]^2}. \quad (7)$$

Значение $\frac{dP(x)}{dx}$ обращается в нуль при $x=0$ и при $x=x_{\max}$. Характер протекания функции $\frac{dP(x)}{dx}$ при изменении x от 0 до $x_{\max}$ показан на фиг. 55.

Точка пересечения кривой $P(x)$ и $G(x)$ определяет координату x положения равновесия золотника. При изменении числа оборотов n от 0 до $n_{\max}$ значение x растет от 0 до $x_{\max}$. Каждому значению n соответствует одно положение равновесия, за исключением лишь значения $n \approx n_{\max}^2$.

Регулятор может работать только в том случае, если любое его равновесное положение устойчиво. Для этого необходимо, чтобы при случай-

¹ Учет изменения $\frac{\mu_1}{\mu_2}$ соответственно меняет оба эти соотношения. Можно, однако, сохранить их, считая l_2 и l_1 переменными и включающими в качестве множителей μ_2 и μ_1 .

² Легко усмотреть, что положения равновесия возможны даже при n , несколько большем $n_{\max}$, однако они неустойчивы и интереса не представляют.

ном отклонении золотника от положения равновесия в любую сторону и при неизменной скорости автомобиля на золотник действовала сила, стремящаяся восстановить положение равновесия.

Кроме сил P и G , при движении золотника на него действуют только сила инерции и сила трения. Система имеет одну степень свободы и, поэтому ни сила инерции, ни трение не могут повлиять на устойчивость равновесия, которое вполне определяется соотношениями между силами P и G .

На фиг. 56 показаны два возможных случая протекания кривых G и P в зависимости от радиуса. Равновесному значению $x = x_0$ соответствует точка пересечения P и G .

Если кривая P протекает так, как это показано на фиг. 56 сплошной линией (P'), то положение равновесия устойчиво. Положение равновесия неустойчиво, если кривая P протекает так, как это показано на фиг. 56 пунктиром.

Для устойчивости необходимо, чтобы касательная к кривой P в точке x_0 имела больший угловой коэффициент, чем прямая G , т. е. чтобы

$$\left| \frac{dP}{dx} \right|_{x_0} > \frac{dG}{dR}. \quad (8)$$

Производная $\frac{dG}{dR} \approx 0,01 \text{ Мн}^2$.

В положении равновесия

$$n^2 = \frac{F \cdot p_K}{0,01 \left[\left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \left(\frac{x_{\max}}{x_0} - 1 \right)^2 + 1 \right] M (R_0 + x)}$$

и поэтому

$$\left| \frac{dG}{dx} \right|_{x_0} \approx \frac{F \cdot p_K}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \left(\frac{x_{\max}}{x} - 1 \right)^2 + 1 \right] (R_0 + x_0)}.$$

Производная $\frac{dP}{dx}$ была определена выше уравнением (7), следовательно, условие (8) можно теперь записать так:

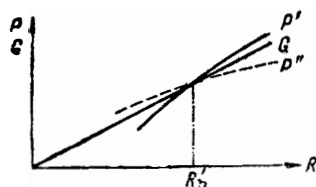
$$2F \cdot p_K \cdot \frac{\frac{x_{\max}}{x_0^2} \left(\frac{x_{\max}}{x_0} - 1 \right) \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \left(\frac{x_{\max}}{x_0} - 1 \right)^2 + 1 \right]^2} > \frac{F \cdot p_K}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \left(\frac{x_{\max}}{x_0} - 1 \right)^2 + 1 \right] (R_0 + x)}$$

или

$$\frac{\frac{x_{\max}}{x_0^2} \left(\frac{x_{\max}}{x_0} - 1 \right) \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \left(\frac{x_{\max}}{x_0} - 1 \right)^2 + 1 \right]} > \frac{1}{2(R_0 + x_0)}.$$

Функция, стоящая в левой части неравенства, обращается в бесконечность при $x=0$ и уменьшается с ростом x , обращаясь в нуль, когда $x = x_{\max}$.

Функция, стоящая справа, при $x=0$ равна $\frac{1}{2R_0}$ и уменьшается с ростом x до $\frac{1}{2(R_0 + x_{\max})}$ при $x = x_{\max}$. Кривые функций пересекаются при



Фиг. 56. Сопоставление кривых P и G .

$x = \bar{x} < x_{\max}$ (фиг. 57). Таким образом, положение равновесия золотника устойчиво только в том случае, если $x_0 < \bar{x}$ и регулятор пригоден для работы в диапазоне изменения оборотов, меньших, чем $n_{\max}$. Истинное значение предельных оборотов

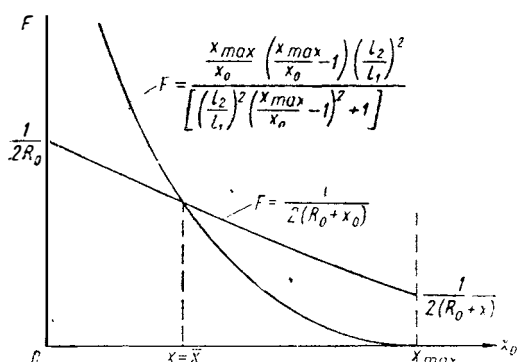
$$n = \sqrt{\frac{F \cdot p_K}{0,01 M \left[R_0 + x \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \left(\frac{x_{\max}}{x} - 1 \right)^2 + 1 \right]}}.$$

При больших значениях n хотя бы и меньших, чем $n_{\max}$, положение равновесия неустойчиво.

При нарушении устойчивого равновесия на золотник действует сила $(P - G)$. Она направлена в сторону положения равновесия, если оно устойчиво, и в противоположную сторону, если оно неустойчиво.

Разложим разность $(P - G)$ в ряд по степеням x

$$P - G = [P - G]_{x_0} + \left[\frac{d(P - G)}{dx} \right]_{x_0} \cdot \Delta x + \left[\frac{d^2(P - G)}{dx^2} \right]_{x_0} \cdot \Delta x^2 + \dots,$$



Фиг. 57. Определение условий устойчивости золотника регулятора скоростного воздействия.

где $\Delta x = x - x_0$.

Предположив небольшие смещения золотника (малое Δx), пренебрегаем всеми членами, содержащими Δx в степени выше первой.

Учтем также, что x_0 соответствует положению равновесия и при $x = x_0$ $G = P$. Поэтому

$$P - G = \left(\left| \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x_0} - \frac{dG}{dx} \right) \cdot \Delta x,$$

или

$$P - G = b \cdot \Delta x, \text{ где } b = \left| \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x_0} - \frac{dG}{dx}.$$

При движении золотника на него действует сила трения. В силу того, что движение происходит в масле и трущиеся поверхности обильно смазаны, можно считать силу трения E , зависящей от скорости золотника, т. е.

$$E = f \left(\frac{d\Delta x}{dt} \right).$$

Раскладывая функцию f в ряд по степеням $\frac{d\Delta x}{dt}$ и предполагая, что скорость золотника мала, ограничимся первым (линейным) членом разложения

$$E = a \frac{d\Delta x}{dt},$$

где a — коэффициент вязкого трения. В силу закона Доламбера дифференциальное уравнение движения для устойчивой работы регулятора может быть записано так

$$M \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + a \frac{d\Delta x}{dt} + b \Delta x = 0. \quad (9)$$

Его интеграл

$$\Delta x = A \cdot e^{-\frac{a}{2M} t} \cdot \sin \left(\sqrt{\frac{b}{M}} t + B \right), \quad (10)$$

где A и B — постоянные интегрирования.

Такое же дифференциальное уравнение и его интеграл получаются при исследовании движения груза массы M , висющего на пружине с жесткостью b . Таким образом, несмотря на отсутствие пружины, после случайного отклонения золотника от положения равновесия, он совершает затухающие колебания относительно этого положения равновесия с частотой, равной $\sqrt{\frac{b}{M}}$, где b определяется разностью между ординатами кривой на фиг. 57.

При неустойчивом положении равновесия

$$M \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + a \frac{d\Delta x}{dt} - b \Delta x = 0; \quad (11)$$

$$\Delta x = A \cdot e^{\left(\kappa - \frac{a}{2M}\right)t} + B \cdot e^{\left(-\kappa - \frac{a}{2M}\right)t}, \quad (12)$$

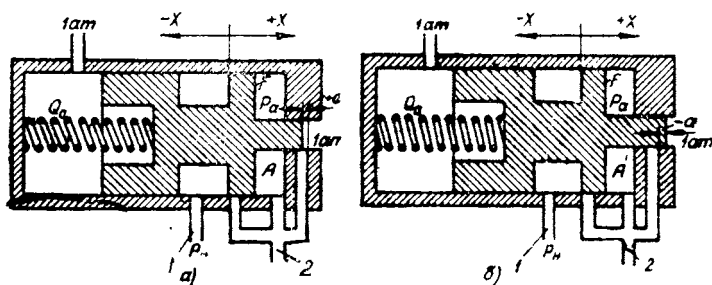
где $\kappa = \sqrt{\frac{a^2}{4M} + \frac{b}{M}}$.

Таким образом, при неустойчивом равновесии колебания не возникают, и процесс расходится аperiodически.

§ 2. РЕГУЛЯТОР ДАВЛЕНИЯ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

На фиг. 58 показана расчетная схема регулятора силового воздействия.

Высокое давление от насоса подводится к каналу 1. Пружина отжимает золотник вправо, и масло через выточку в золотнике поступает в одно из ответвлений отводного канала 2, имеющего три ответвления.



Фиг. 58. Расчетная схема регулятора давления силового воздействия.

По второму ответвлению давление из отводного канала подводится к торцевой поверхности золотника и отжимает его влево. В результате хвостовик золотника соединяет третье ответвление отводного канала 2 со сливом. В отводном канале устанавливается давление p_a , отличное от p_n и зависящее от положения равновесия, которое займет золотник, и изменяющееся в зависимости от затяжки пружины.

Условимся считать нулевым такое положение регулирующего золотника, при котором он перекрывает полностью окно, выпускающее масло в отводящий канал.

Обозначим:

- x — отклонение золотника от нулевого положения;
- p_n — давление масла, подводимого от насосов;
- p_a — поддерживаемое давление;
- a — величина открытия сливного окна при нулевом положении золотника;
- Q_0 — усилие пружины при нулевом положении золотника;
- c — жесткость пружины;

f_1 и f_2 — проходные сечения впускного и выпускного окна;
 μ_1 и μ_2 — коэффициенты расхода для истечения через впускное и выпускное окна;
 l_1 и l_2 — длина (по цилиндру) впускного и выпускного окна;
 F — неуравновешенная торцевая поверхность золотника.

Давление p_a , поддерживаемое регулятором, может быть приближенно определено, если пренебречь изменением усилия пружины при малых перемещениях золотника, т. е.

$$p_a = \frac{Q}{F}.$$

Поэтому поддерживаемое давление пропорционально затяжке пружины, т. е. величине смещения ее противоположного конца, связанного с акселератором.

Реальное значение p_a даже при постоянной затяжке пружины не постоянно, так как меняется в зависимости от равновесного положения золотника. Изменение p_a , вызванное изменением усилия пружины при смещении золотника, обычно невелико и им можно пренебречь. В том случае, когда Q_0 мало (при опущенной педали акселератора), это изменение p_a становится значительным и им пренебречь нельзя.

При золотнике, смещенном на величину x вправо, на него действуют сила пружины $Q = Q_0 - cx$ и сила от давления $P = F \cdot p_a$. Условием равновесия золотника является равенство этих сил $Q_0 - cx = F \cdot p_a$.

Давление p_a определяется из условия равенства притока масла к отводному каналу через первое ответвление и стоком масла на слив через третье ответвление канала, т. е.

$$\mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} V p_n - p_a} = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} V p_a}.$$

Рассуждая далее совершенно так же, как это делалось выше при определении давления поддерживаемого регулятором скоростного воздействия, и замечая, что в рассматриваемом случае $x_{\max} = a$, найдем

$$p_a = \frac{p_n}{\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{a}{x} - 1\right)^2 + 1} \quad (13)$$

и, следовательно, положение равновесия золотника определяется как действительный корень уравнения

$$(Q_0 - c \cdot x) \left[\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{a}{x} - 1\right)^2 + 1 \right] = F p_n.$$

При практических расчетах значения x , соответствующие положениям равновесия, определяемым данной затяжкой пружины Q_0 , удобнее находить графически, разыскивая точку пересечения кривых:

$$T = \frac{F p_n}{Q_0 - cx} \text{ и } T = \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{a}{x} - 1\right)^2 + 1.$$

Подстановкой в формулу (13) найденного таким образом значения x определяют поддерживаемое значение p_a .

Устойчивость равновесия и соответственно режимы работы регулятора зависят от знака a , т. е. от того, открыто или перекрыто сливное окно при нулевом положении золотника.

Мы ограничимся анализом случая при $a > 0$, т. е. того случая, когда сливное окно при нулевом положении золотника открыто на величину a .

Вспомня, что на золотник действуют силы $Q = Q_0 - cx$ и $P = F p_a$, где p_a определяется уравнением (13), найдем знаки производных:

$$\left| \frac{dQ}{dx} \right|_{x_0} = -c < 0$$

$$\left| \frac{dP}{dx} \right|_{x_0} = 2F p_n \frac{\frac{a}{x_0} \left(\frac{a}{x_0} - 1 \right) \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \left(\frac{a}{x_0} - 1 \right)^2 + 1 \right]^2} > 0, \quad (14)$$

так как всегда $a > x_0$.

Таким образом, при любом x_0

$$\left| \frac{dP}{dx} \right|_{x_0} > \left| \frac{dQ}{dx} \right|_{x_0}$$

и в отличие от регулятора скоростного воздействия равновесие золотника регулятора силового воздействия устойчиво всегда.

Дифференциальное уравнение движения золотника (в малых колебаниях) имеет вид

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + h \frac{dx}{dt} + \left[c + 2F p_n \frac{\frac{a}{x_0} \left(\frac{a}{x_0} - 1 \right) \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \left(\frac{a}{x_0} - 1 \right)^2 + 1 \right]^2} \right] x = 0,$$

где h — коэффициент, характеризующий вязкое трение.

Колебания золотника подобны колебаниям тела той же массы M , испытывающего такое же трение, подвешенного на пружине, жесткость которой значительно больше жесткости пружины золотника.

§ 3. Компенсационный золотник

Расчетная схема компенсационного золотника системы Гидраматик показана на фиг. 59. Кроме давления p_n , подводимого от насосов так, как это показано на фигуре, к компенсационному золотнику подведено давление p_n . Отводится давление p_k . Каждому значению давления p_a соответствует свое равновесное положение золотника и соответственно свое значение давления p_k .

На золотник действуют сила P налево, в сторону увеличения открытия выпускного окна, и сила G направо, в сторону уменьшения открытия этого окна, величины которых:

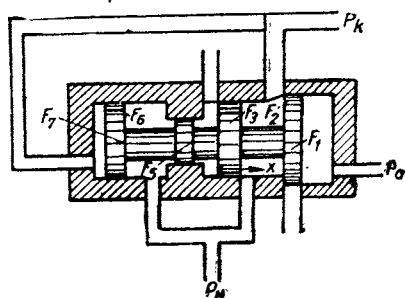
$$P = F_1 p_a + F_3 p_k + F_6 p_n$$

$$G = (F_2 + F_7) p_k + F_5 p_n.$$

При равновесии золотника $G = P$
и поэтому

$$p_k = \frac{(F_6 - F_5) p_n + F_1 p_a}{F_2 + F_7 - F_8}. \quad (15)$$

Значение p_k находится в прямой зависимости от p_a , и выбором размеров поверхностей можно изменять как коэффициент пропорциональности между p_a и p_k , так как и значение p_k при $p_a = 0$. Каждому значению p_k соответствует свое положение золотника x . Подсчитать его можно так же, как это делалось выше для золотников регуляторов скоростного и силового воздействия, если добавить к уравнению (15) уравнения равенства расхода масла через окна, соединяющие полость, ограниченную поверх-



Фиг. 59. Расчетная схема компенсационного золотника.

ностями F_2 и F_3 с подводным каналом и со сливом. Условием устойчивости равновесия, как и ранее, служит неравенство

$$\left| \frac{dQ}{dx} \right|_{x_0} < \left| \frac{dP}{dx} \right|_{x_0}.$$

В рассматриваемом случае

$$\left| \frac{dQ}{dx} \right|_{x_0} = (F_2 + F_7) \left| \frac{dp_\kappa}{dx} \right|_{x_0}$$

и

$$\left| \frac{dP}{dx} \right|_{x_0} = F_3 \left| \frac{dp_\kappa}{dx} \right|_{x_0}.$$

Производная $\frac{dp_\kappa}{dx} < 0$, поэтому условие устойчивости сведется к виду

$$F_2 + F_7 > F_3.$$

При соблюдении этого условия любое положение равновесия золотника устойчиво.

Движения золотника, происходящие при малом отклонении от положения равновесия, описываются уравнением

$$M\ddot{x} + hx + \left[\left| \frac{dP}{dx} \right|_{x_0} - \left| \frac{dQ}{dx} \right|_{x_0} \right] x = 0,$$

или

$$M\ddot{x} + h\dot{x} + (F_2 + F_7 - F_3) \left| \frac{dp_\kappa}{dx} \right|_{x_0} x = 0.$$

Таким образом, хотя золотник лишен пружины, но движется относительно положения равновесия так, как будто бы имеет пружину с жесткостью, равной

$$(F_2 + F_7 - F_3) \left| \frac{dp_\kappa}{dx} \right|_{x_0}.$$

Значение производной $\left| \frac{dp_\kappa}{dx} \right|_{x_0}$ по аналогии с формулой (14) будет

$$\left| \frac{dp_\kappa}{dx} \right|_{x_0} = 2p_\kappa \frac{\frac{x_{\max}}{x_0^2} \left(\frac{x_{\max}}{x_0} - 1 \right) \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \left(\frac{x_{\max}}{x_0} - 1 \right)^2 + 1 \right]^2}.$$

§ 4. БУСТЕРЫ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

Система переключения передач Гидраматик содержит три бустера силового воздействия (см. фиг. 40). Каждый из них управляет совместно с соответствующим бустером скоростного воздействия золотником, ведающим переключением между одной парой смежных передач.

Расчет равновесий во всех трех бустерах силового воздействия мало отличается друг от друга. Наиболее общим случаем является расчет бустера силового воздействия, ведающего переключением со 2-й на 3-ю передачу. Его расчетная схема показана на фиг. 60.

При нулевом положении золотника ($x=0$) малый поршень начинает открытие перепускного канала, а большой поршень — закрытие сливного окна.

Обозначим:

x — смещение золотника;

x_0 — смещение золотника при равновесном положении;

F_1, F_2, F_3 — показанные на схеме площади поршней;
 c_1, c_2, G_1, G_2 — коэффициенты упругости и предварительная затяжка пружин;
 p_0 — давление перед поршнем F_3 ;
 y — смещение поршня F_3 ;
 a — расстояние от правой кромки золотника до хвостовика поршня F_3 при $x=0$, (поршень F_3 находится при этом в крайнем правом положении).

При равновесном положении золотника $p_a F_1 = p'_a F_2 + G_1 + c_1 x_0$, откуда

$$p'_a = \frac{F_1 p_0 - G_1 - c_1 x_0}{F_2}.$$

Таким образом, давление p'_a всегда меньше давления p_a , так как ($F_2 > F_1$) и линейно зависит от p_a , имея прямую с ним связь. Разность $p_a - p'_a$ уменьшается с ростом x .

В этом случае не нужна проверка устойчивости положения равновесия, так как на золотник действуют только силы, стремящиеся восстановить нарушенное равновесие.

Расстояние между хвостовиком поршня F_3 и золотником при этом равно $a - x_0$.

На правый поршень действует слева направо сила $F_a p'_3 + G_2 + G_1 + c_1 x_0$ и справа налево — сила P_c от бустера скоростного воздействия, не зависящая от x .

До тех пор, пока

$$p'_a F_3 + G_2 + G_1 + c_1 x_0 > P_c,$$

поршень F_3 находится в крайнем правом положении.

Можно различать два этапа при перемещении этого поршня.

Этап первый $y < a - x_0$.

При этом положение равновесия определяется совместным решением трех уравнений:

1) уравнения равновесия золотника

$$p_a F_1 - p'_a F_2 - G_1 - c_1 (x + y) = 0;$$

2) уравнения равновесия поршня

$$P_c - p'_a F_3 - G_1 - G_2 - c_1 x - (c_1 + c_2) y = 0;$$

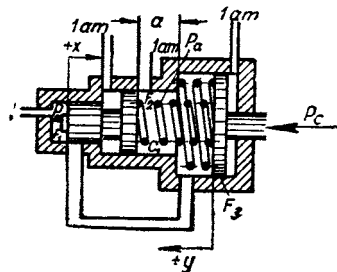
3) уравнения гидравлического равновесия

$$p'_a = \frac{p_a}{k+1}, \text{ где } k = \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{x_{\max} - x}{x}\right)^2.$$

В отличие от ранее разобранных приборов, где требовалось обеспечение устойчивости, любое промежуточное положение поршня F_3 должно быть неустойчиво, так как только в этом случае невозможны промежуточные равновесия переключающего золотника, при котором одновременно буксуют и тормозы и фрикционы в планетарных рядах коробки перемены передач.

Обозначим через G — силу, действующую на поршень F_3 слева направо, тогда

$$G = p'_a F_3 + G_1 + G_2 + c_1 x + (c_1 + c_2) y.$$



Фиг. 60. Расчетная схема бустера силового воздействия.

Положение поршня устойчиво, если

$$\left| \frac{dP_c}{dy} \right|_{y_0} < \left| \frac{dG}{dy} \right|_{y_0},$$

но $\frac{dP_c}{dy} = 0$, так как p_c не зависит от y . Поэтому для устойчивости необходимо, чтобы $\left| \frac{dG}{dy} \right|_{y_0} > 0$.

Для определения значения $\left| \frac{dG}{dy} \right|_{y_0} > 0$ разрешим уравнение равновесия золотника относительно x и, подставив его в уравнение для G , найдем,

$$G = p'_a (F_3 - F_2) + p_a F_1 + G_2 + c y$$

и

$$\frac{dG}{dy} = c_2 + (F_3 - F_2) \frac{dp_a}{dx} \frac{dx}{dy}.$$

По аналогии с теорией регулятора скоростного воздействия можно написать, что

$$\frac{dp'_a}{dx} = 2p_a \frac{\frac{x_{\max}}{x_0^2} \left(\frac{x_{\max}}{x_0} - 1 \right) \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2}{\left[\left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \left(\frac{x_{\max}}{x_0} \right)^2 + 1 \right]^2}.$$

Из этого выражения видно, что производная эта всегда положительна. Рассмотрим уравнение равновесия золотника

$$\Phi = p_a F_1 - p'_a F_2 - G_1 - c_1(x - y) = 0$$

как неявную функцию x от y .

Тогда

$$\frac{dx}{dy} = - \frac{\frac{\partial \Phi}{\partial y}}{\frac{\partial \Phi}{\partial x}} = - \frac{c_1}{c_1 - \frac{dp'_a}{dx} F_2} > 0,$$

следовательно,

$$\frac{dG}{dy} > 0$$

и положение равновесия устойчиво, если $F_3 > F_2$. Если это условие выполнено, то на первом этапе движения ($y < a - x_0$) переключающий золотник не может работать исправно. Даже если сила P_c достаточна, чтобы сместить поршень F_3 , он не пойдет до упора, а сместится в соответствии с величиной p_c и остановится в новом положении равновесия.

Вместе с тем наличие этого устойчивого этапа обеспечивает стабильность крайнего положения переключающего золотника при случайных смещениях (например, от тряски и т. д.).

Этап второй $y > a - x_0$

На этом этапе хвостовик поршня упирается в золотник, и они движутся совместно.

Условие равновесия

$$P_c = G = G_2 + c_2 y + (F_3 - F_2) p'_a + F_1 p_a.$$

Как и ранее, равновесие устойчиво, если

$$\left| \frac{dG}{dy} \right|_{y_0} > 0,$$

т. е. если

$$c_2 + (F_3 - F_2) \frac{dp'_a}{dx} \frac{dx}{dy} > 0.$$

Как и ранее

$$\frac{dp'_a}{dx} > 0.$$

Но в этом случае

$$x = x_0 + \Delta x = x_0 - \Delta y;$$

$$\frac{dx}{d\Delta y} = -1; \quad d\Delta y = dy \text{ и, следовательно, } \frac{dx}{dy} = -1.$$

Таким образом,

$$\left| \frac{dG}{dy} \right|_{y_0} = +c_2 - (F_3 - F_2) \frac{dp'_a}{dx}.$$

Для обеспечения неустойчивого равновесия необходимо и достаточно, чтобы удовлетворялось неравенство

$$F_3 - F_2 > \frac{G_2}{\frac{dp'_a}{dx}}. \quad (16)$$

Если обеспечено это условие, то достаточно начать второй этап движения, чтобы он уже не смог закончиться раньше, чем поршень F_3 дойдет до левого крайнего положения. Напомним, что значение p'_a как функция x ,

а следовательно, и $\frac{dp'_a}{dx}$ определяются из условий равенства расхода масла, перетекающего через перепускной канал в полость между золотником и поршнем F_3 , и расхода масла, вытекающего из этой полости на слив.

Бустер силового воздействия, ведающий переключением между 1-й и 2-й передачами (см. фиг. 40), отличается от рассмотренного бустера наличием только одной пружины, расположенной между золотником и поршнем. Вся рассмотренная теория может быть распространена на этот бустер, если положить всюду $G_2 = c_2 = 0$.

Условие (16) принимает в этом случае всюду вид

$$F_3 > F_2.$$

Бустер силового воздействия, ведающий переключением с 3-й на 4-ю передачу, отличается от рассмотренного как наличием только одной пружины, действующей на поршень, так и осуществлением слива через канал *II*. Это, а также наличие канала δ не меняет принципа действия бустера на обычных режимах работы, и поэтому на этих режимах вся развитая выше теория может быть распространена и на бустер силового воздействия *III* и *IV*, если положить лишь всюду $c_1 = G_1 = 0$.

§ 5. УСЛОВИЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Переключение передач происходит при изменении знака разности усилий скоростного и силового воздействия, действующих на данный переключающий золотник. Помимо ранее принятых, введем следующие обозначения:

M' и M'' — массы большого и малого грузов регулятора скоростного воздействия;

p'_c и p''_c — давления скоростного воздействия, устанавливаемые элементами регулятора в соответствии с большим и малым грузами;
 F_c — площадь поршня золотника регулятора скоростного воздействия;
 F и f — площади большего и малого поршней бустера скоростного воздействия;
 F_a и f_a — площади большего поршня и золотника бустера силового воздействия;
 p_a — давление перед большим поршнем бустера силового воздействия;
 G — предварительная затяжка пружины бустера силового воздействия, установленной между поршнем и золотником;
 G' — предварительная затяжка установочной пружины бустера силового воздействия, действующей на поршень;
 x_a — перемещение дополнительного золотника регулятора силового воздействия (связанного с акселератором), отсчитанное от положения, которое он занимает при полностью разжатой пружине;
 Φ_a — площадь (рабочая) торца золотника регулятора силового воздействия;
 c — жесткость пружины регулятора силового воздействия.

Условимся далее индексы $I-II$, $II-III$, $III-IV$ приписывать всем параметрам, относящимся к переключающему золотнику, ведающему переключением этих же передач и к его бустерам. Параметры, общие для всех бустеров, индексов не имеют.

Перестановочные усилия бустеров скоростного воздействия определяются уравнениями (см. фиг. 40):

$$\begin{aligned}
 p_{c_{I-II}} &= F_{I-II} p'_c + f_{I-II} p'_c; \\
 p_{c_{II-III}} &= F_{II-III} p'_c + f_{II-III} p''_c; \\
 p_{c_{III-IV}} &= F_{III-IV} p''_c + f_{III-IV} p''_c.
 \end{aligned}$$

где

$$p'_c \approx 0,01 \frac{M'}{F_c} R' n^2$$

и

$$p''_c \approx 0,01 \frac{M''}{F_c} R'' n^2$$

или

$$\begin{aligned}
 p_{c_{I-II}} &= 0,01 \frac{M'R'}{F_c} n^2 (F_{I-II} + f_{I-II}); \\
 p_{c_{II-III}} &= 0,01 \frac{n^2}{F_c} (F_{II-III} M'R' + f_{II-III} M''R''); \\
 p_{c_{III-IV}} &= 0,01 \frac{n^2}{F_c} (F_{III-IV} M''R'' + f_{III-IV} M'R').
 \end{aligned}$$

Таким образом, при определенной скорости автомобиля

$$p_{c_{I-II}} > p_{c_{II-III}} > p_{c_{III-IV}}.$$

При переключении вверх с низших передач на высшие перестановочные усилия бустеров силового воздействия:

$$\begin{aligned}
 p_{a_{I-II}} &= p_a f_{a_{I-II}} + p'_a F_a; \\
 p_{a_{II-III}} &= p_a f_{a_{II-III}} + p'_a F_a + G_{II-III}; \\
 p_{a_{III-IV}} &= p_a F_a + G'_{III-IV},
 \end{aligned}$$

где

$$p_a = \frac{c}{\Phi_a} x_a,$$

а из условия равновесия золотника бустера силового воздействия

$$p'_a = p_a \frac{f_a}{f'_a} - \frac{G}{f'_a}.$$

Площади f_a и f'_a мало отличаются друг от друга и можно принять

$$p'_a = p_a - \frac{G}{f_a}.$$

Таким образом,

$$p_{a_{I-II}} = p_a (F_a + f_{a_{I-II}}) - \frac{G_{I-II}}{f_{a_{I-II}}};$$

$$p_{a_{II-III}} = p_a (F_a + f_{a_{II-III}}) - \frac{G_{I-III}}{f_{a_{II-III}}} F_a + G_{II-III};$$

$$p_{a_{III-IV}} = p_a F_a + G'_{III-IV},$$

причем

$$G_{I-II} < G_{II-III}$$

и

$$G_{II-III} < G'_{III-IV},$$

поэтому

$$p_{a_{I-II}} < p_{a_{II-III}} < p_{a_{III-IV}}.$$

При переключении вниз (с высших передач на низшие) перестановочные усилия бустеров силового воздействия:

$$p'_{a_{I-II}} = p_a f_{I-II};$$

$$p'_{a_{II-III}} = p_a f_{a_{II-III}};$$

$$p'_{a_{III-IV}} = p_a f_{a_{III-IV}}.$$

Условия начала переключения определяются равенством перестановочных усилий бустера скоростного воздействия и перестановочных усилий бустера силового воздействия.

Переключение с 1-й на 2-ю передачу происходит при условии $p_{c_{I-II}} = p_{a_{I-II}}$, т. е. когда

$$0,01 \frac{R'}{F_2} M' n^2 (F_{I-II} - f_{I-II}) = \frac{c}{\Phi_a} x_a (F_a + f_{a_{I-II}}) - \frac{G_{I-II}}{f_{a_{I-II}}} F_a.$$

Это уравнение может быть представлено в виде

$$x_a = k_1 n^2 + k_2,$$

где k_1 и k_2 — постоянные величины.

Аналогичные параболы имеют место для всех переключений. Значение коэффициентов k_1 и k_2 для переключения с 1-й на 3-ю передачу

$$k_1 = \frac{\frac{M'R'}{F_c} (F_{I-III} + f_{I-III})}{\frac{c}{\Phi} (F_a + f_{a_{I-III}})}$$

и

$$k_2 = \frac{G_{I-II} \Phi_a F_a}{f_{aI-II} c (F_a + f_{aI-II})};$$

для переключения со 2-й на 3-ю передачу:

$$k_1 = \frac{0,01 \frac{1}{F_c} (F_{III-IV} M'' O'' + f_{III-IV} - M' R)}{\frac{c}{\Phi} (F_a + f_{aII-III})}$$

и

$$k_2 = \frac{\frac{G_{II-III}}{f_{aII-III}} F_a + G'_{II-III}}{c (F_a + f_{aII-III})} \Phi_a;$$

для переключения с 3-й на 4-ю передачу:

$$k_1 = \frac{0,01 \frac{1}{F_c} (F_{III-IV} M'' O'' + f_{III-IV} M' R')}{\frac{c}{\Phi_a} F_a}$$

$$k_2 = \frac{G'_{III-IV} \Phi_a}{c F_a};$$

для переключения с 4-й на 3-ю передачу:

$$k_1 = \frac{0,01 \frac{1}{F_c} (F_{III-IV} M'' R'' + f_{III-IV} M' R')}{\frac{c}{\Phi_a} f_{aI-II}}$$

и

$$k_2 = 0;$$

для переключения с 3-й на 2-ю передачу:

$$k_1 = \frac{0,01 \frac{1}{F_c} (F_{II-III} M' R' + f_{II-III} M'' R')}{\frac{c}{\Phi_a} f_{aII-III}}$$

и

$$k_2 = 0;$$

для переключений со 2-й на 1-ю передачу:

$$k_1 = \frac{0,01 \frac{M' R'}{F_c} n^2 (F_{I-II} + f_{I-II})}{\frac{c}{\Phi_a} f_{aI-II}}$$

и

$$k_2 = 0.$$

Параболы эти определяют отношение между положением акселератора (пропорциональным x_a) и скоростью движения (пропорциональной n).

Только переключение с 4-й на 3-ю передачу определяется этим законом не на всем диапазоне изменения x_a , а только до тех пор, пока $x_a < z$,

причем $z = x_a$ в момент начала перекрытия золотником регулятора силового воздействия канала *II* (см. фиг. 40). При $x_a = z_1$ золотник перекрывает канал *II* полностью.

Если $x_a \geq z_1$, то момент переключения определяется уравнением

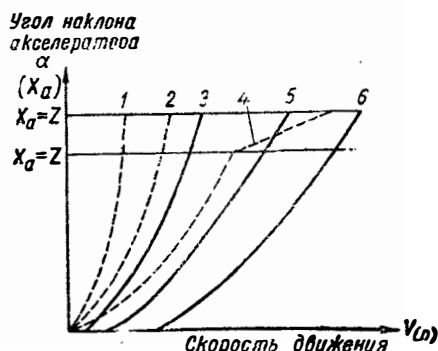
$$0,01 \frac{1}{F_c} n^2 (F_{III-IV} R'' M'' + f_{III-IV} R'' M') = p_k M F_a.$$

В этом случае (при $x_a > z_1$) выбор момента переключения зависит только от скорости движения.

Во время перекрытия канала *II* (при $z < x_a < z_1$) зависимость n от x_a в момент переключения передачи не параболическая.

Фиг. 61. Кривые, определяющие момент переключения передач в системе Гидраматик:

1—переключение со 2-й на 1-ю передачу; 2—переключение с 3-й на 2-ю передачу; 3—переключение с 1-й на 2-ю передачу; 4—переключение с 4-й на 3-ю передачу; 5—переключение со 2-й на 3-ю передачу; 6—переключение с 3-й на 4-ю передачу.



На фиг. 61 показан характер кривых, определяющих момент переключения передач и являющихся основными характеристиками приборов автоматического переключения передач типа Гидраматик.

ГЛАВА XII

УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ И ВРЕМЯ СРАБАТЫВАНИЯ ЗОЛОТНИКОВ, ПОРШНЕЙ И ЗОЛОТНИКОВЫХ СИСТЕМ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Срабатывание любой сервосистемы или автоматической системы переключения передач состоит в перемещении плунжеров, золотников, поршней, клапанов и тому подобных подвижных элементов, происходящем в заданной последовательности.

Описывая процессы срабатывания какой-либо системы, перечисляют обычно все движения, происходящие в системе под воздействием командного импульса, и указывают их последовательность. При этом интересуются лишь моментами начала движения, направлением перемещений золотников, поршней и теми каналами или другими элементами трассы, которые открываются, закрываются или соединяются в результате этих перемещений.

Иначе говоря, при описании системы элементы, из которых она состоит, рассматриваются лишь как селекторные устройства, переключающие те или иные комбинации трассы.

При рассмотрении системы в статическом состоянии оказываются существенными лишь фиксированные (обычно крайние) положения отдельных элементов и не принимается во внимание процесс перехода отдельных элементов из одного фиксированного положения в другое. Между тем для расчета системы и теории ее работы наиболее интересны именно

переходные режимы. Зная положения, которые займут все элементы системы в результате действия командного импульса, мы определяем лишь, какая передача включается этим импульсом. Для того чтобы знать, как происходит включение этой передачи, надо уметь определять законы движения элементов системы, или, как говорят, характер срабатывания.

Работоспособность автоматической системы переключения передач зависит больше всего от характера срабатывания. Так, например, для того чтобы в ступенчатой непланетарной коробке произвести переключение со 2-й на 1-ю передачу, система, получив командный импульс, должна произвести следующие действия: выключить сцепления и одновременно уменьшить обороты двигателя (сбросить газ); выключить 2-ю передачу, тем или иным приемом (например, синхронизацией, двойным выжимом); уравнивать угловые (или окружные) скорости соединяемых муфт (или шестерен); произвести включение 1-й передачи; включить сцепление, одновременно увеличивая обороты двигателя.

Возможность выполнения той или иной операции зависит главным образом от характера срабатывания элементов системы. Так, например, выключение сцепления должно быть резкое и одновременно резко должен быть сброшен газ; включаться же сцепление должно, наоборот, плавно, причем управление газом должно быть согласовано с темпом включения сцепления, так как от этого зависит одно из основных и трудно обеспечиваемых качеств автоматической системы — бесшумность переключения и отсутствие рывков.

Весь процесс переключения передач должен быть осуществлен возможно более быстро, однако включение новой передачи должно происходить плавно, чтобы переключение происходило только после достижения полного равенства скоростей.

Управление скоростью отдельных процессов, происходящих в приборах системы, требует знания законов протекания этих процессов во времени. Многие на первый взгляд второстепенные устройства: калиброванные жиклеры, включаемые в отдельные каналы; дополнительные объемы, соединенные с каналами; обводные трассы; фаски у золотников, а иногда и целые приборы специально включаются в схему для того, чтобы обеспечить требуемый характер срабатывания.

Расчет процесса срабатывания в золотниковых и клапанных системах связан с составлением дифференциальных уравнений движения отдельных золотников, клапанов и т. д. и последующего интегрирования этих уравнений.

Почти всегда исследуемые уравнения движения оказываются достаточно сложными, не могут быть доведены до квадратуры, и расчет системы сводится к их графическому или численному интегрированию. Хотя такое интегрирование производится единообразными и хорошо разработанными приемами, расчет оказывается кропотливым и громоздким. Возникающие при этом трудности носят, однако, формальный характер и преодоление их требует лишь терпения и навыка.

Иначе обстоит дело с составлением уравнений движения отдельных элементов и с выделением тех случаев, когда уравнения эти могут быть доведены до квадратур. Здесь нет каких-либо общих, разработанных приемов или правил. Большое разнообразие применяемых систем делает нецелесообразным составление общих уравнений, пригодных для всех или даже для значительной части устройств. Исследование каждой новой системы является в этом смысле новой творческой задачей. Могут быть указаны, однако, на примере наиболее характерных элементов идеи и ход рассуждений, пригодные при исследовании иных элементов и, следовательно, целых систем, составляющих совокупность элементов подобного рода. Настоящая глава содержит примеры анализа процессов срабатывания основных элементов гидравлических систем, где многие важные случаи сводятся к квадратурам. Далеко идущая аналогия между движением

золотников и поршней, перемещаемых жидкостью и одномерным неустановившимся движением жидкой струи, позволяя использовать для решения задачи некоторые идеи, используемые в теории одномерного неустановившегося движения жидкости¹. Автор, стесненный небольшим объемом книги не считал себя в праве обременять читателя изложением способов численного или графического интегрирования дифференциальных уравнений, излагаемых в любом курсе прикладной математики² и ограничивается составлением дифференциальных уравнений движения.

§ 1. ДВИЖЕНИЕ ИЗОЛИРОВАННОГО ЗОЛОТНИКА³

При перемещении золотника *Б* (фиг. 62) влево срабатывает золотник *А*. Он под действием перепада давлений $p_1 - p_2$ перемещается вправо до упора, сжимая пружину (рабочий ход золотника).

При перемещении золотника *Б* вправо от нейтрального положения, изображенного на фиг. 62, пружина, разжимаясь, возвращает золотник *А* в крайнее левое положение, выдавливая рабочую жидкость (холостой ход золотника).

Давления p_1 и p_2 условимся далее считать постоянными.

Рабочий ход золотника; простейшая идеализация

Рассмотрим сначала рабочий ход золотника *А*, пренебрегая инерцией жидкости, усилием пружины, трениями и всеми гидравлическими сопротивлениями на пути тока жидкости и учтем лишь коэффициент расхода μ .

Обозначим:

- f — проходное сечение, открываемое золотником *Б*;
- v — скорость жидкости в этом сечении;
- F — площадь сечения золотника *А*;
- x — его смещение, отсчитанное от левого крайнего положения;

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = v, \text{ а } \ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = \dot{v},$$

соответственно скорость и ускорение золотника *А*;

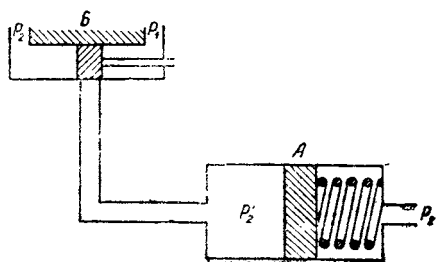
M — масса этого золотника;

g — гравитационное ускорение;

p'_2 — давление непосредственно перед золотником.

Благодаря наличию жидкости, перемещающей золотник, скорость золотника не может отличаться от скорости жидкости, если только мы интересуемся движениями, при которых контакт между золотником и жидкостью не нарушается.

Для составления уравнений движения надлежит воспользоваться тем, что скорость золотника равна скорости жидкости, учитывая, что усилия, действующие на золотник, влияют на значение перепада, определяющего скорость жидкости.



Фиг. 62. Расчетная схема к исследованию процесса срабатывания золотника.

¹ Бахметьев Е. А., Введение в изучение неустановившегося движения жидкости, Петроград, 1915.

² Крылов Д. Н., Приближенные вычисления, Академия Наук СССР.

³ В целях сокращения текста мы будем во всех случаях, когда имеется в виду перемещение под действием подведенного перепада какой-либо дискретной массы (золотника, поршня, плунжера и т. д.) говорить только о перемещении золотника.

Мы пренебрегли усилием пружины и трением, поэтому p'_2 может отличаться от p_2 только в том случае, если золотник движется ускоренно. В этом случае

$$p'_2 - p_2 = \frac{M}{F} \dot{v}.$$

Обозначим $p'_2 - p_2 = \Delta p_j$ и назовем этот перепад инерционным, подчеркивая этим названием, что он расходуется на преодоление инерции золотника. Расход жидкости через проходное сечение, открытое золотником B ,

$$G = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_1 - p'_2}.$$

Скорость золотника A получаем, отнеся G к сечению F и заменяя p_2 через Δp_j , т. е.

$$v = \frac{\mu f}{F} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{\Delta p - \Delta p_j}, \quad (17)$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ назовем полным перепадом.

В рассматриваемом случае $\Delta p_j = \frac{M}{F} \dot{v}$ и уравнение движения золотника принимает вид

$$v = \frac{\mu f}{F} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{\Delta p - \frac{M}{F} \dot{v}},$$

или

$$2 \frac{g}{\gamma} \frac{M}{F^3} \mu^2 f^2 \dot{v} + v^2 = 2 \frac{g}{\gamma F^2} \mu^2 f^2 \Delta p. \quad (18)$$

Обозначая скорость равномерного движения золотника через v_{pas} , замечая, что

$$v_{pas} = \frac{\mu f}{F} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}$$

и, следовательно,

$$v_{pas}^2 = \frac{2g}{\gamma} \frac{\mu^2 f^2}{F^2} \Delta p,$$

уравнения (18) можно свести к виду

$$\frac{dv}{dt} + \frac{F \Delta p}{M} \left(\frac{v^2}{v_{pas}^2} - 1 \right) = 0. \quad (19)$$

В уравнении этом переменные могут быть разделены, т. е.

$$dt = \frac{-dv}{\frac{F \Delta p}{M} \left(\frac{v^2}{v_{pas}^2} - 1 \right)} = \frac{M}{F^2 \Delta p} \frac{dv}{\frac{v^2}{v_{pas}^2} - v^2} v_0^2. \quad (20)$$

Интегрируя уравнение (20), получим

$$t = C + T \ln \frac{v + v_{pas}}{v - v_{pas}},$$

где $T = \frac{M v_{pas}}{2 F \Delta p}$ — коэффициент, имеющий размерность времени;
 C — постоянное интегрирования.

Для определения постоянной интегрирования C воспользуемся начальными условиями задачи. Пусть в момент

$$t = t_0 \text{ и } v = v_0.$$

Тогда

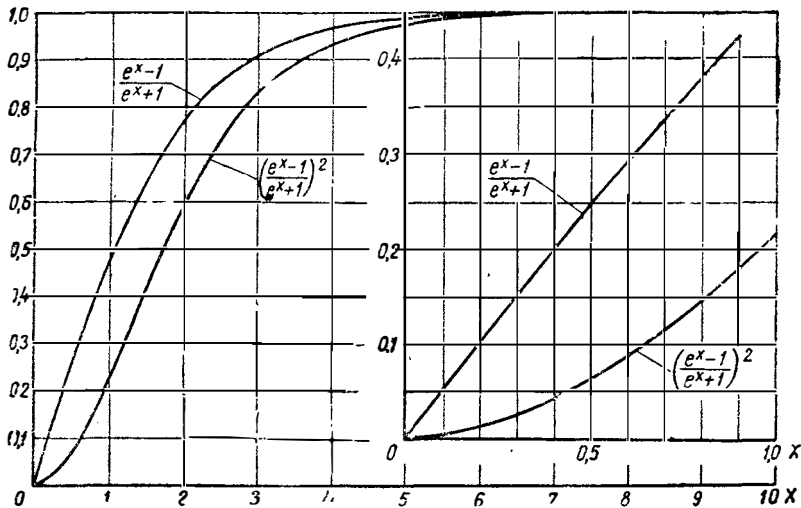
$$C = t_0 - T \ln \frac{v_0 + v_{pas}}{v_0 - v_{pas}}$$

и интеграл уравнения (20) примет вид

$$t = t_0 - T \ln \frac{(v + v_{pas})(v_0 - v_{pas})}{(v - v_{pas})(v_0 + v_{pas})},$$

или

$$\frac{(v + v_{pas})(v_0 - v_{pas})}{(v - v_{pas})(v_0 + v_{pas})} = e^{\frac{t - t_0}{T}}.$$



Фиг. 63. График Бахметьева.

В простейшем случае, когда $t_0 = 0$ и $v_0 = 0$

$$e^{\frac{t}{T}} = \frac{v_{pas} + v}{v_{pas} - v},$$

или

$$v = v_{pas} \frac{e^{\frac{t}{T}} - 1}{e^{\frac{t}{T}} + 1}. \quad (21)$$

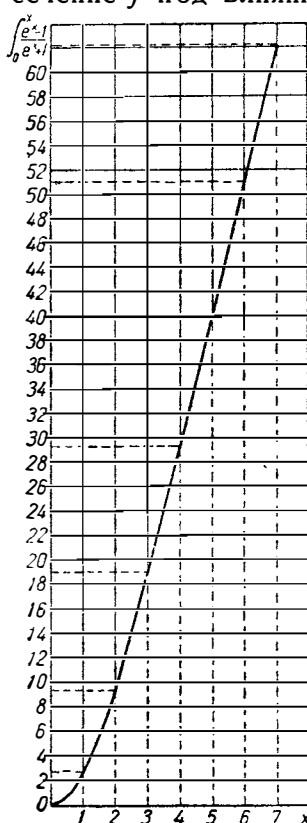
На фиг. 63 показаны графики Бахметьева, определяющие значения функции $\frac{e^x - 1}{e^x + 1}$ и $\left(\frac{e^x - 1}{e^x + 1}\right)^2$.

При $x \geq 4$ функция $\frac{e^x - 1}{e^x + 1} > 0,95$ и быстро приближается к 1 с ростом x . Пренебрегая при подсчете скорости золотника значениями $v < 0,05 v_{pas}$, определим продолжительность процесса установления условием $x = \frac{t}{T}$, или

$$t_{уст} = 2 \frac{M v_{pas}}{F \Delta p}. \quad (22)$$

Таким образом, при мгновенном смещении золотника B на величину, соответствующую открытию проходного сечения f , золотник A движется с заметным ускорением лишь в течение времени $t_{ycm} = 2 \frac{Mv_{pas}}{F\Delta p}$.

По истечении этого времени скорость золотника практически постоянна и равна v_{pas} , т. е. определяется лишь истечением жидкости через сечение f под влиянием полного перепада.



Фиг. 64. Значение функции

$$\int_0^x \frac{e^x - 1}{e^x + 1} dx$$

Для подсчета пути, пройденного золотником за время t_{ycm} на фиг. 64 построен график¹

$$\int_0^x \frac{e^x - 1}{e^x + 1} = f(x).$$

Путь, пройденный золотником за время от

$$\left. \begin{aligned} t = 0 \text{ до } t = t' < t_{ycm} \\ x = v_{pas} T f\left(\frac{t'}{T}\right), \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

где $f\left(\frac{t'}{T}\right)$ значение ординаты кривой, показанной на фиг. 64 в точке $x = \frac{t'}{T}$.

Ордината эта в точке $x = 4$ (соответствующей t_{ycm}) равна 29,2 и, следовательно, золотник за время установления проходит путь, равный $29,2 v_{pas} T$.

Кривая $x = x(t)$ может быть построена теперь по точкам. Для этого достаточно воспользоваться графиком на фиг. 63, последовательно задавая значения t от 0 до t_{ycm} , и определить значения x по уравнению (23).

При $t > t_{ycm}$ с большой точностью функция $x(t)$ выражается прямой линией с угловым коэффициентом, равным v_{pas} .

§ 2. ДВИЖЕНИЕ ЗОЛОТНИКА, ПРЕОДОЛЕВШЕГО НАГРУЗКУ

Усложняя задачу, учтем силы, действующие на золотник со стороны нагрузки, преодолеваемой при его движении.

Обычно трением золотника о стенки можно пренебречь, так как золотники выполняются либо плавающими, либо же хорошо притертыми и усилия трения исчезающе малы. Внешней нагрузкой является чаще всего усилие пружин, сжимаемых при движении золотника. Мы будем предполагать поэтому, что учитываемое в этом разделе дополнительное усилие, действующее на золотник в результате действия пружины, равно $Q_0 + cx$, где Q_0 — усилие предварительного сжатия пружины (действующее на золотник, находящийся в крайнем левом положении); c — жесткость пружины, а x — смещение золотника, отсчитанное от крайнего левого положения.

При учете силы пружины перепад $P_2'' - P_2$, движущий золотник, будет отличаться от инерционного перепада $\Delta p_u = \frac{M\ddot{x}}{F}$ на величину $\Delta p_c = \frac{Q_0 + cx}{F}$, которую мы назовем силовым перепадом. Таким образом,

$$p_2'' - p_2 = \Delta p_u + \Delta p_c = \frac{M\ddot{x}}{F} + \frac{Q_0 + cx}{F}.$$

¹ Предполагается, что в начальный момент золотник не двигался, т. е. при $t = 0$ и $v_0 = 0$.

Скорость золотника A при открытии золотником B проходного сечения f

$$\dot{x} = \frac{c}{F} = \mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \sqrt{p_1 - p_2}} = \mu \frac{f}{F} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \sqrt{\Delta p - \Delta p_u - \Delta p_c}}$$

или

$$\dot{x} = \mu \frac{f}{F} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \sqrt{\Delta p - \frac{M\ddot{x}}{F} - \frac{Q_0 + cx}{F}}}. \quad (24)$$

Возводя правую и левую часть уравнения (24) в квадрат и обозначая $k = \mu^2 \frac{f^2}{F^3} \frac{2g}{\gamma}$, нетрудно свести это уравнение к виду

$$M\ddot{x} + \frac{1}{k} \dot{x}^2 + cx = \Delta p F - Q_0. \quad (25)$$

Это дифференциальное уравнение описывает движение золотника с пружиной, перемещающегося под воздействием жидкости, перетекающей через сечение f под фактическим перепадом $p_1 - p_2$. На схеме (фиг. 62) золотник движется слева направо. Золотник может при этом сместиться за положение равновесия ($x_0 = \frac{\Delta p F - Q_0}{c}$). Под воздействием пружины он начнет смещаться назад к положению равновесия. Давление p_2'' будет в этом случае больше p_1 и ток рабочей жидкости будет обратен рассмотренному выше, через сечение f жидкость будет вытекать в область, где поддерживается давление p_1 .

При этом будет справедливо уравнение

$$\dot{x} = \mu \frac{f}{F} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \sqrt{p_2'' - p_1}} = \mu \frac{f}{F} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \sqrt{\Delta p_c + \Delta p_u - \Delta p}}$$

или

$$M\ddot{x} - \frac{1}{k} \dot{x}^2 + cx = \Delta p F - Q_0. \quad (26)$$

Уравнения (25) и (26) отличаются только знаком при члене, содержащем $\dot{x}^2$, который всегда совпадает со знаком $\ddot{x}$.

Таким образом, уравнение

$$M\ddot{x} + (\text{sign } \dot{x}) \frac{1}{k} \dot{x}^2 + cx = \Delta p F - Q_0, \quad (27)$$

где $\text{sign } \dot{x}$ означает знак $\dot{x}$, описывает движение золотника в любой момент.

Рассмотрим теперь движение этого же золотника массой M , находящегося под воздействием пружины, создающей усилие $Q_0 + cx$ и внезапно приложенной постоянной силы $\Delta p F$. Это движение описывается уравнением

$$M\ddot{x} + cx = \Delta p F - Q_0. \quad (28)$$

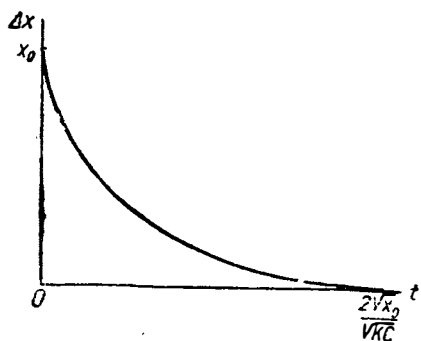
Если предположить теперь, что на этот золотник действует сила трения, пропорциональная квадрату скорости с коэффициентом пропорциональности $\frac{1}{k}$ и направленная всегда против направления скорости, то уравнение движения приобретет вид уравнения (27), которое было выведено в предположении отсутствия каких бы то ни было сил трения, но зато

с учетом связи, которую накладывают на систему условия неразрывности струи жидкости, протекающей через сечения f .

Таким образом, движение золотника, перемещаемого жидкостью, протекающей через сечение f , подобно движению свободного золотника, на который действует помимо силы инерции, усилия пружины и силы $\Delta p F$, трение, пропорциональное квадрату скорости с коэффициентом пропорциональности

$$\frac{1}{k} = \frac{\gamma F^3}{2\rho^2 f^2 g}.$$

Предположим теперь, что золотник не имеет инерции, т. е. что $M = 0$. Уравнение движения такого идеализированного золотника имеет вид



$$(\sin \dot{x}) \frac{1}{k} \dot{x}^2 + cx = \Delta p F - Q_0$$

и для движения золотника под воздействием жидкости, протекающей через сечение f , получаем уравнение

$$\dot{x} = \sqrt{k} \sqrt{\Delta p F - Q_0 - cx}.$$

Примем координату равновесного положения золотника, к которому стремится он с течением времени

Фиг. 65. График функции $t =$
 $= \frac{2}{\sqrt{kc}} (\sqrt{\Delta x} - \sqrt{x_0}).$

$$x_0 = \frac{\Delta p F - Q_0}{c}.$$

за начало отсчета, положив $x = x_0 - \Delta x$.

Тогда $\Delta \dot{x} = -\sqrt{kc \Delta x}$ или $\frac{d\Delta x}{-\sqrt{kc \Delta x}} = dt$.

В начальный момент при $t = 0$ и $\Delta x = x_0$. Учтя это и интегрируя уравнение, находим

$$\frac{-1}{\sqrt{kc}} \int_{x_0}^{\Delta x} \frac{d\Delta x}{\sqrt{\Delta x}} \int_0^t dt, \text{ или } t = -\frac{2}{\sqrt{kc}} (\sqrt{\Delta x} - \sqrt{x_0}). \quad (29)$$

Кривая изменения Δx с течением времени показана на фиг. 65. Законом изменения пути золотника во времени является парабола с вершиной в точке, соответствующий равновесному положению ($\Delta x = 0$, или $x = x_0$).

В принятой идеализации (пренебрежение массой золотника) время движения золотника от момента открытия сечения f до достижения золотником равновесного положения x_0 равно $\frac{2\sqrt{x_0}}{\sqrt{kc}}$. В этой идеализации

золотник приобретает наибольшую скорость, равную $\sqrt{kc x_0}$, мгновенно в начале движения, а затем по мере смещения золотника скорость его падает до нуля. Ускорение максимальное в начале движения также падает до нуля по мере перемещения золотника.

Масса золотника, которой мы до сих пор пренебрегали, оказывает влияние на движение золотника и деформирует кривую, показанную на фиг. 65. Это влияние массы наиболее заметно в начале движения, так как массой обуславливается постепенное, а не мгновенное нарастание скорости. Колебания, возникающие при учете массы, относительно нового положения равновесия не существенны, так как они быстро затухают под воздействием описанного выше эффекта, аналогичного квадратичному трению. Масса золотника увеличивает время срабатывания, поэтому

указанное выше значение $t = \frac{2\sqrt{x_0}}{\sqrt{kc}}$ является нижней границей, к которой стремится время срабатывания при уменьшении массы. В большинстве случаев это значение дает хорошее первое приближение. Дальнейшие уточнения требуют приближенного интегрирования уравнения (27).

§ 3. ХОЛОСТОЙ ХОД ЗОЛОТНИКА

Холостой ход золотника происходит только под воздействием возвратной пружины. Сечение f связывает цилиндр с полостью, где поддерживается пониженное давление p_2 , и рабочая жидкость выдавливается в эту полость через сечение f под воздействием перемещающегося золотника, создающего подпор

$$p_2' = \frac{Q_0 + cx}{F} - \frac{M\ddot{x}}{F},$$

Если предположить, что давление p_2 равно давлению, подведенному к золотнику с его нерабочей стороны (соприкасающейся с пружиной), то расход жидкости через сечение f может быть выражен уравнением

$$G = -\mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{\frac{Q_0 + cx}{F} - \frac{M\ddot{x}}{F}},$$

где знак минус указывает на изменение направления истечения и поэтому скорость золотника

$$\dot{x} = -\frac{\mu f}{F} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{\frac{Q_0 + cx}{F} - \frac{M\ddot{x}}{F}}. \quad (30)$$

Уравнение движения золотника сводится к виду

$$M\ddot{x} - \frac{1}{k}\dot{x} + cx = Q_0,$$

где, как и ранее,

$$k = \frac{\mu^2 f^2}{F^3} \frac{2g}{\gamma}.$$

Даже если пренебречь массой золотника, положив $M = 0$, получим

$$\dot{x} = -\sqrt{k} \sqrt{Q_0 + cx},$$

или

$$-\frac{dx}{\sqrt{k} \sqrt{Q_0 + cx}} = dt.$$

Интегрирование уравнения от $t = 0 (x = x_0)$ до $t = t_1 (x = 0)$ дает для t_1 значение

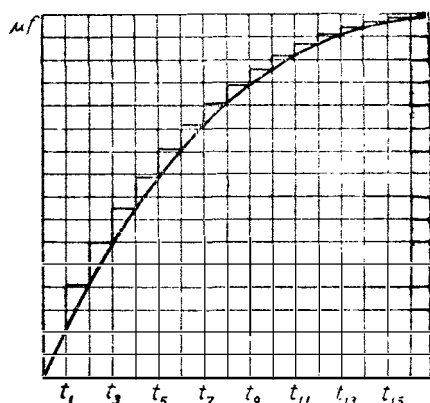
$$t_1 = -\frac{1}{\sqrt{k}} \int_{x_0}^0 \frac{dx}{\sqrt{Q_0 + cx}} = \frac{2}{c\sqrt{k}} \sqrt{cx_0 + Q_0}. \quad (31)$$

Из сравнения формул (29) и (31), выведенных при допущении об отсутствии массы золотника, следует, что при холостом ходе время срабатывания больше, чем при рабочем ходе, если пружина имеет предварительную затяжку ($Q_0 > 0$).

В конце холостого хода золотник имеет заметную скорость, равную $\sqrt{kQ_0}$, и необходимы специальные меры для предотвращения ударов золотника об упор.

§ 4. ВЛИЯНИЕ ЗАКОНА ИЗМЕНЕНИЯ μf НА ДВИЖЕНИЕ ЗОЛОТНИКА

Во всех приведенных выше рассуждениях мы предполагали, что сечение f мгновенно полностью открывается, т. е. что величина μf мгновенно изменяется от нуля до максимума, и следили за изменением во времени положения золотника (за координатой x). Во многих случаях золотник A сам постепенно открывает перепускное окно, подводящее рабочую жидкость к какому-либо новому золотнику. С этой точки зрения представляет интерес рассмотрение движения золотника A при заданном законе движения золотника B (фиг. 62), т. е. при заданном законе изменения μf во времени. Для конкретности рассмотрим интегрируемый случай свободного



Фиг. 66. График к приближенному интегрированию уравнения движения свободного золотника.

золотника. В более общем случае золотника, нагруженного пружиной, задача решается аналогично, но интегрирование уравнения из каждого значения μf не доводится до квадратур и требует приближенных методов.

Пусть, например, закон изменения μf как функции времени задан графиком на фиг. 66.

Разобьем время, в течение которого изменяется μf на интервалы, достаточно малые для того, чтобы в течение каждого данного интервала значение μf можно было считать постоянным, соответствующим по графику значению μf в конце интервала.

Заданная кривая заменяется при этом ломаной линией, т. е. вместо плавного изменения μf вводятся в рассмотрение

скачкообразные изменения μf , происходящие мгновенно в моменты $t=0$; $t=t_1$; $t=t_2$ и т. д.

Первый этап ($0 < t < t_1$) характеризуется величиной $\mu_1 f_1$. Если бы величина μf не изменялась далее, то с течением времени установилась бы скорость золотника

$$v_{pas} = \frac{\mu_1 f_1}{F} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{\Delta p}.$$

Зная равномерную скорость, можно подсчитать коэффициент T по формуле $T = \frac{Mv_{pas}}{2F\Delta p}$. Припишем найденным так значениям v_{pas} и T индекс I (v_{pasI} и T_I), подчеркивая тем самым, что они относятся к первому этапу. Аналогично, зная $\mu_2 f_2$ — для второго этапа, $\mu_3 f_3$ — для третьего этапа и т. д., найдем значения:

$$v_{pasII}, T_{II}, v_{pasIII}, T_{III} \text{ и т. д.}$$

Вернемся к уравнению

$$\frac{(v + v_{pas})(v_0 - v_{pas})}{(v - v_{pas})(v_0 + v_{pas})} = e^{\frac{t - t_1}{T}}, \quad (32)$$

связывающему скорость золотника v_0 в момент t_0 со скоростью золотника v , которая достигается в момент t .

Обозначим теперь скорости золотника в конце каждого этапа соответственно v_1 , v_{II} и т. д.

Используя уравнения (32) последовательно на каждом этапе движения, получим:

для первого этапа ($t_0 = 0$, $v_0 = 0$, $v = v_1$)

$$-\frac{(v_1 + v_{pas I})}{(v_1 - v_{pas I})} = e^{\frac{t_1}{T}}$$

для второго этапа ($t_0 = t_1$, $v_0 = v_1$, $v = v_{II}$)

$$\frac{(v_{II} + v_{pas II}) \cdot (v_1 - v_{pas II})}{(v_{II} - v_{pas II}) (v_1 + v_{pas II})} = e^{\frac{t_1 - t_2}{T_{II}}};$$

для третьего этапа

$$\frac{(v_{III} + v_{pas III}) (v_{II} - v_{pas III})}{(v_{III} - v_{pas III}) (v_{II} + v_{pas III})} = e^{\frac{t_3 - t_2}{T_{III}}};$$

для любого n -го этапа

$$\frac{(v_n + v_{pas n}) (v_{n-1} - v_{pas n})}{(v_n - v_{pas n}) (v_{n-1} + v_{pas n})} = e^{\frac{t_n - t_{n-1}}{T_n}}.$$

Приведенные формулы последовательно определяют v_1 , $v_{II} \dots v_n$ — скорости золотника в момент t_1 , $t_2 \dots t_n$.

Результаты вычислений удобно свести в таблицу следующей формы

№ этапа	Параметры	μf этапа	v_{pas}	T	$t - t_0$	Скорость в начале этапа v_c	$\frac{v_0 - v_{pas}}{v_0 + v_{pas}}$	Скорость в конце этапа v
1								
2								

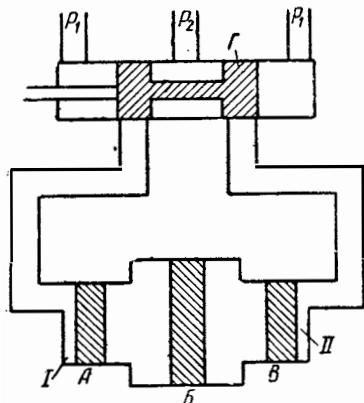
Определенные значения скоростей позволяют построить кривую изменения скорости золотника по времени, а графическое интегрирование вдоль этой кривой определяет закон перемещения золотника.

§ 5. ДВИЖЕНИЕ СИСТЕМЫ ЗОЛОТНИКОВ, СВЯЗАННЫХ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТЬЮ

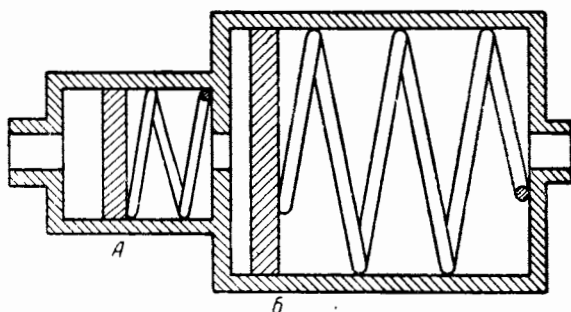
До сих пор мы рассматривали движения одного изолированного золотника. Рассмотрим теперь движение нескольких золотников, если связь между ними осуществляется рабочей жидкостью. На фиг. 67 показаны три золотника A , B , B , соединенные только жидкостью, заполняющей пространство между ними. При перемещении управляющего золотника Γ вправо, полость I соединяется с каналом высокого давления p_1 , а полость II — с каналом низкого давления p_2 , и все три поршня перемещаются вправо со скоростью, зависящей от смещения золотника Γ и

изменяющейся во времени даже при неподвижном золотнике Γ за счет инерции золотников A , B , B и жидкости, движущейся вместе с золотниками. Пренебрегая сначала инерцией жидкости и предполагая, что золотник Γ смещается мгновенно на величину, обеспечивающую полное открытие перепускного окна, так что истечение в полость I определяется формулой

$$G = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_1 - p_2'}$$



Фиг. 67. Схема работы золотников, связанных при помощи рабочего агента.



Фиг. 68. Схема приведения сил пружин к одному золотнику.

где p_2' — мгновенное давление в полости I , определим скорость перемещения каждого из золотников.

Обозначим x_A , x_B и x_B — смещения золотников, указанных индексами.

В силу несжимаемости жидкости, соединяющей золотники, их перемещения связаны соотношением

$$x_A = \frac{F_B}{F_A} x_B = \frac{F_B}{F_A} x_B,$$

где F_A , F_B и F_B — площади поперечного сечения золотников, указанных индексами.

Аналогичные соотношения связывают скорости и ускорения золотников:

$$\dot{x}_A = \frac{F_B}{F_A} \dot{x}_B = \frac{F_B}{F_A} \dot{x}_B; \quad \ddot{x}_A = \frac{F_B}{F_A} \ddot{x}_B = \frac{F_B}{F_A} \ddot{x}_B.$$

Если первый золотник имеет ускорение $\ddot{x}_A$, то силы инерции, действующие на каждый из золотников:

$$P_A = M_A \ddot{x}_A; \quad P_B = M_B \ddot{x}_A \frac{F_A}{F_B}; \quad P_B = M_B \ddot{x}_A \frac{F_A}{F_B}.$$

Для того чтобы преодолеть силу инерции, приложенную к золотнику B , надо перед этим золотником создать давление

$$p_B = \frac{P_B}{F_B} = M_B \ddot{x}_A \frac{F_A}{F_A^2}.$$

Перед золотником B надо поэтому иметь давление, большее, чем p_B , на величину p_B , необходимую для преодоления инерции золотника B и равную

$$p_B = \frac{P_B}{F_B} = M_B \ddot{x}_A \frac{F_A}{F_A^2}.$$

Перед золотником A недостаточно иметь давление, равное сумме $p_B + p_B$, так как надо преодолеть инерцию золотника A , для чего требуется давление

$$p_A = \frac{P_A}{F_A} = M_A \ddot{x}_A \cdot \frac{1}{F_A}.$$

Таким образом, золотник A может иметь ускорение $\ddot{x}_A$ только в том случае, если на него действует давление

$$p'_2 = p_A + p_B + p_B = \left(M_A + M_B \frac{F_A^2}{F_B^2} + M_B \frac{F_A^2}{F_B^2} \right) \ddot{x}_A \cdot \frac{1}{F_A}.$$

Назовем выражение, стоящее в скобках, массой золотников, приведенной к золотнику A — $M_{A\text{пр}}$, тогда

$$M_{A\text{пр}} = M_A + M_B \frac{F_A^2}{F_B^2} + M_B \frac{F_A^2}{F_B^2}.$$

Получим

$$p'_2 = \frac{M_{A\text{пр}}}{F_A} \ddot{x}_A.$$

Таким образом, система золотников может быть заменена одним золотником, если условно увеличить его массу до значения массы всей системы золотников, приведенной к этому рассматриваемому золотнику.

Аналогично приведению масс должно быть выполнено и приведение сил в тех случаях, когда на все или на некоторые золотники помимо сил инерции и давления жидкости действуют какие-либо иные силы, например, усилия пружин. В качестве примера на фиг. 68 показаны два золотника, сжимающие каждый свою пружину.

Пусть жесткости пружин c_A и c_B , а их начальные сжатия Q_A и Q_B . При смещении золотника A вправо на величину x_A золотник B смещается вправо на $x_B = x_A \frac{F_A}{F_B}$. На золотник B действует при этом сила

$$Q_B + c_B \frac{F_A}{F_B} x_A.$$

Для того чтобы преодолеть эту силу, надо развить на золотнике A усилие

$$\left[Q_B + c_B \frac{F_A}{F_B} x_A \right] \frac{F_A}{F_B}.$$

Таким образом, на золотник A действует при перемещении его на величину x_A сила

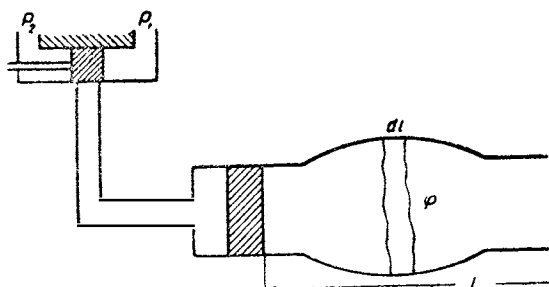
$$P = Q_A + c x_A + Q_B \frac{F_A}{F_B} + c_B \frac{F_A^2}{F_B^2} x_A.$$

Иначе говоря, приведенная (условная) пружина, действие которой на золотник A эквивалентно действию всех пружин системы, должна иметь жесткость, равную сумме жесткостей всех пружин, умноженных на отношение квадрата поперечного сечения золотника, на который действует пружина, к квадрату поперечного сечения золотника, к которому осуществляется приведение. Начальное сжатие приведенной пружины, должно быть равно сумме начальных сжатий всех пружин, умноженных на отношение первых степеней поперечных сечений тех же золотников.

§ 6. УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ИНЕРЦИИ ЖИДКОСТИ (ПО БАХМЕТЬЕВУ)

Вернемся к первоначальной схеме, показанной на фиг. 62.

Предположим что пружина отсутствует и что за золотником находится жидкость, движущаяся вместе с ним. Для общности выводов предположим, что жидкость эта заполняет трубопровод произвольно переменного сечения, удовлетворяющего лишь условиям медленной изменяемости¹. Пример такой схемы показан на фиг. 69. Рассмотрим движение золотника, учитывая как его массу, так и массу жидкости, находящейся за золотником.



Фиг. 69. Схема к расчету влияния инерции жидкости на движение золотника.

Выделим в рассматриваемом трубопроводе переменного сечения участок малой длины dl и предположим, что на этом

малом участке сечение трубопровода постоянное и равно φ . Масса жидкости в выделенном участке трубопровода равна $\frac{\gamma}{g}\varphi dl$, а сила инерции этой массы $\frac{\gamma}{g}\varphi \frac{dv}{dt} dl$, где v — местная скорость жидкости, изменяющаяся как во времени, так как рассматривается неустановившееся движение так и по длине трубопровода, так как он имеет переменное сечение. Для того чтобы преодолеть силу инерции перед рассматриваемым сечением, должно быть создано давление

$$\frac{\gamma}{g\varphi}\varphi \frac{dv}{dt} dl = \frac{\gamma}{g} \frac{dv}{dt} dl.$$

Такое же давление должно быть приложено к золотнику, если требуется, чтобы в результате движения золотника в рассматриваемом участке трубопровода жидкость получила ускорение $\frac{dv}{dt}$. Суммарное давление, которое должно быть приложено к золотнику для того, чтобы преодолеть инерцию жидкости

$$\Delta p_a = \int \frac{\gamma}{g} \frac{dv}{dt} dl.$$

Расход жидкости $Q = v \cdot \varphi$.

Считая в пределах dl (под знаком интеграла) φ постоянным, можно заменить $\frac{dv}{dt}$ через $\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{dQ}{dt}$ и так как в силу несжимаемости жидкости расход Q одинаков во всех сечениях, производная $\frac{dQ}{dt}$ может быть вынесена за знак интеграла. В результате получим

$$\Delta p_a = \frac{\gamma}{g} \frac{dQ}{dt} \int \frac{dl}{\varphi}.$$

Расход Q можно выразить через скорость золотника $Q = F\dot{x}$. Поэтому

$$\Delta p_a = \frac{\gamma}{g} F\ddot{x} \int \frac{dl}{\varphi}. \quad (33)$$

¹ Иначе говоря, струи жидкости при движении имеют малую крутизну и малое расхождение.

Если бы преодолевалась лишь инерция золотника, то общий перепад $p_1 - p_2$, под действием которого происходит истечение, следовало бы уменьшить на величину инерционного перепада $\Delta p_u = \frac{M \ddot{x}}{F}$. Теперь при учете инерции жидкости суммарный инерционный перепад

$$\Delta p_u + p_u = \frac{M}{F} \ddot{x} + \frac{\gamma}{g} F \ddot{x} \int_e \frac{dl}{\varphi} = \frac{\ddot{x}}{F} \left(M + \frac{\gamma}{g} F^2 \int_e \frac{dl}{\varphi} \right).$$

Иначе говоря, учет инерции жидкости сводится к увеличению массы золотника на величину $M_{np} = \frac{\gamma}{g} F^2 \int_e \frac{dl}{\varphi}$, которую удобно назвать приведенной массой жидкости.

Рассмотрим два основных частных случая. Если сечение трубопровода постоянное и равно F , то $\int_e \frac{dl}{F} = F \cdot l$ и приведенная масса $M_{np} = \frac{\gamma}{g} F l$ попросту равна массе жидкости.

В том случае, когда трубопровод состоит из любого числа участков, имеющих постоянное сечение на протяжении каждого участка (например, сечение F_1 на длине l_1 , сечение F_2 на длине l_2 и т. д.), то

$$\int_e \frac{dl}{\varphi} = \frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2} + \dots + \frac{l_n}{F_n} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{l_i}{F_i}$$

и приведенная масса

$$M_{np} = \frac{\gamma}{g} F^2 \sum_{i=1}^{i=n} \frac{l_i}{F_i}.$$

Таким образом, значение приведенной массы существенно отличается от собственно массы жидкости: участки, имеющие малое F_i , мало влияют на величину массы жидкости, но существенно влияют на приведенную массу. Физически это объясняется тем, что на этих участках жидкость приобретает при движении золотника наибольшее ускорение, и сила инерции, приведенная к золотнику, оказывается значительной, несмотря на малую массу.

Стремясь упростить изложение, мы разобрали выше случай, когда жидкость, инерцию которой требуется учесть, находится за золотником. На движение золотника оказывает, конечно, влияние также и инерция жидкости, расположенной перед ним. Учет ее не составляет труда. Для этого достаточно предположить, что, кроме золотника, движение которого исследуется, система содержит еще один условный золотник, лишенный массы, расположенный перед жидкостью, инерция которой должна быть учтена. Пусть сечение этого условного золотника ψ .

Масса жидкости, приведенная к условному золотнику

$$M'_{np} = \frac{\gamma}{g} \cdot \psi^2 \int_e \frac{dl}{\varphi},$$

где φ — сечение трубопровода;

l — его длина.

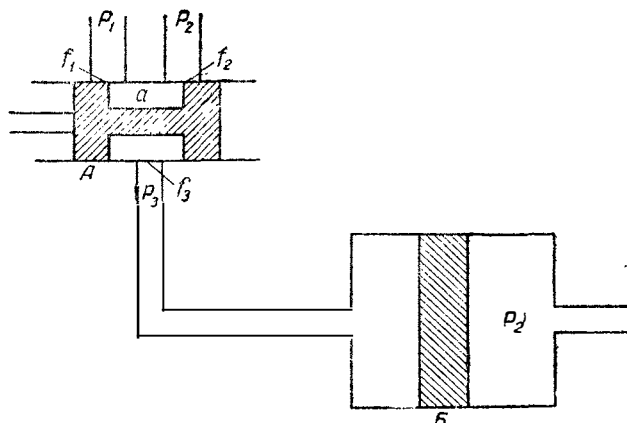
Если теперь эту массу условного золотника привести к реальному, интересующему нас золотнику, то соответственно получим

$$M_{np} = \frac{\gamma}{g} F^2 \int_e \frac{dl}{\varphi}.$$

Таким образом, приведенная масса жидкости, находящейся перед золотником, подсчитывается так же, как и приведенная масса жидкости, расположенной за золотником.

§ 7. ДВИЖЕНИЕ ЗОЛОТНИКА, УПРАВЛЯЕМОГО ИЗМЕНЕНИЕМ ПОДВОДИМОГО ДАВЛЕНИЯ

Во многих случаях гидравлическое управление движением золотника или золотниковой системы производится не изменением проходного сечения f при постоянном p_1 , как это учитывалось выше, а изменением подводящего давления при постоянном сечении f (фиг. 70). При перемещении золотника A меняется соотношение между проходными сечениями, соединяющими полость a с каналом, где давление равно p_1 (высокое), и каналом, где давление равно p_2 (низкое). В результате в полости a устанавливается давление p_3 , зависящее от положения золотника A . Движение золотника B описывается теми же законами, которые были выяснены



Фиг. 70. Расчетная схема золотника, управляемого изменением подводящего давления.

выше, но полный перепад $\Delta p = p_3 - p_2$. Если требуется выяснить движение золотника B при переменном давлении p_3 , то это может быть сделано с помощью тех же приемов, которые были указаны выше для исследования движения золотника при постоянном давлении p_1 , но переменном сечении f . Надо кривую, определяющую закон изменения p_3 во времени, разбить на участки, считая на каждом участке p_3 неизменным; определить для каждого участка свое значение

$v_{рас}$, применяя в качестве v_0 скорость в конце предыдущего интервала времени, и определить скорость в конце исследуемого интервала.

Результаты расчета можно систематизировать, заполняя таблицы по форме, приведенной ранее, заменив лишь в ней графу „ f этапа“ графой „ p_3 этапа“.

Определение изменения p_3 во времени не составляет труда, так как обычно инерцией жидкости, протекающей через золотник A , можно пренебречь: масса жидкости в объеме a очень мала и ускорения невелики.

Значение p_3 определяется затем приравниванием расхода жидкости через дросселирующие сечения f_1 и f_2 , перекрываемые золотником, т. е.

$$\mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \sqrt{p_1 - p_3}} = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \sqrt{p_3 - p_2}},$$

или

$$\frac{\mu_1^2 f_1^2}{\mu_2^2 f_2^2} = \frac{p_1 - p_3}{p_3 - p_2}.$$

Если обозначить $\frac{\mu_1^2 f_1^2}{\mu_2^2 f_2^2} = m^2$, то нетрудно получить.

$$p_3 = \frac{p_1 + m^2 p_2}{m^2 + 1}.$$

Если известен закон движения управляющего золотника A , то нетрудно определить m^2 как функцию времени и построить график изменения во времени давления p_3 ¹.

¹ Вопросу определения величины p_3 , которому мы можем уделить здесь лишь несколько строк, посвящена диссертация О. Л. Левенстерна, к которой мы и отсылаем читателя за всеми подробностями (О. Л. Левенстерн, Основы гидростатики следящих устройств сервоприводов управления транспортных машин, НАМИ, 1947).

Этих соотношений обычно достаточно для расчета, и мы лишь наметим ход выкладок, которые требуется проделать в том случае, когда инерция жидкости в полости a оказывается значительной.

Если p_3 — давление у канала, соединенного с цилиндром основного золотника, M_1 и M_2 — приведенные массы жидкости, расположенной до и после сечения, в котором замеряется давление p_3 , F — площадь поперечного сечения полости a и v — скорость жидкости в этой плоскости, то в силу условий неразрывности струи

$$\mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_1 - p_3 - \frac{M_1 \dot{v}}{F}} = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_3 - p_2 - \frac{M_2 \dot{v}}{F}} = F \dot{v}.$$

Первое равенство дает соотношение

$$m^2 = \frac{\mu_1^2 f_1^2}{\mu_2^2 f_2^2} = \frac{p_3 - p_2 - \frac{M_2 \dot{v}}{F}}{p_1 - p_3 - \frac{M_1 \dot{v}}{F}}, \quad (34)$$

а второе равенство преобразуется к виду

$$\dot{v}^2 = \frac{\mu_2^2 f_2^2}{F} \frac{2g}{\gamma} \left(p_3 - p_2 - \frac{M_2 \dot{v}}{F} \right) \quad (35)$$

Если теперь выразить p_3 через v и подставить в (35), то получится дифференциальное уравнение такого типа, который мы неоднократно выше рассматривали. Решение этого уравнения определяет изменение скорости v во времени при заданном законе изменения $\mu_1 f_1$ и $\mu_2 f_2$. Зная закон изменения v , а значит и $\dot{v}$, надо подставить его в уравнение (35) и определить закон установления во времени давления p_3 .

ГЛАВА XIII

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ЗАПОЛНЕНИЯ ОБЪЕМА В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ВАКУУМНЫХ СИСТЕМАХ

Расчет процесса срабатывания в пневматических и вакуумных системах существенно отличается от расчета гидравлических систем. Масса воздуха, протекающего через элементы пневматической или вакуумной системы, ничтожно мала, и ею всегда можно пренебречь по сравнению с массой движущихся металлических деталей, как бы они малы ни были. В отличие от гидравлических систем решающее значение при расчете пневматических и вакуумных систем имеет сжимаемость воздуха, приводящая к заметному растягиванию во времени процессов установления. При составлении дифференциальных уравнений движения наличие рабочего агента в пневматических и вакуумных системах не вносит скоростных связей, столь существенно отразившихся на теории переходных процессов в гидравлических системах. Отсутствие скоростных связей несколько облегчает расчет переходных режимов, но учет сжимаемости рабочего агента усложняет его.

Ниже намечаются основные идеи расчета переходных процессов в пневматических и вакуумных системах. Небольшой объем книги лишил автора возможности развить этот раздел, но это ограничение оправдывается и существом дела, так как гидравлические системы имеют пока ряд решающих преимуществ, способствующих их распространению. Далеко идущая аналогия, существующая между расчетом переходных процессов в пневматических и вакуумных устройствах автоматики переключения перелач

и расчетом пневматических тормозных устройств, позволит читателю использовать литературу по тормозному оборудованию, если ему придется столкнуться с расчетом пневматических устройств и если при этом приводимый далее материал окажется недостаточным.

§ 1. ЗАПОЛНЕНИЕ ПОСТОЯННОГО ОБЪЕМА

Рассмотрим объем V , заполнение которого воздухом регулируется двумя золотниками: золотником A , устанавливающим сечение f_1 , через которое объем V связан с пространством, где поддерживается давление p_1 , и золотником B , который через сечение f_2 соединяет его с пространством, где давление равно p_2 .

Пусть при этом в объеме V устанавливается давление ($p_1 < p < p_2$). Обозначим через $G_{\text{прих}}$ и $G_{\text{расх}}$ расход воздуха через сечения f_1 и f_2 , подчеркивая индексами, что на величину $G_{\text{прих}}$ увеличивается в единицу времени количество воздуха в объеме V , а на величину $G_{\text{расх}}$ оно убывает за это же время. Тогда

$$dG = (G_{\text{прих}} - G_{\text{расх}}) dt$$

составляет то изменение количества воздуха в объеме V за время dt , которое вызывает изменение давления p .

Если пренебречь небольшим изменением абсолютной температуры T во время изменения давления p , что для данной задачи допустимо, то

$$dp = RT d\gamma,$$

или

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} \frac{dG}{dt}.$$

Переходя к пределу и подставляя значение $\frac{dG}{dt}$, получаем

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} (G_{\text{прих}} - G_{\text{расх}}),$$

или

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} (\mu_1 f_1 v_1 - \mu_2 f_2 v_2), \quad (36)$$

где v_1 и v_2 — скорости воздуха в сечениях f_1 и f_2 . Подставляя в уравнение (36) значения v_1 и v_2 из обычных формул истечения, не трудно получить дифференциальные уравнения изменения давления p . Эти уравнения будут различными для разных случаев истечения.

Так, например, в наиболее распространенном случае, когда истечения как из сечения f_1 , так и из сечения f_2 происходят при надкритическом перепаде, т. е. если

$$0,53p_1 > p > \frac{1}{0,53} p_2,$$

уравнение установления принимает вид

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} \left(\mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{RT} p_1^2 \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} - \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2g}{RT} \frac{p^2 k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \right),$$

или

$$\frac{dp}{dt} = K (\mu_1 f_1 p_1 - \mu_2 f_2 p),$$

где

$$K = \frac{1}{V} \sqrt{2gRT \left(\frac{k}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}.$$

Для воздуха $k = 1,4$ и $K = 11,63 \frac{V\bar{T}}{V}$.

Дифференциальное уравнение установления давления сводится к виду

$$\frac{dp}{dt} + K\mu_2 f_2 p = K\mu_1 f_1 p_1.$$

Интеграл этого уравнения равен

$$p = p_1 \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} + C e^{-K\mu_2 f_2 t}.$$

Постоянная интегрирования C определяется из начальных условий при $t = 0$ и $p = p_{нач}$

$$C = p_{нач} - p_1 \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2}$$

и, следовательно,

$$p = \left(p_{нач} - p_1 \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} \right) e^{-K\mu_2 f_2 t} + p_1 \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2}. \quad (37)$$

При $t \rightarrow \infty$ давление изменяется по экспоненциальному закону от $p_{нач}$ до значения $p_1 \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2}$, равного статическому установившемуся давлению.

Обозначим поэтому $p_{стат} = p_1 \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2}$ и примем это давление за начало отсчета, обозначив

$$p - p_{стат} = \Delta p \text{ и } p_{нач} - p_{стат} = \Delta p_{нач}.$$

Уравнение (37) сводится тогда к виду

$$\frac{\Delta p}{p_{нач}} = e^{-K\mu_2 f_2 t}, \text{ или } \ln \frac{\Delta p}{\Delta p_{нач}} = -K\mu_2 f_2 t;$$

откуда

$$t = \frac{1}{K\mu_2 f_2} (\ln \Delta p_{нач} - \ln \Delta p), \quad (38)$$

Уравнение (38) позволяет подсчитать время, которое необходимо для изменения давления от начального значения $p_{нач}$ до какого-либо значения $\Delta p < \Delta p_{стат}$.

Исследование процесса значительно упрощается в том случае, когда $f_2 = 0$, т. е. когда рассматривается заполнение воздухом замкнутой емкости¹.

Уравнение (36) в этом случае сводится к виду

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{RT} p_1^2 \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}},$$

или

$$\frac{dp}{dt} = p_1 \mu_1 f_1 K,$$

где, как и ранее, $K = 0,086 \frac{V\bar{T}}{V}$.

Разделяя переменные и интегрируя, находим

$$t = \frac{p_{нач} - p_{кон}}{p_1} \frac{0,086 V}{\mu_1 f_1 V\bar{T}}. \quad (39)$$

¹ Доводимые до квадратур случаи заполнения замкнутых емкостей были рассмотрены Боровским (Боровский, Расчет калиброванных отверстий в тормозных приборах, Трансжелдориздат, 1934).

В этом равенстве t — время, которое необходимо для изменения давления от $p_{нач}$ до $p_{кон}$ в объеме V , если истечение происходит из области, в которой поддерживается давление p_1 через сечение f_1 . Если сечение f_1 меняется во времени, то время t подсчитывается по этапам, так что сечение f_1 предполагается неизменным на каждом рассматриваемом этапе.

Если истечение через сечение f_1 или f_2 происходит при подкритическом перепаде, уравнения становятся более громоздкими, но всегда доводятся до квадратур, так как в любом случае может быть проведено разделение переменных.

Пусть, например, истечение через сечение f_1 происходит при подкритическом перепаде, а истечение через сечение f_2 при перепаде надкритическом, т. е. $0,53 p_1 < p < \frac{1}{0,53} p_2$. Уравнения изменения давления p в этом случае имеют вид ¹:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} \nu_1 f_1 p_1 \sqrt{\frac{2gk}{RT(k-1)}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}} - \\ - \nu_2 f_2 p \sqrt{\frac{2g}{RT} \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}.$$

Разделение переменных и простые преобразования сводят это уравнение к виду

$$\frac{dy}{\nu_1 f_1 \sqrt{\frac{1}{k-1}} \sqrt{y^{\frac{2}{k}} - y^{\frac{k+1}{k}}} - \nu_2 f_2 \sqrt{\frac{1}{k+1}} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} y}} = \frac{RT}{V} \sqrt{\frac{2gk}{RT}} dt,$$

где $y = \frac{p}{p_1}$.

Искомое время, требуемое для изменения давления от $p = p'$ до $p = p''$ (или для изменения y от $y' = \frac{p'}{p_1}$ до $y'' = \frac{p''}{p_1}$)

$$t = \frac{V}{\sqrt{2gkRT}} \int_{y'}^{y''} \frac{dy}{\Phi(y)},$$

где

$$\Phi(y) = \nu_1 f_1 \sqrt{\frac{1}{k-1}} \sqrt{y^{\frac{2}{k}} - y^{\frac{k+1}{k}}} - \nu_2 f_2 \sqrt{\frac{1}{k+1}} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} y}.$$

Для вычисления t достаточно построить кривую изменения функции $\frac{1}{\Phi(y)}$ в зависимости от y и подсчитать ее квадратуру между ординатами $y = y'$ и $y = y''$.

Совершенно аналогично задача доводится до квадратур при всех иных вариантах истечения ³.

Если характер истечения через f_1 или f_2 меняется в процессе изменения p от p' до p'' , расчет делят на этапы так, чтобы в процессе каждого этапа характер истечения не менялся. Общее время изменения давления от p' до p'' подсчитывается как сумма времен отдельных этапов.

¹ Истечение предполагается изотермическим.

² Конечно, и p' и p'' могут быть только такими, при которых истечение через f_1 — подкритическое, а через f_2 — надкритическое.

³ Если в уравнения истечения, кроме $\frac{p}{p_1} = y$, входит $\frac{p_2}{p}$, то используется замена $\frac{p_2}{p} = \left(\frac{p}{p_2}\right)^{-1} = \left(\frac{p}{p_1} \cdot \frac{p_1}{p_2}\right)^{-1} = \frac{p_2}{p_1} y^{-1}$.

Боровский обратил внимание на два важных случая, когда квадратуры могут быть подсчитаны без графических построений. Оба эти случая повсеместно встречаются при расчете систем автоматики.

1-й случай: $f_2 = 0$; $p > 0,53 p_1$.

Это имеет место в том случае, если заполнение объема происходит только через одно сечение f_1 , но давление p мало отличается от p_1 (конец заполнения объема V).

Уравнение изменения давления имеет вид

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} \mu_1 f_1 p_1 \sqrt{\frac{2g}{RT}} \frac{k}{k-1} \sqrt{\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}$$

и сводится к виду

$$\frac{dp}{p_1 \left[\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]^{\frac{1}{2}}} = \sqrt{\frac{2gRk}{k-1}} \frac{V}{V} \mu_1 f_1 \sqrt{T} dt = 44,44 \frac{V}{V} \mu_1 f_1 \sqrt{T} dt.$$

Обозначая, как и ранее, $\frac{p}{p_1} = y$ и $dy = \frac{dp}{p_1}$, получаем

$$t = \frac{V}{44,44 \mu_1 f_1 \sqrt{T}} \int_{y'}^{y''} y^{-\frac{1}{k}} \left[1 - y^{\frac{k-1}{k}} \right]^{\frac{1}{2}} dy.$$

Интеграл этот может быть взят с помощью подстановки $z^2 = 1 - y^{\frac{k-1}{k}}$.

Используя эту подстановку, получаем:

$$\left[1 - y^{\frac{k-1}{k}} \right]^{-\frac{1}{2}} = z^{-1}; \quad y^{\frac{k-1}{k}} = 1 - z^2; \quad \frac{k-1}{k} \cdot y^{\frac{k-1}{k}-1} dy = -2z dz \quad \text{и}$$

$$y^{-\frac{1}{k}} dy = -\frac{2kz}{k-1} dz.$$

Поэтому

$$\begin{aligned} \int_{y'}^{y''} y^{-\frac{1}{k}} \left(1 - y^{\frac{k-1}{k}} \right)^{-\frac{1}{2}} dy &= - \int_{z_1}^{z_2} \frac{2kz dz}{(k-1)z} = \frac{2k}{k-1} (z_1 - z_2) = \\ &= \frac{2k}{k-1} \left[\sqrt{1 - y'^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - y''^{\frac{k-1}{k}}} \right]. \end{aligned}$$

Окончательно для подсчета времени t получаем уравнение

$$t = \frac{0,1548 V}{\mu_1 f_1 \sqrt{T}} \left[\sqrt{1 - \left(\frac{p'}{p_1}\right)^{0,29}} - \sqrt{1 - \left(\frac{p''}{p_1}\right)^{0,29}} \right].$$

2-й случай: $\mu_1 f_1 = 0$; $p < 0,53 p_2$.

Случай этот бывает в конце опорожнения емкости V в среду с давлением p_2 , когда p мало отличается от p_2 .

Аналогично рассмотренному выше первому случаю

$$-\frac{dp}{p} \left[\left(\frac{p_2}{p}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]^{-\frac{1}{2}} = \frac{\mu_2 f_2 \sqrt{T}}{V} \sqrt{\frac{2gkR}{k-1}} dt.$$

Используя подстановку:

$$\frac{p_2}{p} = y; \quad p = \frac{p_2}{y}; \quad dp = -\frac{p_2 dy}{y^2}; \quad -\frac{dp}{p} = y^{-1} dy,$$

Уравнение это приводим к виду

$$y^{-\frac{k+1}{k}} \left[1 - v^{\frac{k-1}{k}} \right]^{-\frac{1}{2}} = \sqrt{\frac{2gkR}{k-1}} \cdot \frac{\mu_2 f_2 \sqrt{T}}{V} \cdot dt$$

и если $K = 1,4$, то

$$dt = \frac{V}{44,44 \mu_2 f_2 \sqrt{T}} \int_{y'}^{y''} y^{-\frac{12}{7}} (1 - y^{\frac{2}{7}})^{-\frac{1}{2}} dy.$$

В этом случае интеграл может быть взят подстановкой

$$1 - y^{\frac{2}{7}} = y^{\frac{12}{7}} \cdot z^2, \text{ или } y^{\frac{2}{7}} = (z^2 + 1)^{-1}.$$

Используя эту подстановку, получим:

$$dy = -\frac{7}{2} y^{\frac{5}{2}} (z^2 + 1)^{-2} 2z dz; y^{-\frac{12}{7}} = (z^2 + 1)^6;$$

$$y^{\frac{4}{7}} = (z^2 + 1)^{-2}$$

и, следовательно,

$$\int_{y'}^{y''} y^{-\frac{12}{7}} (1 - y^{\frac{2}{7}})^{-\frac{1}{2}} dy = -7 \int_{z'}^{z''} (z^2 + 1)^2 dz = \frac{7}{5} z'^5 + \frac{14}{3} z'^3 + 7z' -$$

$$- \frac{7}{5} z''^5 - \frac{14}{3} z''^3 - 7z'',$$

где

$$z = \sqrt{\frac{1 - y^{\frac{2}{7}}}{y^{\frac{12}{7}}}}; y = \frac{p_2}{p}.$$

Таким образом, при исследовании процесса заполнения и опорожнения постоянного объема¹ задача всегда доводится до квадратур, а в некоторых важных случаях квадратуры могут быть сведены к табличным интегралам.

§ 2. ЗАПОЛНЕНИЕ ПЕРЕМЕННОГО ОБЪЕМА

При расчете пневматических и вакуумных систем приходится сталкиваться со случаями заполнения воздухом объемов, изменяющихся во времени. Характерным примером может служить срабатывание поршневого бустера, происходящее под действием подводимого к нему сжатого или разреженного воздуха. При перемещении поршня изменится расчетный объем и давление меняется не только в результате процесса истечения, но и в результате изменения объема.

Обозначим, как и ранее, dG — изменение, происходящее за время dt в количестве воздуха, заполняющего исследуемый объем, так что

$$dG = (G_{\text{прих}} - G_{\text{расх}}) dt$$

и

$$\frac{dG}{dt} = \mu_1 f_1 v_1 - \mu_2 f_2 v_2,$$

где v_1 и v_2 — скорости воздуха в сечениях f_1 и f_2 . Если V — исследуемый переменный объем, то $G = V\gamma$ и, следовательно,

$$\frac{dG}{dt} = \frac{d}{dt} (V\gamma) = \gamma \frac{dV}{dt} + V \frac{d\gamma}{dt} = \frac{1}{RT} \left(p \frac{dV}{dt} + V \frac{dp}{dt} \right).$$

¹ На пример, при расчете ресиверов пневматических и вакуумных систем автоматики.

Давление и объем оказываются связанными соотношением

$$\frac{1}{RT} \left(p \frac{dv}{dt} + V \frac{dp}{dt} \right) = \mu_1 p_1 v_1 - \mu_2 f_2 v_2,$$

где скорости v_1 и v_2 могут быть выражены через переменное давление p по обычным формулам истечения.

В приборах автоматики могут встретиться три случая: закон изменения V может быть заданной функцией времени (например, при принудительном движении золотника); значение V в каждый момент может определяться значением p (например, при изменении объема за счет смещения безинерционного поршня, нагруженного давлением p и силой пружины) и, наконец, изменение объема V может определяться дополнительным дифференциальным уравнением (например, при движении поршня, обладающего инерцией).

В первом случае закон изменения объема в функции времени $V = f(t)$ задан заранее и можно определить $\frac{dv}{dt} = \frac{df(t)}{dt}$. Уравнение отличается в этом случае от рассмотренных ранее уравнений тем, что содержит время t в явной форме. Наилучшие результаты могут быть достигнуты графическим интегрированием.

Во втором случае задан закон изменения V как функция p : $V = f(p)$ и, следовательно, $\frac{dv}{dt} = \frac{df(p)}{dp} \cdot \frac{dp}{dt}$.

Уравнение сводится к виду

$$\frac{1}{RT} \frac{dp}{dt} \left[p \frac{df(p)}{dp} + f(p) \right] = \mu_1 f_1 v_1 - \mu_2 f_2 v_2.$$

Выражение, стоящее в скобках, а также v_1 и v_2 является функцией только p , переменные могут быть разделены, и уравнение сводится к квадратуре.

Именно этот случай встречается наиболее часто на практике.

Так, например, при подводе сжатого воздуха к бустеру, поршень которого площадью F смещаясь сжимает пружину с начальным натягом Q_0 и жесткостью c , объем равен

$$V = V_0 + Fx \text{ и } pF = Q_0 + cx.$$

Поэтому

$$V = V_0 + F \frac{pF - Q_0}{c}; \quad f(p) = V_0 + F \frac{pF - Q_0}{c}; \quad \frac{df(p)}{dp} = \frac{F^2}{c} = \text{const.}$$

Наиболее простое решение достигается построением графика подинтегральной функции с последующим подсчетом соответствующих квадратур.

В третьем случае решение задачи наиболее сложно, так как приходится рассматривать совместно два дифференциальных уравнения.

Так, например, при учете инерции поршня (масса его M) уравнение движения поршня имеет вид

$$M\ddot{x} + cx = Fp - Q_0$$

и так как

$$V = V_0 + Fx; \quad x = \frac{V - V_0}{F}; \quad \ddot{x} = \frac{\ddot{V}}{F};$$

для изменения V получим уравнение

$$M\ddot{V} + cV = F^2 p - FQ_0 + cV_0. \quad (40)$$

Уравнение (40) линейное, оно может быть проинтегрировано, причем правую часть надо рассматривать как внешнее возмущение, считая p функцией времени. Результат интегрирования надо подставить в уравнение (36) и интегрировать его далее графически.

ОГЛАВЛЕНИЕ

От автора	3
---------------------	---

Раздел I. Описание автоматических и автоматизированных систем переключения передач

Глава I. Привод управления десятискоростной коробкой перемены передач танка Т-III	5
Глава II. Привод управления коробки перемены передач танка Т-VI-H	31
Глава III. Система переключения передач Вакаматик	44
Глава IV. Коробка перемены передач Крейса	50
Глава V. Система переключения передач Гидраматик	57

Раздел II. Некоторые вопросы выбора типа и конструирования автоматики переключения передач

Глава VI. Пути автоматизации процесса переключения передач	69
Глава VII. Связь устройств автоматики с конструкцией коробок перемены передач	75
Глава VIII. Выбор момента переключения передач	79
Глава IX. Различие автоматических приборов по виду рабочего агента	89
Глава X. Некоторые вопросы построения схем гидравлической системы	93

Раздел III. Элементы расчета систем гидравлической автоматики

Глава XI. Расчет равновесных состояний золотниковых систем	101
Глава XII. Уравнения движения и время срабатывания золотников, поршней и золотниковых систем гидравлических устройств	117
Глава XIII. Расчет процесса заполнения объема в пневматических и вакуумных системах	133

Техн. редактор <i>М. П. Косолапова</i>	Корректоры <i>Н. Г. Гончаров</i> и <i>Д. С. Соморова</i>
Обложка художника <i>А. В. Петрова</i>	

Сдано в произв. 9/III 1948 г.	Подпис. к печати 30/VI 1948 г.	Тираж 5000 экз.
А 06360 Печ. л. 8 ³ / ₄ + 6 вклеек	Уч.-изд. л. 14,5 Бумага 70×108/16	Цена книги 13 р.
	пер. 2 р. Заказ 3235	

15 руб.

Машгиз, Москва, Третьяковский проезд, 1