

ВЛАДИМИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Методические указания к лабораторным работам

Методические указания предназначены для подготовки студентов специальностей 150200 и 230100 к лабораторным работам по дисциплинам «Автомобили» и «Конструкция, расчет и потребительские свойства автомобилей»(раздел 3 «Рабочие процессы ,основы конструирования и элементы расчета »).

Владимир 2002

ВВЕДЕНИЕ

Цель лабораторных работ – закрепление теоретических знаний, полученных студентами в процессе изучения курса, а также приобретение практических навыков по определению основных статических характеристик рабочих процессов механизмов, агрегатов и систем автомобилей, планированию несложных экспериментов, сравнительной оценке конструкций и применению вычислительной техники в инженерных расчётах.

При подготовке к лабораторным занятиям студенты обязаны самостоятельно изучить соответствующий раздел учебной литературы и данного издания. В связи с тем, что некоторые лабораторные работы студенты выполняют до прочтения лекционного курса, в методических указаниях приводятся основные теоретические положения, относящиеся к выполняемой работе.

Лабораторные работы включают: контроль подготовленности студентов к выполнению лабораторной работы (знание основных теоретических положений), изучение стендов и приборов, выполнение работы согласно методическим указаниям, оформление отчёта.

Неподготовленные студенты к лабораторным занятиям не допускаются. Все работы содержат элементы научного исследования. В двух работах теоретические характеристики рассчитываются на ЭВМ.

Для развития практических навыков по планированию эксперимента студенты самостоятельно составляют план эксперимента, разрабатывают формы таблиц для регистрации экспериментальных и расчётных данных, определяют оптимальное количество замеров, необходимых для построения статических характеристик.

Инструктаж по технике безопасности проводится в соответствии с действующими в университете нормативными документами.

Лабораторная работа №1
**ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ
АВТОМОБИЛЯ С НЕЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКОЙ**

Цель работы – экспериментальное и теоретическое исследование кинематики рулевого управления и его характеристик.

1. Общие положения

1.1. Передаточные числа рулевого управления

В рулевом управлении различают угловые передаточные числа рулевого механизма, рулевого привода и рулевого управления в целом. Передаточное число рулевого механизма $U_{р.м}$ в общем случае определяется дифференциальной зависимостью

$$U_{р.м} = d\theta / d\Omega,$$

где $d\theta$ и $d\Omega$ - элементарные углы поворота рулевого колеса и вала рулевой сошки. Экспериментально передаточное число определяется отношением приращения углов $\Delta\theta$ и $\Delta\Omega$.

$$U_{р.м} = \frac{\Delta\theta}{\Delta\Omega} = \frac{\theta_{i++1} - \theta_i}{\Omega_{i+1} - \Omega_i}. \quad (1)$$

На рис. 1 показаны в общем случае характеристики соотношений углов поворота рулевого колеса и сошки (рис. 1,а) и изменения передаточного числа рулевого механизма в зависимости от угла поворота рулевого колеса (рис. 1,б). При постоянном передаточном числе характеристики выражаются прямыми линиями.

Передаточное число рулевого привода $U_{р.п}$ определяется отношением

$$U_{р.п} = \frac{d\Omega}{(d\alpha_m + d\alpha_i)/2}, \quad (2)$$

где $d\alpha_m$ и $d\alpha_i$ - элементарные углы поворота наружного и внутреннего управляемых колёс.

Экспериментально передаточное число привода определяется, как и рулевого механизма, отношением приращений углов поворота сошки и колёс.

Характеристики передаточного числа привода строятся аналогично характеристикам, приведённым на рис. 1.

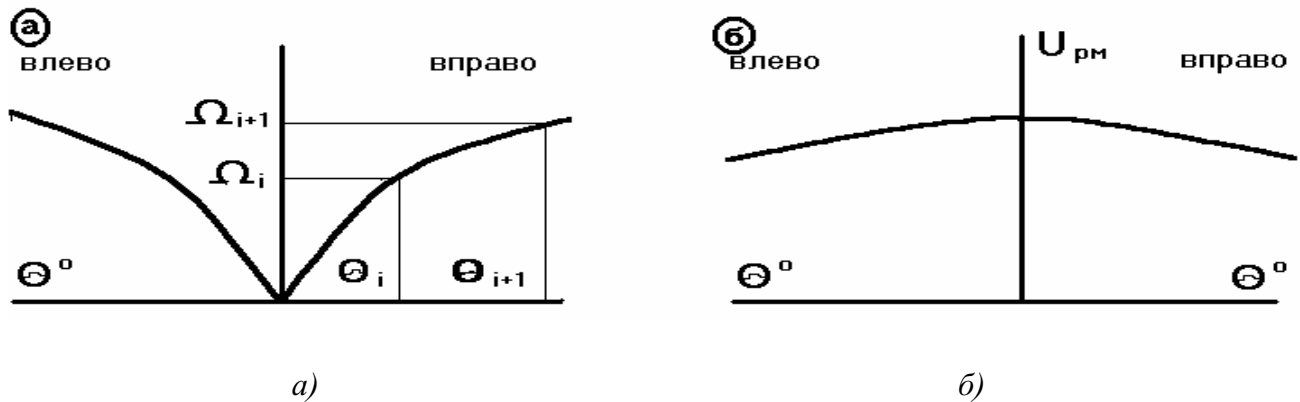


Рис.1. Характеристики соотношений углов поворота рулевого колеса и сошки (а) и изменения передаточного числа рулевого механизма (б)

В формуле (2) берётся полусумма углов поворота колёс, так как они поворачиваются на равные углы.

Передаточное число рулевого привода зависит от соотношения плеч рулевой сошки и бокового рычага трапеции, длина которых при повороте колёс изменяется, вследствие чего передаточное число рулевого привода, как правило, переменное.

Для правильной работы рулевого управления необходимо, чтобы передаточное число рулевого привода было одинаковым при повороте управляемых колёс как вправо, так и влево.

Угловое передаточное число рулевого управления $U_{p.y}$ в общем случае определяется зависимостью

$$U_{p.y} = \frac{d\theta}{\frac{d\alpha_h + d\alpha_b}{2}} \quad (3)$$

1.2. Движение автомобиля на повороте

Схема движения автомобиля на повороте без учёта бокового увода колёс (например при малой скорости движения или при жёстких колёсах) показана на рис. 2. Чистое качение колёс будет, когда оси колёс пересекаются в одной точке – мгновенном центре поворота (точка О), который у двухосного автомобиля находится на оси задних колёс.

Из приведённой схемы можно получить следующую зависимость между углами поворота наружного и внутреннего колёс, обеспечивающую их

чистое качение,

$$\operatorname{ctg}\alpha_h = \operatorname{ctg}\alpha_b + B/L, \quad (4)$$

где B – расстояние между осями поворота колёс;

L – база автомобиля.

Вполне удовлетворительное приближение действительного и теоретического соотношений углов поворота управляемых колёс может быть получено с помощью четырёхзвенного механизма (трапеция) при правильном выборе его элементов.

На рис. 3 показаны теоретическая (линия 1) и действительные (линии 2, 3, 4) характеристики углов поворота наружного и внутреннего колёс. Положение действительных характеристик зависит от параметров m/n и φ – рулевой трапеции и компоновочных параметров B и L автомобиля. При проектировании рулевой трапеции стремятся обеспечить наиболее близкое совпадение теоретической и действительной характеристик при малых и средних углах поворота колёс, которые наиболее часто встречаются при движении автомобиля с высокой скоростью. Колёса на большие углы поворачиваются значительно реже и, как правило, при малой скорости автомобиля. Поэтому значительное расхождение теоретической и действительной характеристик при данных углах не вызывает существенного износа шин.

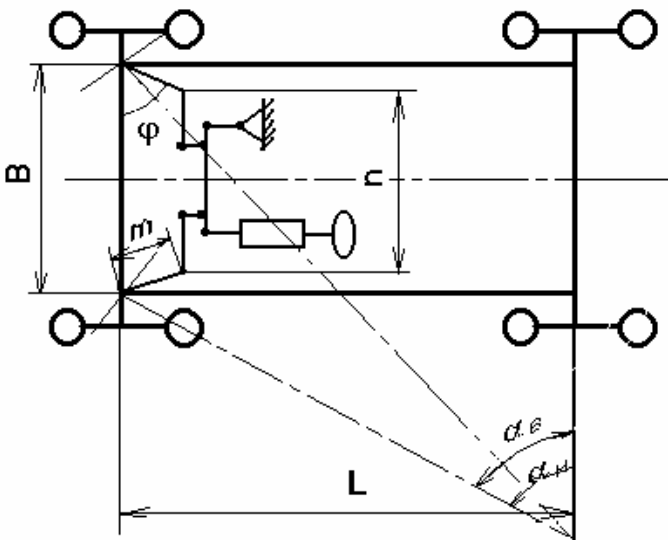


Рис. 2. Схема движения автомобиля

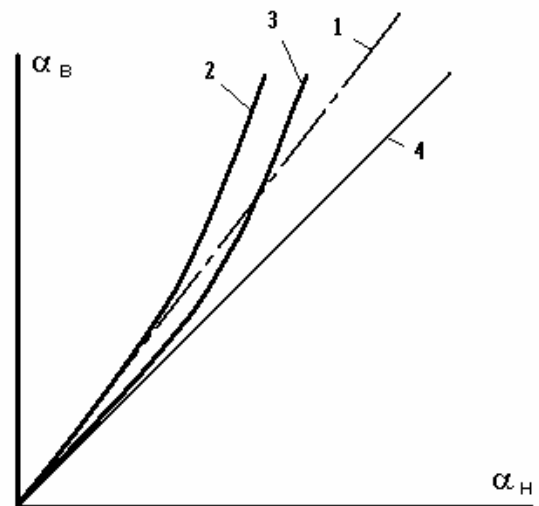


Рис. 3. Характеристики углов поворота наружного и внутреннего колес

В процессе эксплуатации автомобиля возможно нарушение регулировки рулевой трапеции. На постах регулировки углов установки колёс иногда

ограничиваются регулированием только развала и схождения колёс, а симметричность рулевой трапеции не проверяется.

Несимметричная трапеция вызывает поперечное проскальзывание шин при прямолинейном движении автомобиля и, следовательно, их повышенный износ.

1.3. Кинематическая взаимосвязь рулевого привода и независимой подвески

При независимой подвеске (рис. 4) с поперечным положением рычагов 4 и 8 направляющего устройства управляемые колёса при изменении прогиба упругих элементов 5 (пружин) перемещаются в вертикальной поперечной плоскости независимо друг от друга. Управляемые колёса и связанные с ними через поворотные цапфы 1 боковые рычаги 24 рулевой трапеции качаются относительно некоторых осей O и O_1 . При этом изменяется расстояние между центрами шарниров боковых рычагов (точки b_1 и c_1), что может вызвать нежелательный поворот рулевой сошки, следовательно, поворот управляемых колёс в горизонтальной плоскости и нарушить устойчивое движение автомобиля в выбранном направлении.

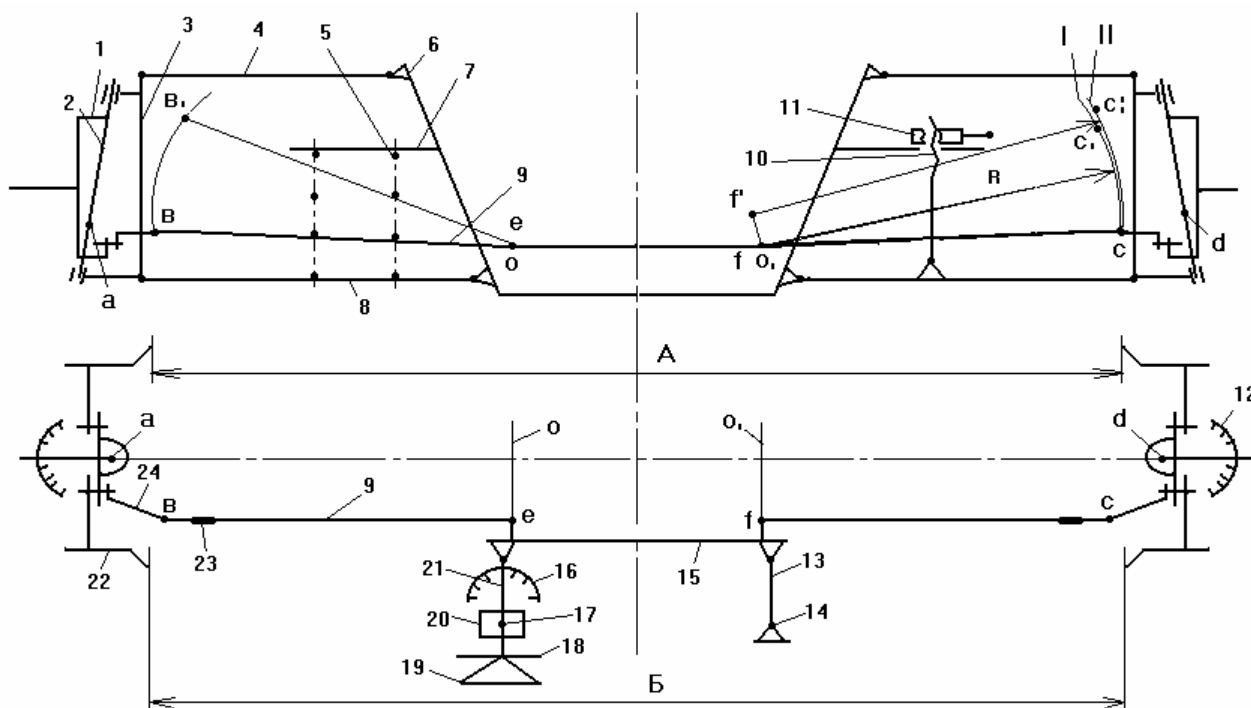


Рис. 4. Принципиальная схема стенда

Задачей кинематического согласования рулевого привода является выбор такого положения шарниров e и f , при котором колебания колёс вследствие изменения прогиба подвески во время движения по неровной дороге не

будет вызывать изменения положения рулевой сошки. Это может быть достигнуто при расположении центров шарниров e и f на осях O и O_1 или вблизи от них.

2. Учебно-исследовательский стенд

2.1. Конструкция стенда

Принципиальная схема стенда, выполненного на базе переднего моста автомобиля ГАЗ-24 в сборе с подвеской и рулевым управлением, показана на рис. 4.

Независимая подвеска состоит из упругих элементов – пружин 5, рычагов 4 и 8, направляющего устройства и стойки 3. Рулевое управление – из рулевого колеса 19, рулевого механизма 20, сошки 21, маятникового рычага 13, боковых рычагов 24, боковых тяг 9 и поперечной тяги 15.

Передний мост состоит из поворотных цапф 1 и шкворней 2.

В подвеске правого колеса пружина не установлена с целью облегчения имитации изменения деформации подвески с помощью винта 10 и гайки 11. Маятниковый рычаг 13 на стенде может перемещаться по оси 14 с целью смещения шарнира f от оси O_1 при исследовании кинематической взаимосвязи подвески и рулевого привода. Сходимость колёс регулируется трубками 23, а развал – эксцентриковой втулкой в шарнире, соединяющем рычаг 8 со стойкой 3. Углы поворота рулевого колеса, сошки и управляемых колёс измеряются транспортирами 18, 16 и 12.

2.2. Настройка стенда

Нижние рычаги подвески установить в горизонтальном положении, которое соответствует полной нагрузке автомобиля. Отрегулировать рулевой механизм, чтобы люфт рулевого колеса не превышал 40 мм (10^0).

Отрегулировать с помощью трубок 23 боковые тяги, сходимость колёс в пределах 0,8 – 1,5 мм (по ободам колёс). Ободы колёс на стенде имитируются двумя горизонтальными планками 22, прикреплёнными к фланцам поворотных цапф.

Проверка симметричности рулевой трапеции проводится в следующей последовательности:

- а) установить колёса в положение «прямо»;
- б) стрелки транспортиров поставить на нулевые положения;
- в) повернуть левое колесо на 20^0 влево и записать угол поворота правого колеса;

г) повернуть правое колесо на 20^0 вправо и записать угол поворота левого колеса.

Если записанные углы поворота левого и правого колёс одинаковые, то трапеция отрегулирована правильно. Если правое колесо повернулось больше, чем левое, то нужно удлинить правую и на столько же укоротить левую тягу, чтобы сохранить сходимость колёс. Регулировка проводится до тех пор, пока углы поворота колёс будут одинаковые.

При отсчётах левых углов поворота все люфты в рулевом механизме и приводе должны быть выбраны вправо и наоборот. Так же следует поступать и при измерениях, связанных с определением передаточных чисел и соотношения углов поворота наружного и внутреннего колёс.

Рулевая трапеция приводится в неправильно отрегулированную следующим образом:

- а) поворачивают управляемые колёса на $3 - 5^0$;
- б) изменением длин боковых тяг с помощью регулировочных трубок устанавливают передние колёса в положение «прямо» (стрелки транспортиров на «0»).

Нарушение кинематической согласованности рулевого привода и направляющего устройства подвески на стенде осуществляется перемещением маятникового рычага в верхнее положение. При этом шарнир f смещается от оси O_1 качания правого колеса.

3. Порядок выполнения работы

В исследование зависимостей, характеризующих соотношение между углами поворота управляемых колёс автомобиля, и определение передаточных чисел входит:

а) расчёт теоретической зависимости между углами поворота управляемых колёс по формуле (4) для автомобилей с компоновочными параметрами: 1) $B = 1060$ мм; $L = 2800$ мм; 2) $B = 1160$ мм; $L = 4000$ мм; расчёты выполняются на ЭВМ или вручную;

б) определение действительной зависимости между углами поворота управляемых колёс при правильно и неправильно отрегулированной рулевой трапеции;

в) определение передаточных чисел рулевого механизма, рулевого привода и рулевого управления по формулам (1), (2) и (3).

В исследование кинематической взаимосвязи рулевого привода и направляющего устройства подвески входит:

- определение угла поворота колеса при правильном положении шарнира f правой боковой тяги (маятниковый рычаг в нижнем положении) при изменении прогиба упругого элемента подвески;
- то же, но при неправильном положении шарнира f .

4. Методические указания

4.1. Планирование эксперимента

Перед началом проведения исследований студенты составляют план эксперимента, в котором должны быть отражены следующие вопросы:

- а) цель эксперимента;
- б) какие параметры должны измеряться при исследованиях;
- в) количество измерений одного параметра (интервалы измеряемого параметра);
- г) количество повторений измерений одного параметра, методика обработки результатов измерений;
- д) форма таблицы для фиксирования результатов измерений;
- е) состояние стенда при измерениях.

4.2. Анализ результатов измерений

По результатам экспериментальных и расчётных данных должны быть построены характеристики (графики) измеряемых параметров и сделан анализ результатов исследований, в котором кратко отражаются следующие вопросы:

- а) характер изменения передаточных чисел рулевого управления;
- б) какому теоретическому автомобилю наиболее близко подходит левая трапеция стенда;
- в) какое влияние оказывает неправильная регулировка рулевой трапеции на соотношение углов поворота колёс;
- г) что происходит при несогласованности кинематик рулевого привода и направляющего устройства подвески.

5. Содержание отчёта

1. Цель работы.
2. Описание и схема стенда.
3. План эксперимента.
4. Экспериментальные и расчётные данные.

5. Характеристики передаточных чисел, соотношения углов поворота управляемых колёс при поворотах вправо и влево.

6. Анализ полученных результатов.

Литература: [1, с. 164 – 178]; [2, с. 5 – 11, 20 – 22]; [3, с. 344].

Лабораторная работа №2 **ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УСИЛИТЕЛЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ**

Цель работы – экспериментальное исследование рабочих процессов гидравлического усилителя рулевого управления и его статической характеристики.

1. Общие положения

Усилители применяются с целью облегчения управления автомобилем и повышения безопасности движения автомобиля. В общем случае гидравлический усилитель состоит из распределителя и силового цилиндра, соединённых трубопроводами с масляным насосом высокого давления.

Усилитель должен обладать кинематическим и силовым следящими действиями. При неисправном усилителе автомобиль должен сохранять управляемость.

1.1. Основы конструкции рулевого механизма ЗИЛ и КамАЗ

Рулевой механизм (рис. 1) состоит из трёх основных частей: собственного механизма, распределителя и цилиндра гидроусилителя.

Детали рулевого механизма расположены в картере 1, который одновременно является цилиндром гидроусилителя. В картере находятся поршень 2 и зубчатый сектор 21. На нижней поверхности поршня нарезаны зубья, образующие зубчатую рейку. Зубья рейки находятся в зацеплении с зубьями зубчатого сектора. На валу рулевой сошки установлена сошка 20, которая продольной рулевой тягой 22 соединена с поворотной цапфой 18 колеса 19.

Распределитель усилителя состоит из корпуса 11, золотника 12, двенадцати плунжеров 4, промежуточной 16 и верхней 10 крышек. В корпусе одно центральное отверстие и шесть отверстий меньшего диаметра, расположенных вокруг центрального. В центральное отверстие вставлен золотник, который закреплён на винте рулевого механизма двумя большими кольцами упорных шариковых подшипников 9. Длина золотника больше длины цен-

трального отверстия в корпусе распределителя на глубину выточек δ , сделанных на торцевых поверхностях корпуса.

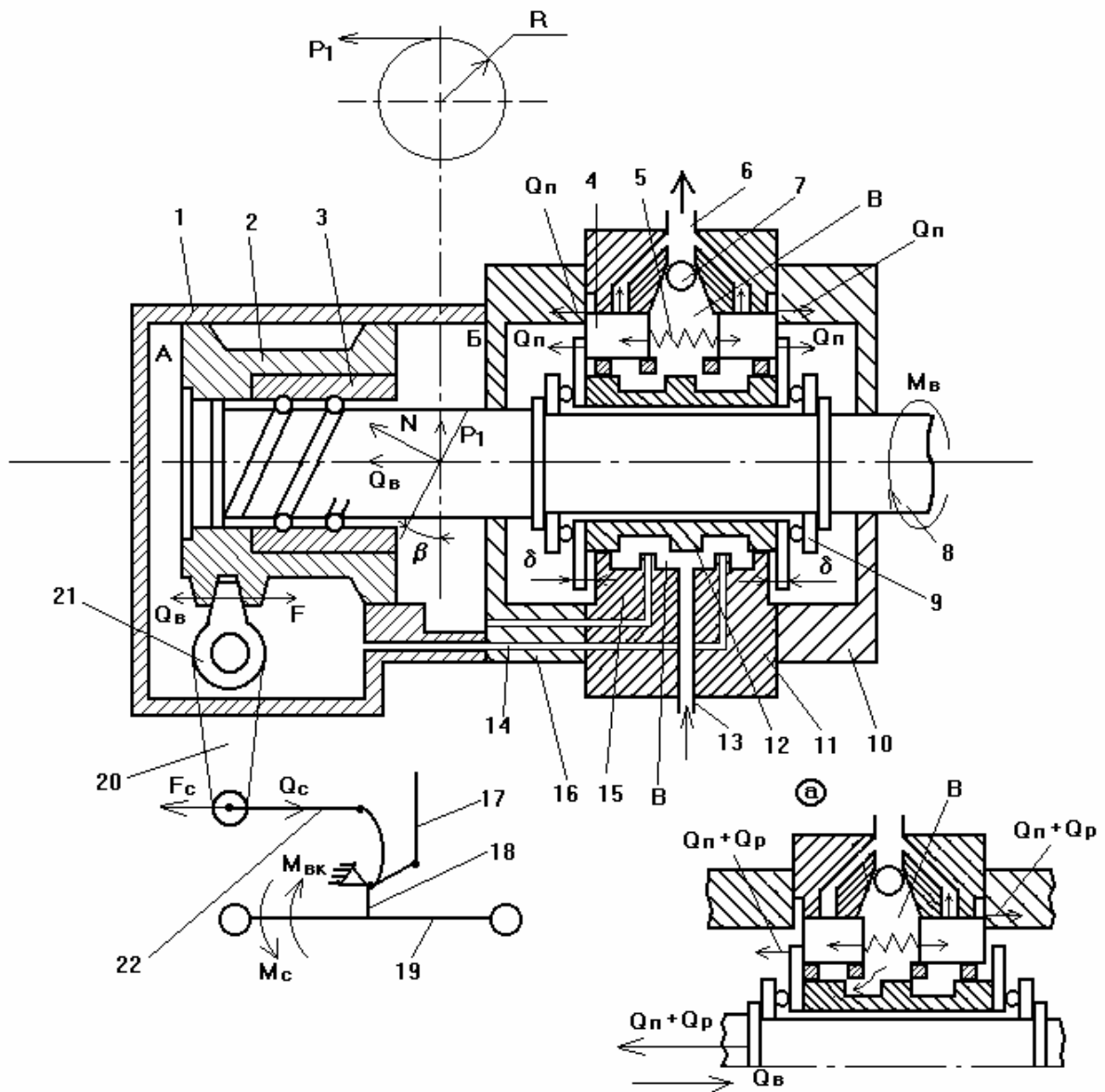


Рис. 1. Принципиальная схема рулевого механизма с гидроусилителем

В отверстия меньшего диаметра вставлено по два реактивных плунжера. Центрирующие пружины 5, установленные между плунжерами с предварительным натягом Q_n , прижимают торцы плунжеров к большим кольцам подшипников и торцам крышек, фиксируя золотник и винт в среднем положении относительно корпуса. При вращении рулевого колеса винт с золотником может смещаться в осевом направлении на глубину выточек (0,8 – 1 мм), сжимая центрирующие пружины.

К корпусу распределителя подходят два трубопровода: трубопровод высокого давления от насоса к каналу 18 и трубопровод низкого давления от канала 6 к масляному бачку насоса.

В большой отверстии корпуса сделаны три кольцевые проточки. На наружной поверхности золотника – две кольцевые проточки. Проточки выполнены так, что при среднем положении золотника между их гребнями имеется зазор около 0,3 мм и проточки соединены между собой.

При среднем положении золотника и работающем насосе масло от насоса поступает к распределителю в полость B , через зазоры между гребнями перетекает в боковые проточки, из них в канал 6 и далее в бачок насоса. Масло циркулирует по замкнутой магистрали практически без сопротивления и поэтому давление жидкости в магистрали и в полости B незначительное.

В корпусе распределителя имеется шариковый клапан 7, соединяющий при неработающем насосе магистрали высокого давления и слива. Клапан обеспечивает при неисправном насосе работу рулевого механизма с усилителем как обычного рулевого механизма без гидроусилителя.

1.2. Рабочие процессы при повороте колёс без включения усилителя

При повороте со стороны управляемых колёс на поршень действует сила сопротивления F , пропорциональная моменту M_c сопротивления колёс повороту. При вращении рулевого колеса винт рулевого механизма через шариковую гайку 3 стремится сдвинуть поршень в осевом направлении силой Q_v , пропорциональной силе P_v водителя на рулевом колесе. Со стороны поршня на винт действует реакция, равная силе Q_v , которая стремится сдвинуть винт в противоположную сторону.

При небольшом моменте M_c сопротивления колёс повороту, когда сила сопротивления F поршня меньше силы $Q_{п}$ предварительного сжатия центрирующих пружин, винт остаётся неподвижным в осевом направлении, золотник находится в среднем положении, а поршень двигается, поворачивая колёса за счёт мускульной силы водителя. Усилитель не включается.

1.3. Рабочие процессы при повороте колёс с усилителем

Если сопротивление колёс повороту возрастает настолько, что сила F сопротивления поршня будет больше осевой силы $Q_{п}$ центрирующих пружин, винт с золотником под действием реакции со стороны поршня сдвигается из среднего положения на глубину δ выточки в торце корпуса распределителя.

теля. При сдвиге винта в любую сторону центрирующие пружины будут стремиться вернуть его в среднее положение.

Сдвиг золотника разъединяет магистрали высокого и низкого давления. Масло от насоса поступает в среднюю полость B распределителя и по каналу 14 или 15 (в зависимости от направления поворота) в полость цилиндра. Под давлением жидкости поршень начинает сдвигаться, поворачивая колёса. Из противоположной полости цилиндра масло выдавливается через проточки в золотнике и корпусе в магистраль низкого давления (см. рис. 1,а).

Одновременно жидкость в полости B будет давить на торцы плунжеров. Сила давления жидкости $Q_{рз}$ с одного ряда плунжеров передаётся на крышку распределителя, а со второго ряда – на упорный подшипник и винт рулевого механизма. Направление силы $Q_{рз}$, передаваемой на винт, совпадает с направлением силы пружин.

Давление масла в рабочей полости цилиндра зависит от силы сопротивления F и, следовательно, от момента сопротивления колёс повороту. Каждой величине момента сопротивления колёс повороту соответствует определённое давление в рабочей полости цилиндра и полости B . Максимальное давление масла зависит от конструкции и технического состояния масляного насоса.

1.4. Следящее действие усилителя

Силовое следящее действие усилителя, выражающееся в увеличении усилия водителя на рулевом колесе при увеличении момента сопротивления колёс повороту при работающем усилителе, достигается за счёт реактивных элементов (плунжеров). С увеличением момента сопротивления увеличивается давление масла в полости B и соответственно возрастает реактивная сила $Q_{рз}$ на винт. Водитель должен увеличивать усилие на рулевом колесе, чтобы удержать винт с золотником в сдвинутом положении.

Кинематическое следящее действие выражается в прекращении поворота управляемых колёс при остановке вращения рулевого колеса. Это достигается следующим образом: при остановке вращения рулевого колеса поршень продолжает двигаться вместе с винтом, золотник смещается к среднему положению. Поршень прекратит движение при открытии золотником щели для прохода масла из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления. Размер щели будет таким, при котором в рабочей полости будет поддерживаться давление масла, достаточное для удержания колёс в повернутом состоянии.

Обратная кинематическая связь выражается в включении в действие усилителя при резком повороте управляемых колёс, вызванном действием на колесо сил со стороны дороги (например, при резком наезде на неровность, при резком повреждении шины на управляемом колесе). При резком повороте колеса его движение через детали рулевого привода сдвигает поршень. Винт удерживается от вращения водителем через рулевое колесо, но смещается в своём направлении вместе с поршнем. Золотник соединит магистраль высокого давления с той полостью цилиндра, в сторону которой двигается поршень. Давление масла остановит движение поршня и поворот колеса.

1.5. Статическая характеристика рулевого управления с гидроусилителем

Статическая характеристика рулевого управления с гидроусилителем (рис. 2) выражает зависимость усилия водителя P_v на рулевом колесе от момента сопротивления M_c колёс повороту.

Участок ОА, характеризующий поворот колёс при незначительном моменте сопротивления ($F < Q_{\Pi}$), описывается зависимостью

$$P_b \geq \frac{M_c}{R_{p.k} U_{p.y} h_{p.y}}, \quad (1)$$

где $R_{p.k}$ - радиус рулевого колеса;

$U_{p.y}$ и $h_{p.y}$ – передаточное число и к.п.д. рулевого управления.

Давление масла p в трубопроводах и цилиндре незначительное. Оно зависит от сопротивления трубопроводов и распределителя перетеканию масла от насоса к бачку. В точке А момент сопротивления колёс повороту больше момента M_{Gk} , создаваемого водителем на поворотной цапфе, сила сопротивления поршня больше силы пружины ($F > Q_{\Pi}$) и включается усилитель.

Участок АБ характеризует работу усилителя в силовом следящем режиме: усилие водителя при работающем усилителе возрастает пропорционально моменту сопротивления колёс. В этом же интервале v давление масла в рабочей полости цилиндра (см. рис.2, линия 3) возрастает пропорционально увеличению момента сопротивления.

Участок АБ описывается зависимостью

$$P_b = P_{\Pi} + P_{p.э} = P_{\Pi} F_{p.э} \frac{t}{2\pi R_{p.k}} p, \quad (2)$$

где P_{Π} – усилие водителя на рулевом колесе, необходимое для сжатия цен-

трирующих пружин при включении усилителя; $P_{p,э}$ – усилие водителя на рулевом колесе, необходимое для преодоления силы давления масла на реактивные плунжеры; $F_{p,э}$ – площадь реактивных плунжеров; t – шаг винта; $R_{p,к}$ – радиус рулевого колеса; p – давление масла в рабочей полости цилиндра.

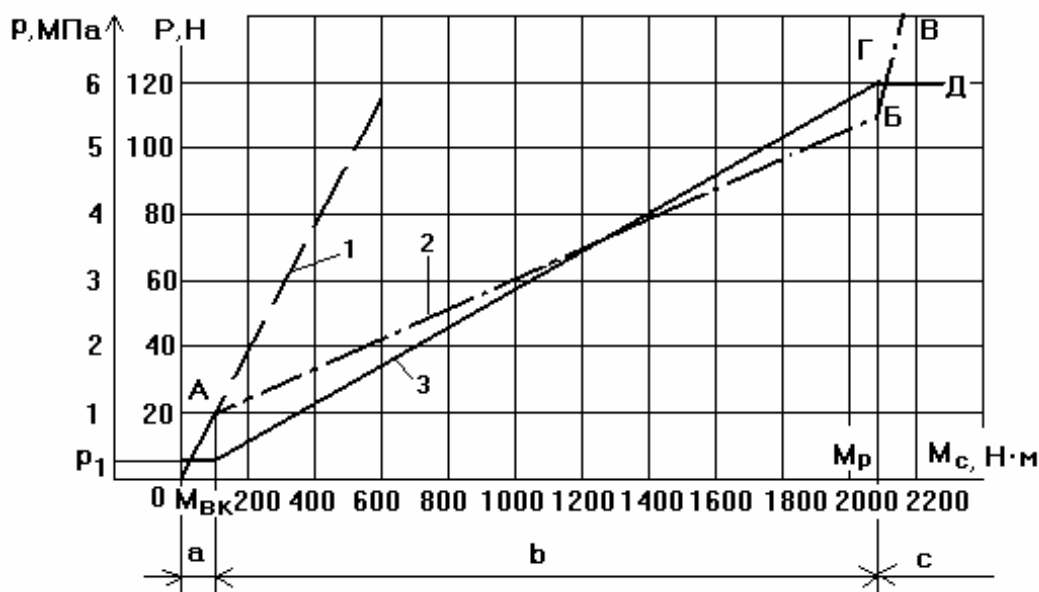


Рис. 2. Статическая характеристика рулевого управления с гидроусилителем

Второе слагаемое зависимости (2) характеризует силовое следящее действие усилителя. Если усилитель не обладает силовым следящим действием, то участок АБ будет горизонтальным.

В точке Г масляный насос создаёт максимальное давление. Усилитель создаёт максимальный момент на поворотной цапфе, который вместе с моментом $M_{Гк}$, создаваемым водителем на цапфе, преодолевает расчётный момент сопротивления $M_{р}$.

Дальнейшее приращение момента сопротивления колёс (участок С) будет преодолеваться только за счёт силы водителя. Поэтому участок БВ проходит параллельно участку ОА, а характеристика ГД изменения давления в рабочей полости цилиндра проходит горизонтально (максимальное давление p_{max} , создаваемое насосом).

2. Учебно-исследовательский стенд

2.1. Устройство стенда

Принципиальная схема стенда показана на рис. 3. Масляный насос 2

рулевого управления приводится в действие электродвигателем 17. Масло от насоса по трубопроводу 3 высокого давления поступает к распределителю 8 усилителя. По трубопроводу 4 низкого давления масло возвращается в бачок 1 насоса. Усилие к рулевому колесу 6 прикладывается через динамометрический рычаг 7. Сопротивление сошки 9 повороту в обе стороны создается гидротормозом, состоящим из цилиндра 11 двухстороннего действия и дросселя 14, который соединяет между собой полости цилиндра через трубопроводы 13. К этим же трубопроводам через обратные клапаны 15 подсоединён заливной бачок 16. Давление масла в трубопроводе 3 и в рабочей полости цилиндра усилителя измеряется манометром 5.

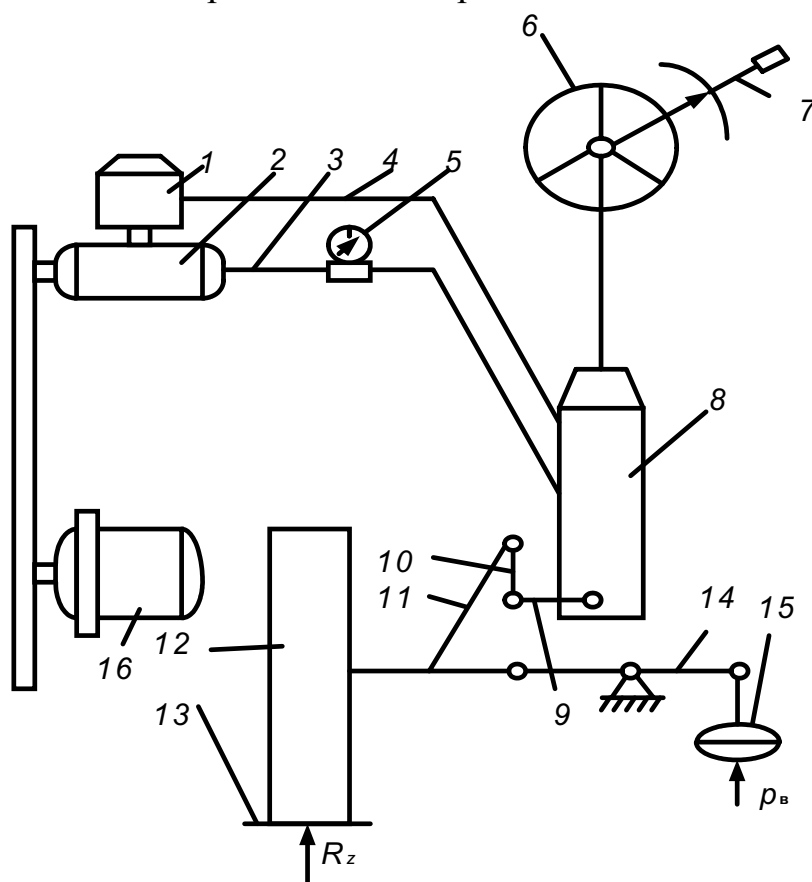


Рис. 3. Принципиальная схема стенда

Момент сопротивления повороту управляемого колеса определяется зависимостью (3).

$$M_k = \varphi \sqrt{G_k^3 / p_{ш} / A}, \quad (3)$$

где M_k - момент сопротивления повороту одного колеса, кгс · см;

φ - коэффициент трения колеса с дорогой;

G_k - полная нагрузка на колесо;

A - коэффициент, зависящий от конструкции шины (для обычных шин равен 2,1);

$p_{ш}$ - давление воздуха в шине, кгс/см².

3. Порядок выполнения работы

По результатам экспериментального исследования должна быть построена статическая характеристика рулевого управления с гидроусилителем, теоретический характер которой показан на рис. 2.

Работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности.

Установить сошку в среднее положение. Включить насос гидроусилителя. Ручкой дросселя установить минимальное сопротивление гидротормоза и замерить давление в гидросистеме по манометру 5.

Изменяя нагрузку на управляемом колесе, определить, при каком усилии на рулевом колесе и моменте сопротивления на валу сошки включается в работу усилитель (повышается давление масла). Задавая ступенчато нагрузку на управляемом колесе (с помощью пневматики), измерять соответствующие ему усилия на рулевом колесе и давление масла в рабочей полости цилиндра усилителя.

Студент должен самостоятельно определить количество замеров, необходимых для построения статической характеристики, а также разработать форму таблицы для заполнения результатов измерений.

4. Содержание отчёта

1. Цель работы.
2. Схема сил, действующих на реактивные плунжеры, винт рулевого механизма и поршень.
3. Схема и описание стенда.
4. Порядок проведения работы.
5. Таблица с экспериментальными данными.
6. Экспериментальная статическая характеристика рулевого управления.

Литература: [1, с. 181 – 190]; [4, с. 64 – 65]; [5, с. 9 – 16].

Лабораторная работа №3
**ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ
НЕЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКИ**

Цель работы – исследование оценочных параметров упругой характеристики подвески.

1. Общие положения

1.1. Плавность хода автомобиля

При движении автомобиля по неровной дороге его кузов и колёса совершают колебания. Эти колебания влияют на эксплуатационно-технические качества автомобиля, в первую очередь на плавность хода, тяговые качества, устойчивость, управляемость и долговечность.

Для передачи на раму или кузов сил, действующих на колёса, для смягчения динамических нагрузок и придания колебаниям желаемого характера служит подвеска, представляющая собой совокупность деталей, связывающих колёса и раму (или кузов) автомобиля. В состав подвески входят упругое, направляющее и гасящее устройства. Кроме того, в подвеске могут быть стабилизаторы поперечной устойчивости и буферы, ограничивающие прогибы подвески вверх и вниз.

Упругое устройство передаёт вертикальные нагрузки, действующие между колёсами и рамой (кузовом), уменьшает действие вертикальных динамических нагрузок и обеспечивает заданные колебания кузова относительно колёс.

В теории подвески установлены следующие необходимые условия, при которых несмотря на колебания автомобиля его плавность хода будет оставаться удовлетворяющей.

а) Низкие собственные частоты колебаний подвески должны быть малы. При хорошем качестве подвески их значения составляют для легковых автомобилей 1...1,33 Гц, а для автобусов и грузовых автомобилей 1,17...1,5 Гц.

Низкие собственные частоты n колебаний зависят от статического прогиба подвески и шин

$$n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_c}}, \quad (1)$$

где g – ускорение свободного падения;

f_c – суммарный эффективный статический прогиб подвески f_3 и шин $f_{ш}$.

б) Затухание колебаний должно быть таким, чтобы за один период свободных колебаний кузова их размах уменьшался в 3...8 раз. Меньший размах затухания колебаний может привести к раскачиванию кузова. При более сильном затухании колебаний увеличиваются динамические нагрузки, передаваемые раме (кузову) через амортизатор.

1.2. Упругая характеристика подвески

Упругое устройство подвески оценивается упругой характеристикой, представляющей собой зависимость деформации (прогиба) подвески от вертикальной нагрузки Z на колесо. За прогиб подвески принимается перемещение центра колеса относительно рамы или кузова автомобиля. За вертикальную нагрузку принимается сила действия подпрессоренных частей автомобиля, приходящаяся на одно колесо и действующая в средней плоскости колеса. Упругая характеристика подвески может быть линейной и нелинейной. Примерный вид упругой характеристики показан на рис. 1.

Упругое устройство подвески и, следовательно, упругая характеристика оцениваются следующими параметрами: статическим эффективным прогибом подвески f_3 , жёсткостью подвески $C_{п}$, динамическим ходом (прогибом) вверх $f_{д,в}$, динамическим ходом вниз $f_{д,н}$, коэффициентом динамичности K_d и силой трения подвески F .

Эффективный статический прогиб f_3 подвески является основным оценочным параметром плавности хода автомобиля (см. формулу (1)). Он определяется касательной, проведённой к точке упругой характеристики, соответствующей исследуемой статической нагрузке. Эффективный прогиб в зависимости от кривизны упругой характеристики может быть больше или меньше действительного прогиба подвески.

Жёсткость подвески равна тангенсу угла наклона касательной к упругой характеристике. В общем случае упругая характеристика не является прямой линией и жёсткость подвески переменная.

$$C_{п} = dZ / df .$$

Для линейной упругой характеристики

$$C_{п} = \operatorname{tg}\alpha = Z / f = \operatorname{const}.$$

Коэффициент динамичности K_d – подвески отношение максимальной нагрузки Z_{\max} , которую передаёт подвеска при включении буфера – ограни-

чителя прогиба подвески вверх, к максимальной статической нагрузке на подвеску $G_{\text{п}}$:

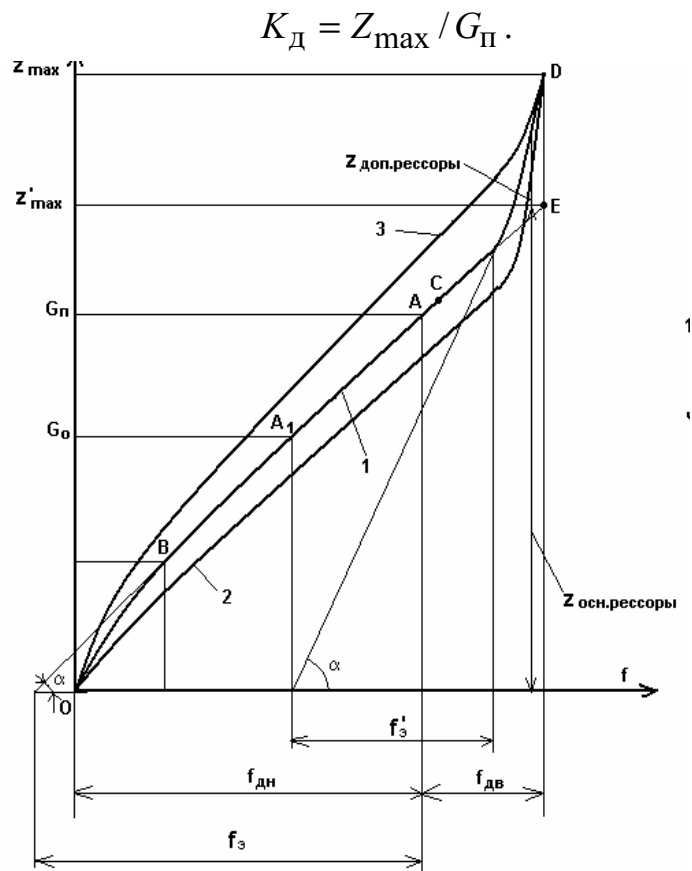


Рис.1. Упругая характеристика подвески

При малых значениях коэффициента $K_{\text{д}}$ наблюдаются частые удары в ограничитель хода подвески вверх, подвеска «пробивается». При слишком больших значениях коэффициента и ограниченном значении $f_{\text{д.в}}$ подвеска будет слишком жёсткой.

Опасность «пробивания» подвески и величина $K_{\text{д}}$ связаны с динамическим ходом $f_{\text{д.в}}$. Чем больше $f_{\text{д.в}}$, тем легче сочетать хорошую плавность хода со значительным $K_{\text{д}}$, однако при этом увеличивается поперечный крен кузова, что может снизить устойчивость автомобиля. При большом значении $f_{\text{д.в}}$ усложняется конструкция направляющего устройства.

Динамический ход вниз $f_{\text{д.в}}$ желательно иметь большой, чтобы исключить отрыв колёс от дороги. При отрыве колёс ухудшается управляемость, снижаются тяговые и тормозные качества. Но увеличение динамического хода вниз усложняет конструкцию направляющего устройства и рулевого привода, уменьшает дорожный просвет.

Сила трения в подвеске F влияет на затухание её колебаний. Для получения надлежащей характеристики затухания колебаний необходимо, чтобы сила F в процессе эксплуатации автомобиля изменялась в незначительных пределах. В этом случае характер затухания колебаний будет определяться конструкцией гасящего устройства.

2. Учебно-исследовательский стенд

Стенд (рис. 2) выполнен на базе передней подвески автомобиля ГАЗ-24 «Волга». Упругое устройство подвески состоит из основного упругого элемента – пружины 8 и дополнительного – резинового буфера 9. Направляющим устройством подвески служат два поперечно расположенных рычага 6 и 10 неравной длины. Ход подвески вверх ограничивается упором 11, выполненным на стойке 12. Ход вниз ограничивается резиновым буфером 5, закреплённым на верхнем рычаге 6.

Прогиб подвески (перемещение ступицы колеса относительно рамы стенда) осуществляется на стенде с помощью гидравлического домкрата 3. Нагрузка, действующая на подвеску в средней плоскости колеса, определяется манометром 4 с учетом площади поршня домкрата. Прогиб подвески измеряется линейкой 1.

Подготовка стенда к измерениям заключается в разгрузке подвески до упора буфера-ограничителя 5 хода подвески в поперечину 7 передней подвески и разгрузки манометра 4.

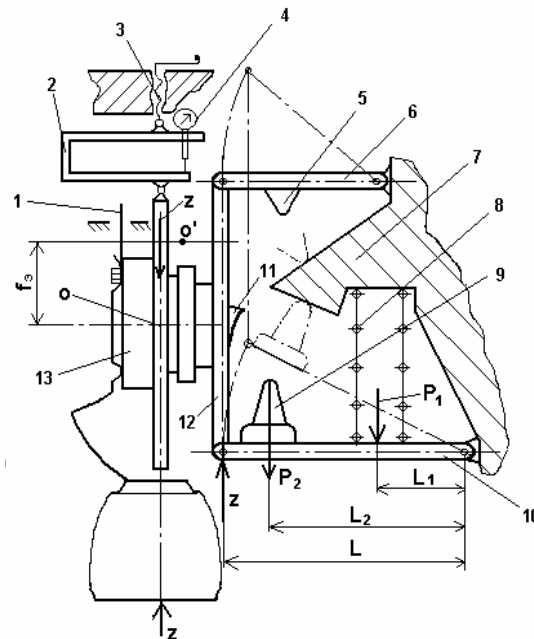


Рис. 2. Принципиальная схема стенда

3. Порядок выполнения работы

Упругая характеристика передней подвески автомобиля ГАЗ-24 имеет вид, аналогичный характеристике, приведённой на рис. 1. Для построения экспериментальной упругой характеристики подвеска ступенчато нагружается и разгружается с помощью гидравлического домкрата до упора ограничителя прогиба подвески вверх. Прогиб подвески при каждой ступени нагрузки и разгрузки измеряется линейкой. По результатам измерений студент должен построить три характеристики:

- а) упругую характеристику подвески при нагрузке и разгрузке;
- б) упругую характеристику основного упругого элемента (пружины);
- в) упругую характеристику дополнительного упругого элемента (резинового буфера 9).

Перед началом эксперимента студент должен составить план эксперимента, в котором отражаются следующие вопросы:

- а) характерные точки упругой характеристики, в которых должны измеряться нагрузки и прогиб; для построения криволинейного участка СД нужно иметь данные по 4-5 точкам;
- б) форма таблицы для регистрации результатов измерений;
- в) методика определения нагрузок, действующих на основной и дополнительный упругие элементы, и соответствующих этим нагрузкам прогибов (деформаций) упругих элементов.

Методика разрабатывается на основании схемы сил, действующих на элементы подвески, приведённой на рис. 2. При этом следует иметь в виду, что на участке СД нагрузку на подвеску воспринимают два упругих элемента. Упругие характеристики пружины и резинового буфера строятся по средней линии (см. рис. 1, линия 1) упругой характеристики подвески.

4. Содержание отчёта

1. Цель работы.
2. Конструкция стенда, его схема.
3. План эксперимента.
4. Таблица результатов.
5. Расчётная схема определения нагрузок на упругие элементы.
6. Упругие характеристики.

Литература: [1, с. 249 – 251]; [6, гл. 15, §§ 1.3].

Лабораторная работа №4

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗОВ С РЕГУЛЯТОРОМ ТОРМОЗНЫХ СИЛ

Цель работы – исследование рабочих процессов гидравлического привода тормозов с регулятором тормозных сил.

1. Общие положения

Экстренное торможение автомобиля должно осуществляться с максимальной эффективностью при сохранении устойчивого движения. Эта задача решается регулированием распределения тормозных сил по осям автомобиля. За «идеальное» распределение принимается такое, при котором на всех колёсах действуют максимальные тормозные силы, равные силам сцепления колёс с дорогой. Далее такие тормозные силы будут называться «идеальными». Колёса при действии этих сил находятся на грани блокирования. Движение автомобиля считается устойчивым, если все колёса или колёса передней оси находятся на грани блокирования. Когда на грани блокирования находятся колёса задней оси, движение автомобиля неустойчивое. Сила сцепления P_ϕ колеса пропорциональна нормальной реакции Z_k дороги на колесо

$$P_\phi = Z_k \phi,$$

где ϕ – коэффициент сцепления колеса с дорогой.

При торможении нормальные реакции на колёсах изменяются: на колёсах передней оси увеличиваются, на колёсах задней оси на столько же уменьшаются. Поэтому распределение тормозных сил по осям должно быть переменным в зависимости от весового состояния автомобиля и дорожных условий, оцениваемых коэффициентом сцепления ϕ .

Тормозная сила T_i на колёсах i -й оси в общем виде выражается зависимостью

$$T_i = p_i K_i,$$

где p_i – давление тормозной жидкости в контуре тормозов i -й оси;
 K_i – коэффициент пропорциональности i -й оси.

Коэффициент пропорциональности зависит от конструкции тормозного механизма и радиуса колёс. Для каждой модели автомобиля его значение постоянное.

Соотношение «идеальных» давлений p_1 и p_2 в контурах тормозов передней и задней осей, при которых тормозные силы будут максимальными и

все колёса находятся на грани блокирования, характеризуется кривой 1, приведённой на рис. 1. Уравнение этой кривой в параметрической форме имеет вид

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= \frac{T_1}{K_1} = \frac{G_a}{K_1 L} (v + \varphi h) \varphi \\ p_2 &= \frac{T_2}{K_2} = \frac{G_a}{K_2 L} (a - \varphi h) \varphi \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где T_1 и T_2 – «идеальные» тормозные силы на передней и задней осях;

G_a – масса автомобиля;

L – база автомобиля;

a и v – координаты центра массы автомобиля относительно передней и задней осей;

h – высота центра массы от плоскости дороги.

Из зависимости (1) следует, что характеристика распределения «идеальных» давлений тормозной жидкости по контурам тормозов передней и задней осей зависит от весового состояния и координат центра массы автомобиля (рис. 1, линия 1 и 1').

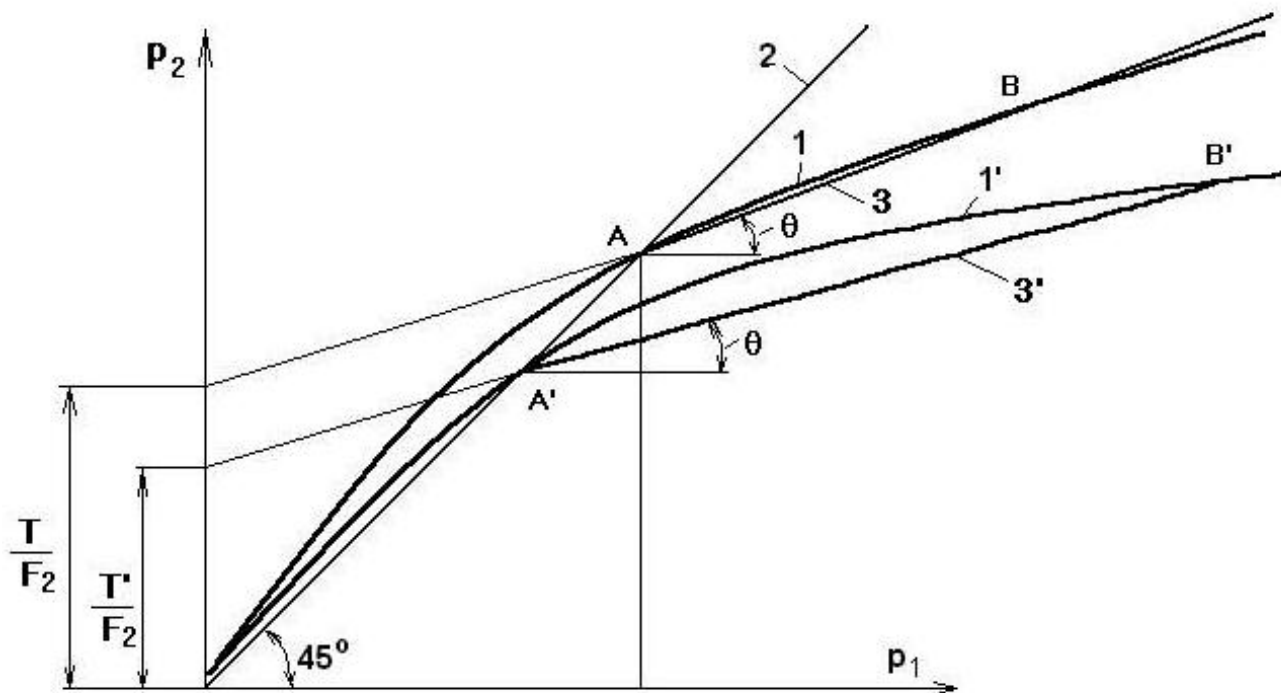


Рис. 1. Характеристики «идеального», регулируемого и нерегулируемого распределения давлений

В имеющихся тормозных системах без регуляторов тормозных сил давление тормозной жидкости в контурах передних и задних тормозов одинаковое ($p_1 = p_2$). Характеристика такого нерегулируемого распределения давлений выражается прямой линией 2 (см. рис. 1), проведённой под углом 45° к осям координат. Она не зависит от весового состояния автомобиля.

Анализ характеристики «идеального» и нерегулируемого распределений давлений тормозной жидкости показывает:

а) для обеспечения устойчивого движения автомобиля нерегулируемая характеристика должна проходить под «идеальной»; при этом первыми доходят до грани блокирования передние колёса;

б) для обеспечения торможения с максимальной эффективностью нерегулируемая характеристика должна проходить возможно ближе к «идеальной»; при этом более эффективно используются силы сцепления задних колёс. Выполнение этих требований достигается за счёт регулирования распределения давлений тормозной жидкости в зависимости от изменения нормальных реакций на колёсах.

Ступенчатые регуляторы тормозных сил (РТС), применяемые на легковых автомобилях, состоят из задающего и исполнительного органов. Задающий орган выполняется в виде упругого элемента – торсиона 21 или пружины 18 (рис. 2), входным сигналом для задающего органа является прогиб подвески $f_{\text{п}}$, который зависит от статической нагрузки и динамического перераспределения нормальных реакций на колёса при торможении. Выходным сигналом служит сила P , с которой действует задающее устройство на шток поршня исполнительного органа. Исполнительный орган выполняется в виде регулятора давления, состоящего из цилиндра 5, поршня 4, уплотнительного кольца 3 и пружины 22, прижимающей поршень к верхней крышке цилиндра.

Подпоршневая полость A регулятора давления постоянно соединена с главным цилиндром 7, и давление тормозной жидкости в этой полости всегда равно давлению P_1 в контуре передних тормозов. Давление P_2 тормозной жидкости в надпоршневой полости B зависит от положения поршня. При торможении на поршень действуют:

а) вверх – сила давления жидкости P_1 на нижнюю эффективную площадь F_1 поршня и сила P торсиона (пружины);

б) вниз – сила давления жидкости P_2 на верхнюю эффективную площадь F_2 поршня. В начальный период торможения сила, действующая на поршень вверх, больше силы, действующей вниз. Поршень находится в верхнем положении, полости A и B сообщаются, и давление тормозной жид-

кости в них одинаковое $P_1 = P_2$. По мере увеличения давления жидкости увеличивается сила, действующая на поршень вниз, так как $F_1 < F_2$. Этот режим определяется участком ОА характеристики 2 (см. рис. 1).

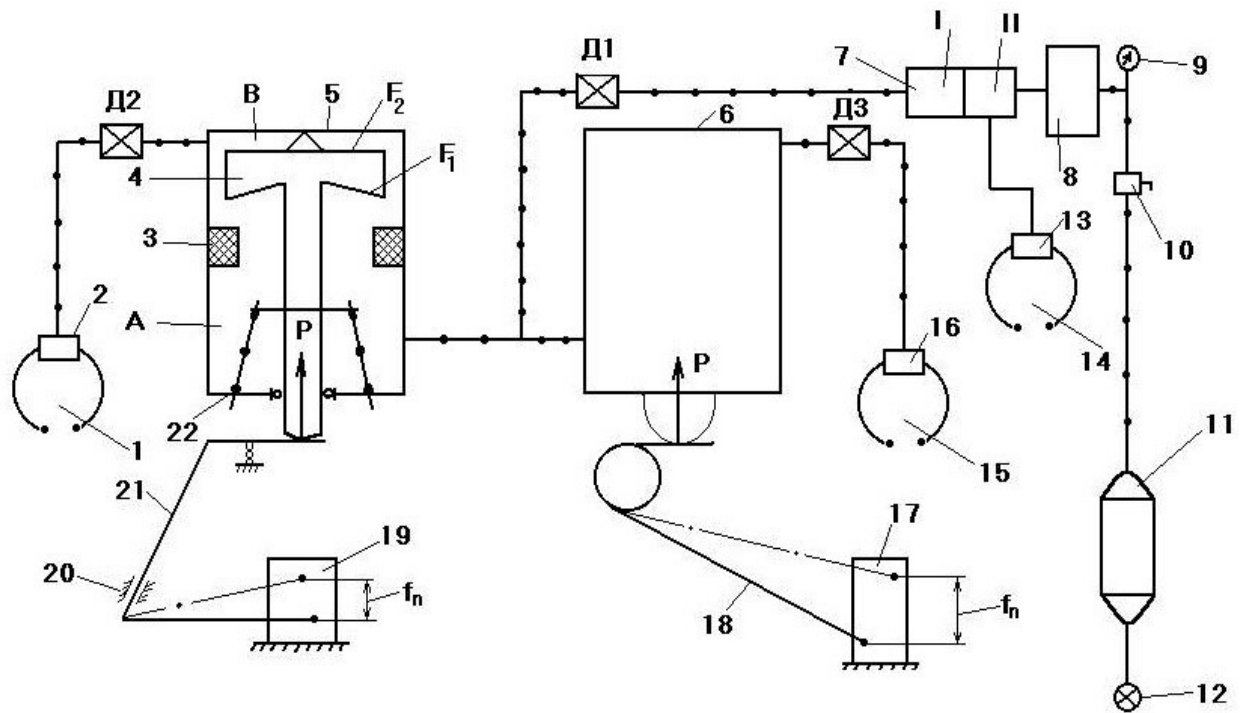


Рис. 2. Принципиальная схема стенда

При давлении P_c сила, действующая вниз, превысит силы, действующие вверх, и поршень опустится на уплотнительное кольцо 3. Полости A и B разобщаются. Соотношение давлений жидкости P_1 и P_2 в этом случае, если не учитывать малые значения силы пружины 22 и силу между поршнем и корпусом, описывается уравнением

$$p_2 = p_1 \frac{F_1}{F_2} + \frac{P}{F_2}. \quad (2)$$

Прямая линия по уравнению (2) является характеристикой регулируемого распределения давлений жидкости в контурах передних и задних тормозов – линии 3 и 3'. Наклон характеристики (угол θ), определяемый отношением F_1/F_2 , постоянный для заданной конструкции РТС. Давление срабатывания P_c , (точки A и A') РТС определяется силой P , т.е. статической нагрузкой на задние колёса.

Характеристику регулируемого распределения давлений выбирают так, чтобы «идеальные» тормозные силы в точках B и B' обеспечивали замедление автомобиля не ниже нормативного для любого весового состояния автомобиля. При «идеальном» процессе торможения

$$j = g\phi,$$

где j – замедление автомобиля при торможении;
 g – ускорение свободного падения.

2. Учебно-исследовательский стенд

Учебно-исследовательский стенд, схема которого приведена на рис. 2, предназначен для экспериментального определения статических характеристик регуляторов тормозных сил (РТС) автомобилей ВАЗ и «Москвич» и сравнительной оценки их конструкций. Стенд состоит из двухсекционного главного цилиндра 7, приводимого в действие пневматической камерой 8, сжатый воздух в которую поступает из воздушного баллона 11 через регулятор давления 10. Баллон подсоединяется к компрессору соединительной головкой 12. Одна секция главного цилиндра соединяется с тормозным механизмом 14, имитирующим передние тормоза автомобиля. Вторая секция через регулятор тормозных сил ВАЗ 5 и «Москвич» 6 соединяется с тормозными механизмами 1 и 15. В тормозные трубопроводы включены манометры М1, М2, М3, М4 для измерения давлений тормозной жидкости. Параллельное включение регуляторов тормозных сил позволяет получить данные для сравнительной оценки их конструкций. Изменение прогиба подвески $f_{\text{п}}$ на стенде имитируется закручиванием упругих элементов с помощью стоек 17 и 19.

3. Порядок выполнения работы

Наполнить воздушный баллон сжатым воздухом (до 0,7 МПа).

Установить концы упругих элементов РТС в положение, соответствующее заданному весовому состоянию автомобиля.

Плавным движением ручки регулятора давления 10 произвести торможение и растормаживание. Повторить процесс, записать показания три раза.

Изменить угол закрутки упругих элементов РТС и повторить процесс торможения и растормаживания.

Построить статические характеристики для каждого РТС.

По формуле (3) рассчитать «идеальные» характеристики для автомобиля, имеющего следующие параметры: $G_a = 14900$ Н; $L = 2400$ мм; $K_1 = 10,3$ см²; $K_2 = 9,2$ см²; $v = 1104$ мм; $h = 557$ мм; $G_a' = 11000$ Н; $v' = 1344$ мм; $h' = 566$ мм. Параметры G_a' , v' , и h' соответствуют минимальному весовому состоянию автомобиля, а G_a , v и h – максимальному. Коэффициент сцепления ϕ изменяется от 0,1 до 0,9 с шагом 0,1. Расчёты выполняются на ЭВМ. На ос-

новании теоретических и экспериментальных характеристик решить, который из двух РТС подходит для заданного автомобиля.

4. Содержание отчёта

1. Цель работы.
 2. Описание стенда.
 3. Порядок выполнения работы.
 4. Таблицы с результатами теоретических и экспериментальных исследований.
 5. Теоретические и экспериментальные статические характеристики давления по контурам.
 6. Анализ полученных результатов.
- Литература: [1, с. 229 – 235]; [8, с.15 - 25], [9, с. 184 - 188].

Лабораторная работа №5

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОВАКУУМНОГО И ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ ТОРМОЗОВ

Цель работы – исследование рабочих процессов и сравнительный анализ конструкций усилителей гидравлических приводов тормозов.

1. Общие положения

Гидравлические приводы тормозов могут быть простые (без усилителей) и с гидровакуумными или вакуумными усилителями, которые служат для повышения эффективности привода. Усилители должны обладать следящим действием. В случае неисправности усилителя привод должен сохранять работоспособность.

1.1. Привод с гидровакуумным усилителем

Привод тормозов с гидровакуумным усилителем (рис. 1, б) состоит из педали 1, двухсекционного главного цилиндра 2, гидровакуумных усилителей 3 и 4, включенных в контуры Б и А задних 7 и передних 6 тормозов и регулятора тормозных сил 5.

Гидровакуумный усилитель (рис. 2) состоит из вакуумной камеры 2, следящего механизма 3 и гидравлического цилиндра 10. Вакуумная камера диафрагмой 1 разделена на полости III и IV. Полость IV постоянно соединена

через обратный клапан 13 с впускным трубопроводом двигателя и при его работе в полости создаётся разрежение, которое зависит от режима работы двигателя. Максимальное разрежение (0,07 - 0,08 МПа) создаётся при работе двигателя на холостых оборотах, минимальное (около 0,03 МПа) – при работе на максимальной мощности.

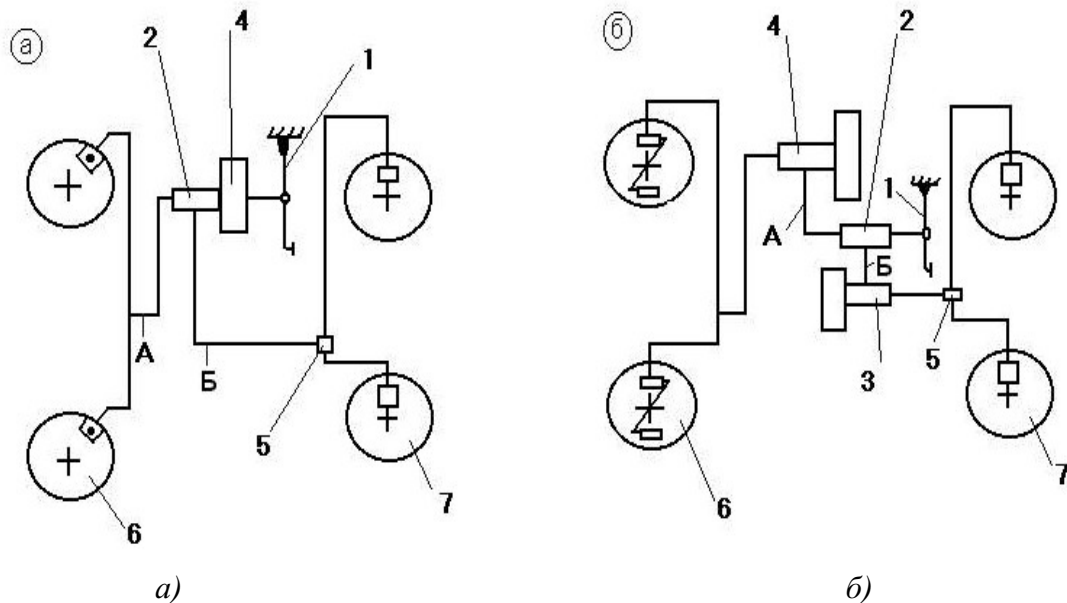


Рис.1. Схемы приводов с вакуумным (а) и гидровакуумным (б) усилителями

Следящий механизм диафрагменно-поршневого типа включает жёстко соединённые между собой атмосферный 4 и вакуумный 6 клапаны, поршень 8, верхняя часть которого в виде диска образует седло вакуумного клапана, диафрагму 7 и возвратные пружины 5. Диафрагма делит внутреннее пространство следящего механизма на полости I и II, сообщающиеся с полостями III и IV вакуумной камеры.

В цилиндре 10 установлен поршень 9, который делит цилиндр на полости A и B. Полость A через клапан 12 соединена с главным цилиндром, а полость B – с рабочими цилиндрами тормозных механизмов. В поршне имеется отверстие, соединяющее полости A и B. При торможении с исправным усилителем шток II сдвигает поршень и отверстие закрывается шариковым клапаном, полости A и B разобщаются. При торможении с неисправным усилителем поршень остаётся неподвижным, а отверстие открытым. При этом жидкость из полости A перетекает через отверстие в полость B и далее в ра-

бочие цилиндры. Работоспособность привода сохраняется, но с меньшей эффективностью.

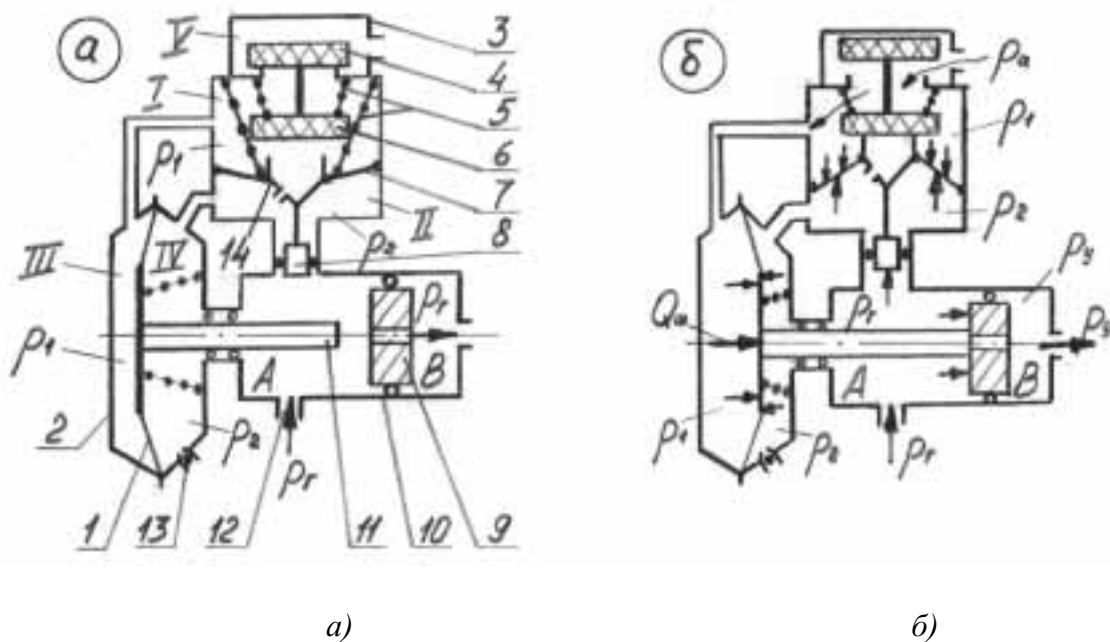


Рис. 2. Схема гидровакуумного усилителя
 а- усилитель в расторможенном состоянии; б – усилитель,
 работающий в следящем режиме

1.2. Расторможенное состояние привода

Поршень 8 и диафрагма 7 следящего механизма под действием возвратной пружины находятся в нижнем положении. Вакуумный клапан 6 открыт, атмосферный 4 закрыт. Полости IV и II через канал в седле вакуумного клапана сообщаются с полостями III и I. При работающем двигателе во всех четырёх полостях создаётся одинаковое разрежение q_2 (абсолютное давление p_2), которое определяется режимом работы двигателя автомобиля.

1.3. Торможение при работе усилителя в режиме следящего действия

Анализ рабочих процессов усилителя и его статической характеристики проводится при действии на тормозную педаль статических сил $Q_{п}$ и начальном разрежении q_2 в вакуумной камере усилителя.

При действии на педаль силы $Q_{п}$ тормозная жидкость под давлением p_1 из главного цилиндра поступает в полость A цилиндра усилителя и поднимает поршень 8. Закрывается вакуумный клапан, разобщая полости I и II, и открывается атмосферный клапан. В полостях IV и II сохраняется начальное разрежение q_2 .

Поступающий через атмосферный клапан воздух поднимает абсолютное давление (уменьшает разрежение) в полостях I и III. Рост давления происходит до тех пор, пока не наступит равновесие сил, действующих на поршень 8 сверху и снизу. Снизу на поршень действует сила T_2 давления жидкости, сверху – сила T_1 перепада давлений $(p_1 - p_2)$ в полостях I и II и сила P возвратных пружин. При незначительном повышении силы T_1+P над силой T_2 поршень опустится и атмосферный клапан закроется. Рост давления в полости I прекратится. Вакуумный клапан останется закрытым, так как при наступившем силовом равновесии при давлении p_r в полости A поршень остановится.

В вакуумной камере перепад давлений $(p_1 - p_2)$ в полостях III и IV прогибает диафрагму, и её шток II действует на поршень 9 с силой Q_{III} . Кроме того, на кольцевую поверхность поршня, свободную от контакта со штоком II, давит тормозная жидкость, поступающая из главного цилиндра. Соотношение между давлениями жидкости в главном цилиндре p_r и в цилиндре усилителя p_y (без учёта потерь на трение и действия возвратных пружин) определяется зависимостью

$$P_y = P_r \frac{F_{II} - F_{III}}{F_{II}} + \frac{Q_{III}}{F_{II}}, \quad (1)$$

где F_{II} и F_{III} – площади поршня и штока.

При увеличении усилия Q_{II} на тормозной педали возрастает давление p_r жидкости, нарушается равновесие на поршне 8 и он поднимается. Рабочий процесс повторится, но закрытие атмосферного клапана произойдёт при большем давлении p_1 , соответственно возрастает усилие Q_{III} и давление p_y в полости B цилиндра усилителя.

При уменьшении усилия Q_{II} на тормозную педаль уменьшится давление p_r в полости A, откроется вакуумный клапан и в полостях II и IV снизится разрежение q_2 (повысится давление p_2). Соответственно уменьшится перепад давлений $(p_1 - p_2)$ в полостях III и IV. Уменьшится усилие Q_{III} на штоке и давление p_y в цилиндре усилителя и рабочих цилиндрах.

Заданному начальному разрежению q_2 в полости IV соответствует усилие Q_{II} на педали и давление p_r жидкости, при которых силовое равновесие на поршень 8 наступит при атмосферном давлении в полостях I и II – атмосферный клапан остаётся открытым. На шток II усилителя будет действовать максимальное для данного начального разрежения усилие $Q_{III \max}$. Работа усилителя в режиме следящего действия прекращается. Дальнейшее

увеличение давления p_y жидкости в полости B цилиндра усилителя будет происходить только за счёт мускульной силы водителя.

1.4. Статическая характеристика привода

Эффективность привода при различных режимах работы усилителя выражается статической характеристикой привода (рис. 3, а), определяющей соотношение между давлениями тормозной жидкости в главном цилиндре p_r и в цилиндре p_y (полость B), которые описываются уравнением (1).

При неисправном усилителе (простой привод без усилителя) усилие на штоке II усилителя отсутствует $Q_{ш} = 0$, шток не касается поршня и давление в полостях A и B одинаковое $p_r = p_y$. Эффективность привода характеризуется линией A (см. рис. 3, а), проходящей под углом 45° ($\operatorname{tg}\alpha = F_{II} / F_{II} = 1, \alpha = 45^\circ$).

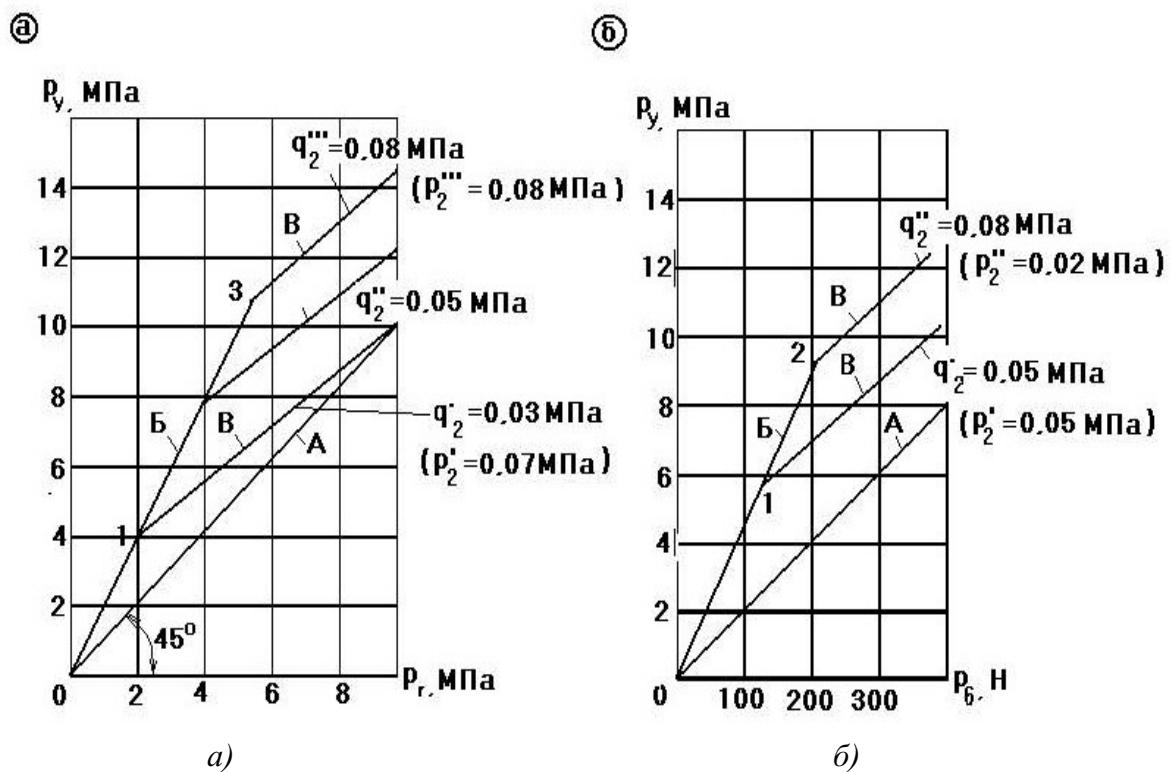


Рис. 3. Статические характеристики приводов

При работе усилителя в следящем режиме соотношение давлений характеризуется линией Б. Длина характеристики следящего действия определяется начальным разрежением q_2 в вакуумной камере. Чем меньше начальное разрежение, тем при меньших давлениях в главном цилиндре заканчивается следящее действие.

Эффективность привода при максимальной силе $Q_{ш \max}$ на штоке усилителя характеризуется линиями В, положение которых зависит от начального разрежения q_2 . Из уравнения (1) следует, что в этом режиме наклон характеристики, определяемый соотношением $\frac{F_{II} - F_{III}}{F_{II}}$ проходит под меньшим углом, чем характеристика А без усилителя ($\text{tg}\alpha = F_{II} / F_{II}$, так как $F_{III} = 0$). При малых начальных разрежениях и при больших усилиях Q_{II} водитель практически не ощущает действия усилителя (например в т. Т давление p_y при работающем усилителе и без усилителя одинаковое). В этом выражается недостаток гидровакуумного усилителя.

2.1. Привод с вакуумным усилителем

Привод с вакуумным усилителем (см. рис. 1, а) включает тормозную педаль 1, двухсекционный главный цилиндр 2, вакуумный усилитель 4, два контура трубопроводов А и Б, регулятор тормозных сил 5 и тормозные механизмы 6 и 7 передних и задних колёс. Вакуумный усилитель, действуя непосредственно на шток главного цилиндра, увеличивает давление в обоих контурах.

Корпус 2 усилителя (рис. 4) крепится к главному цилиндру. Внутреннее пространство корпуса поршнем 4 и диафрагмой 3 разделено на две полости. Полость II через обратный клапан 14 соединена со всасывающим трубопроводом двигателя. В ступице поршня выполнены каналы 5 и 13, соединяющие полости I и II. Вакуумный клапан, разделяющий полости I и II при торможении, образован кольцевой поверхностью 6 на ступице и клапаном 7. Атмосферный клапан, соединяющий полость I с атмосферой, образован кольцевой поверхностью на плунжере II и клапаном 7, который уплотнён резиновой манжетой 9. В центральной части ступицы выполнено ступенчатое отверстие, в которое входят плунжер II и реактивный диск 15, опирающийся на шайбу 16 штока 17 главного цилиндра.

В состав упруго-эластичного следящего механизма входят резиновый реактивный диск 15, плунжер II, кольцевые поверхности ступицы поршня 4 и плунжера II, клапан 7, образующие вакуумный и атмосферный клапаны.

2.2. Расторможенное состояние привода

Тормозная педаль 12, плунжер II и поршень 4 находятся в правом крайнем положении (рис. 4 и 5, а). Пружина 8 прижимает клапан 7 к кольце-

вой поверхности на плунжере II, атмосферный клапан закрыт. Вакуумный клапан открыт, и в полостях I и II одинаковое начальное разрежение q_2 (абсолютное давление p_2).

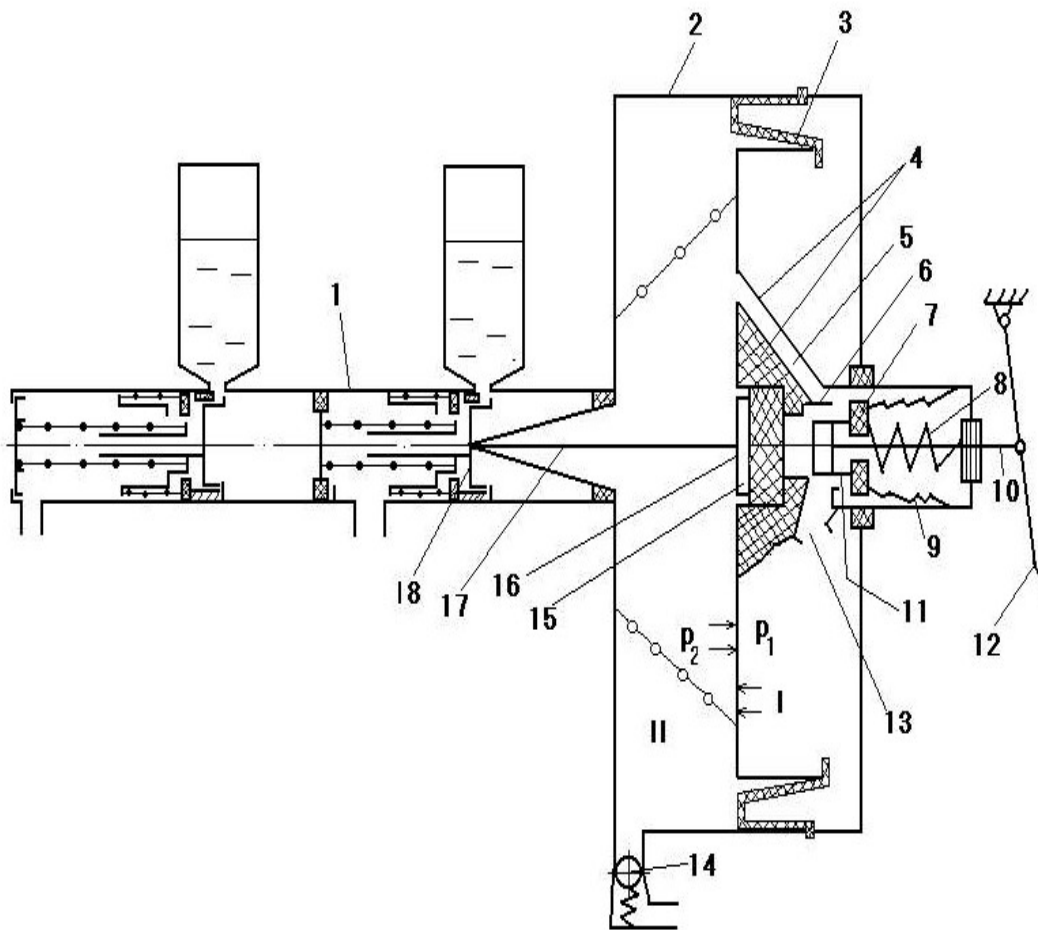


Рис.4. Схема главного цилиндра с вакуумным усилителем

2.3. Торможение при работе усилителя в режиме следящего действия

Анализ процесса торможения проводится при статическом действии на штоке 10 ступенчато изменяющихся усилий Q_v , пропорциональных усилиям водителя P_v на тормозной педали ($Q_v = P_v U_{пII}$).

При действии усилия Q_v шток сдвигает плунжер II влево. При этом клапан 7 садится на кольцевую поверхность 6 – вакуумный клапан закрывается (рис. 5, б), сжимается на величину δ центральная часть резинового реактивного диска, кольцевая поверхность плунжера II отходит от клапана 7 – открывается атмосферный клапан, в полость I поступает воздух из атмосферы. Рост давления в полости I создаёт на поршне 4 силу, сжимающую кольцевую часть $(d_2 - d_1)$ реактивного диска 15. При сжатии кольцевой части диска на

величину δ атмосферный клапан закроется (рис. 5, в), в полости I установится давление p_1 . На поршень будет действовать сила Q , пропорциональная перепаду давлений ($p_1 - p_2$) в полостях I и II. На шток 17 главного цилиндра будет действовать сила $Q_{ш} = Q_b + Q$.

При увеличении усилия Q_b на штоке 10 процесс работы следящего механизма повторится, но атмосферный клапан закроется при более высоком давлении p_1 в полости I.

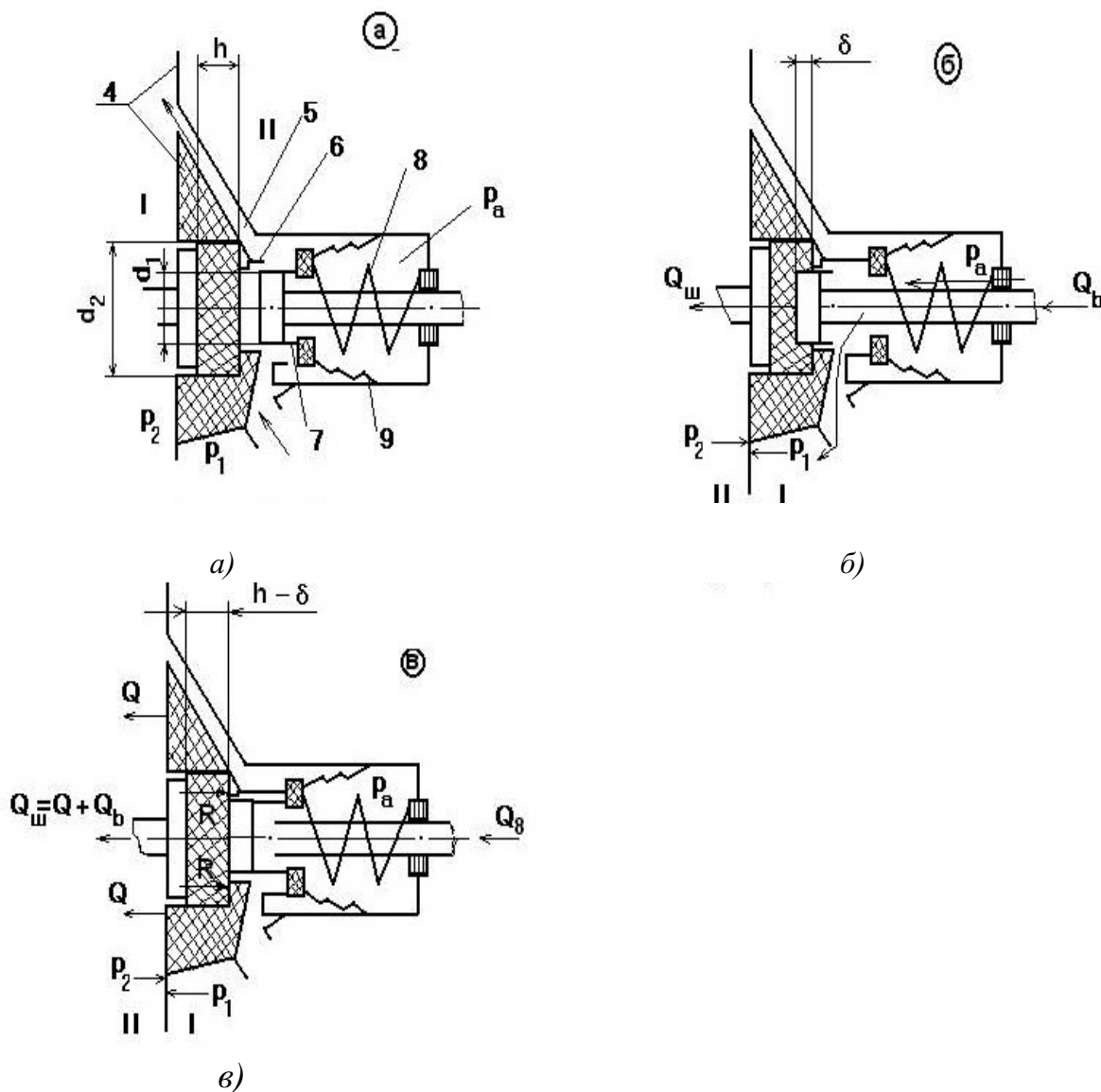


Рис. 5. Схемы рабочих процессов усилителя

Следящее действие – пропорциональность давления p_r тормозной жидкости в главном цилиндре усилию P_b водителя на тормозной педали – выражается зависимостью

$$P_{\Gamma} = \frac{(p_1 - p_2)F_{\Pi}}{F_u} + \frac{P_6 U_{\Pi} h_{\Pi}}{F_{\Gamma}},$$

где F_{Π} – активная площадь воздушного поршня 4;

F_{Γ} – площадь поршня главного цилиндра;

U_{Π} и h_{Π} – передаточное число и к.п.д. тормозной педали.

2.4. Торможение при действии усилителя с максимальной эффективностью

Каждому значению начального разрежения q_2 в полости II соответствует определённое усилие водителя $P_{\text{в}}$, при котором прекращается следящее действие усилителя. Это будет, когда сила упругости R сжатой кольцевой части реактивного диска становится равной силе Q поршня при максимальном перепаде давлений в полостях I и II. Атмосферный клапан остаётся открытым, в полости II устанавливается атмосферное давление, и с поршня на шток главного цилиндра передаётся максимальное для данного начального разрежения усилие Q_{max} . Дальнейшее увеличение усилия на штоке может быть только за счёт мускульной силы водителя ($P_{\text{в}}$).

При изменении начального разрежения q_2 изменяется усилие водителя на педали, при котором прекращается следящее действие усилителя.

2.5 Статическая характеристика привода

На статической характеристике привода (см. рис. 3,б), определяющей зависимость давления P_{Γ} тормозной жидкости в главном цилиндре от усилия $P_{\text{в}}$ водителя на тормозную педаль, линия А характеризует работу привода при неисправном усилителе (без усилителя), линия Б – при работе усилителя в следящем режиме и линии В – при максимальном (для данного начального разрежения) усилении на поршне усилителя. Линии А и В параллельны, так как на участках этих характеристик приращение давления тормозной жидкости в главном цилиндре происходит только за счёт мускульной силы водителя. Поэтому вакуумный усилитель имеет лучшую характеристику в сравнении с гидровакуумным усилителем.

3. Учебно-исследовательский стенд

Стенд (рис. 6) состоит из гидравлического привода с вакуумным усилителем. Привод I включает вакуумный усилитель 6, главный цилиндр 8, тормозной механизм 7 и тормозную камеру 4.

Начальное и рабочее разрежения в полостях вакуумных камер измеряются вакуумметрами 18 и 5. Давление тормозной жидкости в приводе измеряется манометром 9. Усилие на тормозной педали создается тормозной камерой 4, сжатый воздух в которую поступает из воздушного баллона I через регулятор давления 2. Усилие на штоке камеры определяется по показаниям манометра 3. Начальное разрежение в вакуумных камерах создаётся вакуумным насосом 17.

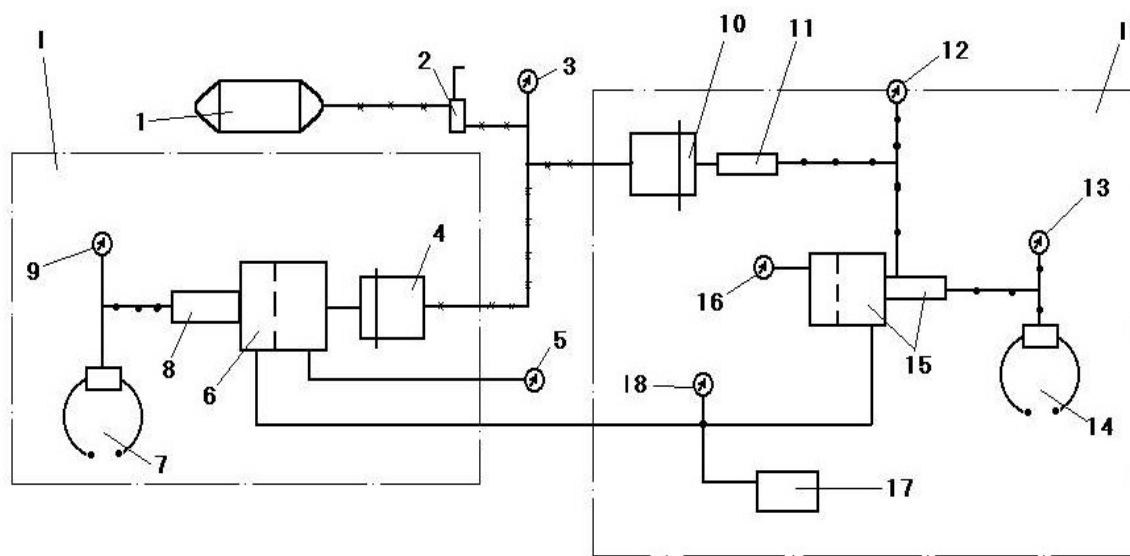


Рис. 6. Принципиальная схема стенда

4. Порядок выполнения работы

В результате эксперимента студенты должны построить действительные статические характеристики вакуумного усилителя при нескольких разрежениях.

На основании изучения основных теоретических положений студенты перед экспериментом должны составить план его проведения, в котором должно быть отражено:

- а) наиболее характерные точки характеристик;
- б) какие параметры должны измеряться, количество замеров каждого параметра;
- в) количество повторений замеров, методика обработки результатов;
- г) таблицы для регистрации результатов измерений;
- д) характер изменения начального разрежения при повторных торможениях без включения вакуумного насоса.

Экспериментальные характеристики должны определяться при трёх различных значениях начальных разрежений.

Подготовка стенда: наполнить воздушный баллон сжатым воздухом и проверить исправность усилителя.

Для проверки работы усилителя устраняется разрежение несколькими нажатиями на педаль тормоза (включением тормозных камер) при неработающем вакуумном насосе. Затем, создав усилие 300 - 500 Н на тормозной педали, включить вакуумный насос. Если система усилителя исправна, то будет заметно перемещение штока камеры и одновременно будет слышно шипение воздуха в зоне атмосферного клапана. Остановить вакуумный насос, не снимая усилие на штоке тормозной камеры. Если усилитель исправен, то шток тормозной камеры не будет перемещаться в течение 1 - 2 минут.

5. Содержание отчёта

Отчет должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схема и описание стенда.
3. Статические характеристики приводов.
4. Таблицы результатов измерений.
5. Экспериментальные характеристики.
6. Анализ экспериментальных характеристик.

Литература: [1, с. 212 – 217]; [8, с. 56-65]; [9, с. 177 - 181].

Рекомендательный библиографический список

1. О с е п ч у г о в В.В., Ф р у м к и н А.К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. - 304 с.
2. Б у х а р и н Н.А. и др. Автомобили: Учеб. пособие для вузов. –Л.: Машиностроение, 1973. – 503 с.
3. Л ы с о в М.И. Рулевые управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 344 с.
4. Г и н ц б у р г Л.Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1972. - 121 с.

5. Г о н и к б е р г Е.М. , Г о л ь б р е й ж А.А. Рулевое управление грузового автомобиля с гидроусилителем. – М.: Транспорт, 1969. – 80 с.
6. Л и т в и н о в А.С. и др. Шасси автомобиля. Конструкция и элементы расчета. – М.: Машгиз, 1963. – 503 с.
7. В и ш н я к о в Н.Н. Как работают следящие приводы автомобилей. – М.: Транспорт, 1971. – 103 с.
8. М а щ е н к о А.Ф. , Р о з а н о в В.Г. Тормозные системы автотранспортных средств. – М.: Транспорт, 1972. – 144 с.
9. В е р ш и г о р а В.А. и др. Переднеприводные автомобили ВАЗ. – М.: ДОСААФ, 1990. – 335 с.

О Г Л А В Л Е Н И Е

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 3 |
| <i>Лабораторная работа № 1</i> | |
| ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С НЕЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКОЙ..... | 4 |
| <i>Лабораторная работа № 2</i> | |
| ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УСИЛИТЕЛЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ..... | 11 |
| <i>Лабораторная работа № 3</i> | |
| ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКИ..... | 19 |
| <i>Лабораторная работа № 4</i> | |
| ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗОВ С РЕГУЛЯТОРОМ ТОРМОЗНЫХ СИЛ..... | 24 |
| <i>Лабораторная работа № 5</i> | |
| ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОВАКУУМНОГО И ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ ТОРМОЗОВ..... | 29 |
| РЕКОМЕНДАТЕЛЬНЫЙ БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК..... | 39 |