

**В. М. Скутнев**

**РЕГУЛЯТОРЫ ТОРМОЗНЫХ СИЛ ЛЕТНЫХ  
АВТОМОБИЛЕЙ**

**Куйбышев 1965**

**Куйбышевский авиационный институт**

аб

629.3014/02  
с 467

Министерство высшего и среднего специального образования  
РСФСР

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ПОВЫШЕНЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

В.М.Скутнев

РЕГУЛЯТОРЫ ТОРМОЗНЫХ СИЛ ЛЕГКОМЫХ  
АВТОМОБИЛЕЙ

Учебное пособие



Куйбышев 1985

Куйбышевский авиационный институт

УДК 629.113.004

Скутнев В.М. Регуляторы тормозных сил легковых автомобилей.  
Учебное пособие. - Куйбышев: КуАИ, 1965 - с.

Приведен обзор и анализ конструкций регуляторов давления в гидравлическом приводе тормозов легковых автомобилей. Дано аналитическое описание рабочих процессов, протекающих в регуляторах давления, и описана их связь с параметрами торможения автомобиля. Исследована взаимосвязь регулируемого давления с показателями интенсивности торможения и кинематическими характеристиками задней подвески колес. Приведена методика расчета регуляторов и элементов упругой связи с подвеской.

Учебное пособие предназначено для студентов, занимающихся проектированием тормозной системы легкового автомобиля.

Рецензенты:

кафедра автомобилей Харьковского автомобильно-дорожного института (зав.кафедрой А.Б.Гредескул);

инженер УИИ Вазы М.И.Васильев.

Научный редактор к.т.н. доцент С.Н.Корнилов.

Утверждено редакционно-издательской секцией методического совета института в качестве учебного пособия.

© Тольяттинский политехнический институт, 1965.

## ВВЕДЕНИЕ

Применение регуляторов тормозных сил исключает спешающее блокирование задних колес и повышает устойчивость движения заторможенного автомобиля, а также улучшает эффективность торможения за счет более рационального использования сцепной массы автомобиля при всех его нагрузочных состояниях.

Регуляторы давления устанавливаются в приводе тормозов задних колес и снижают вероятность их блокирования на сухом асфальте, что обеспечивает высокую устойчивость движения на дорогах с усовершенствованным покрытием. Корректируя соотношение давлений в приводе передних и задних тормозов, регуляторы тормозных сил полностью не исключают возможности блокирования колес в отличие от противоблокировочных устройств. Однако достаточно высокая эффективность при простоте конструкции и малой стоимости определила весьма широкое их распространение, особенно на легковых автомобилях.

При проектировании или модернизации тормозной системы с регулятором давления выбирается тип регулятора и его характеристика, определяются конструктивные параметры, которые согласуются с параметрами тормозных сил механизмов и подвески задних колес. Кроме общепринятых требований простоты конструкции, малых металлоемкости и трудозатрат на обслуживание, учитываются тенденции применения диагональной или дублированной схем разделения тормозного привода, "противоклевковых" подвесок, разнотипных тормозных механизмов на передних и задних колесах автомобилей.

## 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКЦИЯ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ПРИВОДЕ

В приводе тормозов легковых автомобилей нашли применение регуляторы давления с кусочно-линейной характеристикой регулирования тормозных сил (табл. I. I). Ограничивая давление в приводе тормозов задних колес или снижая темп его роста по сравнению с давлением в приводе тормозов передних колес, такие регуляторы корректируют соотношение осевых тормозных сил. Ограничение давления или снижение темпа его роста происходит как при неизменных параметрах срабатывания регулятора, так и при изменяющихся в зависимости от нагрузки на задние колеса автомобиля. Значительно реже в практике автомобилестроения применяются усилители давления в приводе передних тормозов и механические распределители, управляемые за счет изменения хода тормозной педали, поэтому в данной работе они не рассматриваются.

Несмотря на многочисленность конструктивных решений таких устройств, общность функциональных признаков позволяет систематизировать их в наибольшее количество групп (рис. I. I).

Ограничители, настроенные на постоянное давление срабатывания, в качестве управляющего сигнала имеют постоянное давление (рис. I. 2) или замедление торможения (рис. I. 3). Ограничители, настроенные на постоянное давление срабатывания, представляют собой клапан I, опирающийся на пружину 2, предварительное сжатие которой определяет момент включения. При открытом клапане давление на входе регулятора  $P_1$  равно давлению на выходе  $P_2$ . При достижении давления срабатывания сила, действующая на клапан I, преодолевает силу упругости пружины 2, в результате чего клапан закрывается. Дальнейшее увеличение давления  $P_1$  происходит при постоянном значении давления  $P_2$ .

В клапане-ограничителе инерционного типа (рис. I. 3) срабатывание настроено на определенное замедление (3-4  $M/C^2$ ) соответствующим выбором массы шара I и угла наклона  $\alpha$  цилиндрической расточки в корпусе 2. До установленной величины замедления клапан 3 такого регулятора открыт, и обеспечивается равенство  $P_1 = P_2$ . При достижении заданного значения замедления торможения в результате смещения инерционной массы I клапан 3 закрывается пружиной 4, после чего рост давления в магистрали задних тормозов прекращается.

Таблица 1.1

## Способы и законы регулирования тормозных сил легковых автомобилей

Способы регулирования тормозных сил		Законы регулирования тормозных сил		$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}$
Регулирование тормозных сил с учетом динамического перераспределения осевых нагрузок	Ограничение максимального значения силы $P_{T2}$			
	Изменение темпа роста тормозной силы $P_{T2}$			
Регулирование тормозных сил с учетом динамического перераспределения осевых нагрузок и изменения общей массы	Ограничение максимального значения силы $P_{T2}$			
	Изменение темпа роста тормозной силы $P_{T2}$			

$P_{T1}$  - тормозная сила на передних колесах  
 $P_{T2}$  - тормозная сила на задних колесах  
 $G_a'$  - минимальная загрузка автомобиля  
 $G_a''$  - максимальная загрузка автомобиля  
 $P_{пед}$  - усилие на тормозной педали

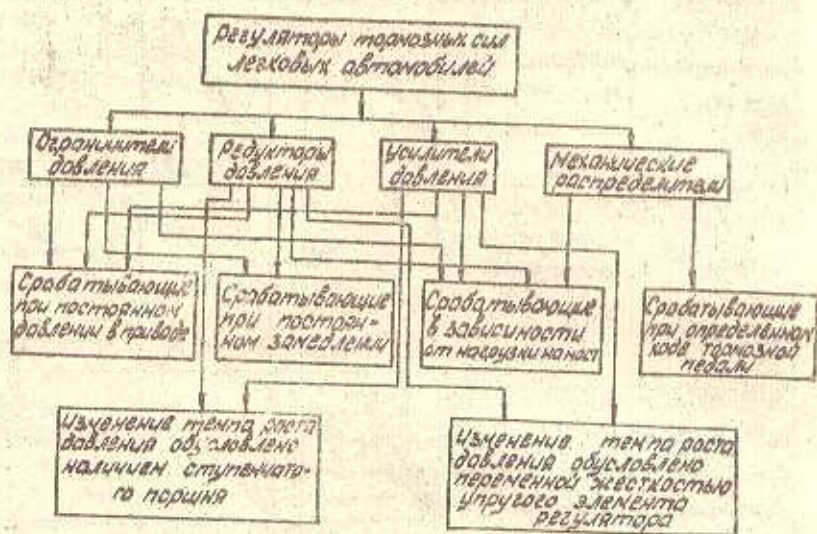


Рис.1.1. Классификация регуляторов тормозных сил легковых автомобилей

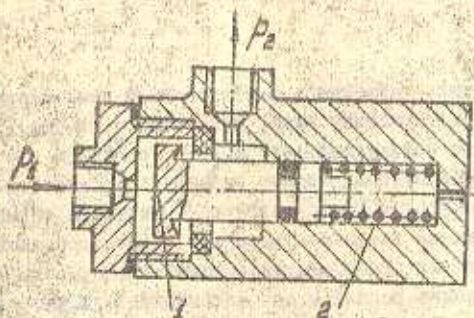


Рис. 1.2.

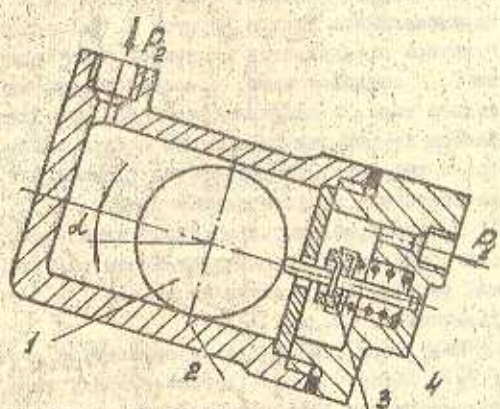


Рис. 1.3.

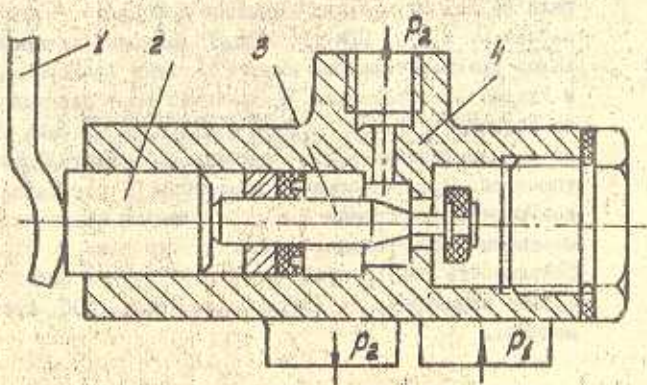


Рис. 1.4. Клапан-ограничитель с переменной точкой срабатывания



Ограничители давления с фиксированной точкой срабатывания обеспечивают характеристику вида, показанного на рис.1.5а, заметно отличающуюся от оптимальной (табл.1.1), особенно при полной загрузке автомобиля. Недоиспользование сцепных возможностей задних колес приводит к снижению показателей эффективности торможения, но условность движения заторможенного автомобиля повышается.

Для улучшения приспособляемости ограничителей давления (рис. 1.4) к изменению полной массы автомобиля или нагрузки на колеса заднего моста их соединяют упругим элементом с подвеской задних колес. Упругий элемент через толкатель 2 воздействует на клапан 3, перемещающийся внутри корпуса 4. Давление срабатывания такого регулятора определяется величиной деформации упругого элемента связи 1, а следовательно, изменением нагрузки на колеса. Регулятор такого типа по лицензии фирмы Вэндикс длительное время устанавливается на моделях фирмы Рено и зарекомендовал себя положительно. Такие регулирующие устройства реализуют характеристику, состоящую из семейства горизонтальных прямых (рис.1.5б).

Лучшее приближение к кривым идеального распределения тормозных сил достигается за счет установки редукторов давления, уменьшающих темп роста давления на выходе ( $P_2$ ) по отношению к изменению давления на входе ( $P_1$ ).

Редукторы давления с фиксированной точкой срабатывания (рис. 1.7а), обеспечивающие характеристику типа II (рис.1.6), содержат в конструкции дифференциальный (ступенчатый) поршень 2, поджатый пружиной 1 и соприкасающийся с корпусом 4 поверхностью ступени меньшего диаметра. В исходном положении клапан 3 открыт и магистрали задних и передних тормозов сообщаются между собой; в этом случае  $P_1 = P_2$ . При достижении давления включения, определяемого силой предварительного сжатия пружины 1, поршень 2 смещается вниз и клапан 3 закрывается. Дальнейший рост давления на входе вызывает обратное смещение поршня и открытие клапана 3, в результате чего дополнительный объем жидкости поступает в магистрали задних тормозов. При непрерывном изменении  $P_1$  устанавливается динамическое равновесие поршня 2 с определенным открытием клапана, обеспечивающим редуцирование жидкости, при котором  $P_2 < P_1$ . Высокую эффективность регуляторов такой конструкции подтверждает их практическое применение на автомобилях Хойда-1300, Аустин Маври и других моделях.

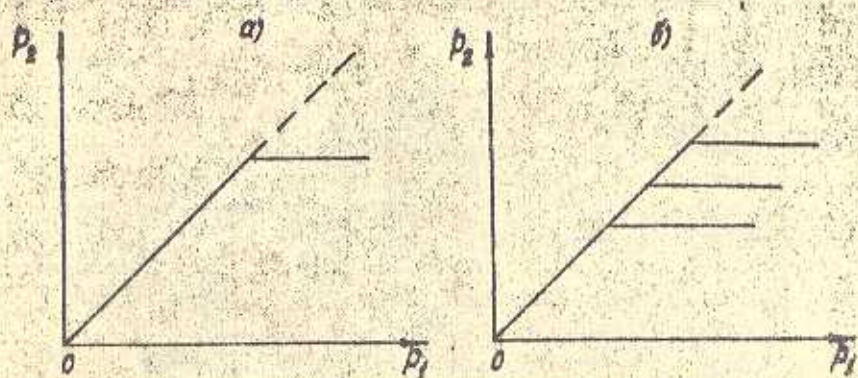


Рис. I.6. Характеристики ограничителя давления (тип I) -  
 а - с фиксированной точкой срабатывания;  
 б - с переменной точкой срабатывания.

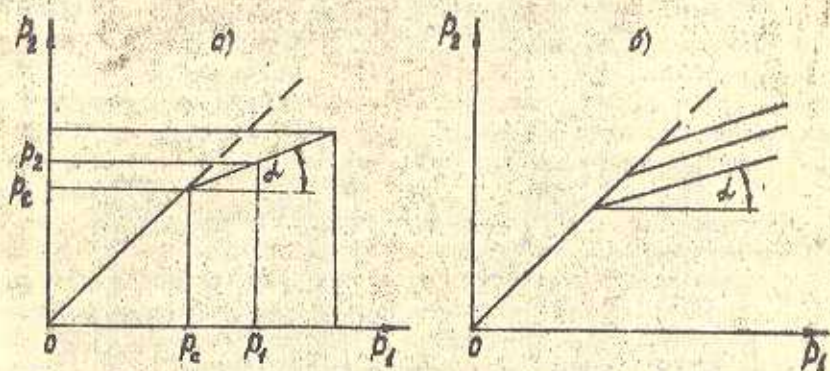


Рис. I.6. Характеристики редукта давления (тип II) -  
 а - с фиксированной точкой срабатывания;  
 б - с переменной точкой срабатывания.

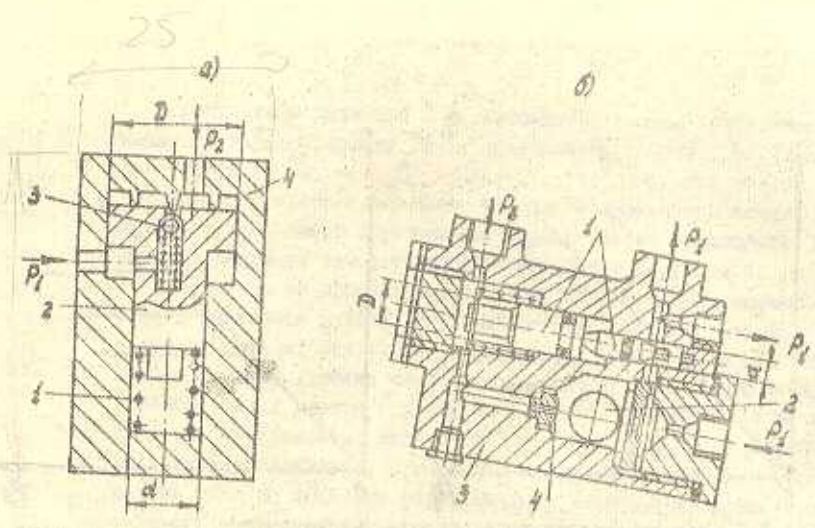


Рис. 1.7. Редуктор давления с фиксированной точкой срабатывания: а- по величине приводного давления; б- по величине замедления при торможении.

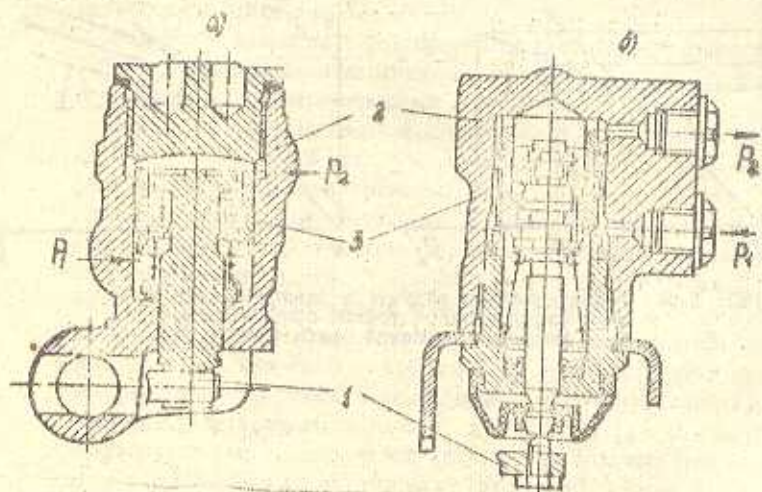


Рис. 1.8. Регулятор тормозных сил с переменной точкой срабатывания: а- автомобиля ВАЗ; б- автомобиля "Москвич".

С целью достижения большей зависимости управляющего сигнала регулятора от параметров процесса торможения, в некоторых конструкциях редукторов давления (рис. 1.76), наряду со ступенчатым поршнем 1, предусматривают инерционную массу 2, величина которой совместно с углом расточки корпуса 3 определяет момент включения. Увеличение давления  $P_2$  после включения регулятора и полного закрытия клапана 4 обусловлено перемещением поршня 1 влево при увеличении давления  $P_1$  на торце ступени меньшего диаметра. Соотношение этих давлений после срабатывания регулятора определяется отношением  $\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \frac{D^2 - d^2}{D^2}$  [1]. Такой регулятор фирмы Гирдинг положительно рекомендовал себя на автомобилях Пежо-204.

Важным достоинством регулятора с фиксированной точкой срабатывания (рис. 1.2, 1.3, 1.7) является возможность их размещения в местах с минимальным действием агрессивной среды, а следовательно, более высокая надежность в эксплуатации. Поэтому они находят достаточно широкое применение, особенно на автомобилях, загрузки которых меняется в относительно узких пределах.

Большое распространение на легковых автомобилях получили регуляторы тормозных сил типа клапан-редуктор, снабженные упругой связью с подвеской задних колес (рис. 1.13...1.15). Управляющим сигналом такого регулятора является изменяющаяся нагрузка на задние колеса автомобиля. Эти регуляторы обеспечивают лучшее приближение кусочно-линейной характеристики к идеальной кривой для всех нагрузок автомобиля (табл. 1).

В любой конструкции такого регулятора (рис. 1.8 а, б) дифференциальный поршень 3 размещен в корпусе 2 и упруго связан с подвеской задних колес тороном (рис. 1.13) или пружиной (рис. 1.14), шарнирно соединенными с балкой ведущего моста или рычагом подвески. В регуляторах могут использоваться клапаны с затвором в виде резинового уплотнения (рис. 1.8а) или затвора шарикового типа (рис. 1.8б). При этом наиболее четкую отсечку и быстрый переход к режиму редуцирования обеспечивают клапаны, которые не используют в качестве затвора сам ступенчатый поршень, например, шариковые [2].

Распространение на легковых автомобилях двухконтурных, Г-образных или диагональных схем разделения привода тормозов при непрерывной установке регуляторов давления задних тормозов явилось толчком к разработке конструкций двухконтурных регуляторов тормозных сил.

На рис. 1.9 приведена схема двухсекционного регулятора тормозного усилия с постоянной точкой включения, защищенная английским патентом [3]. В корпусе 2 регулятора имеются впускные отверстия 1а и 1б, связанные с секциями главного цилиндра, и выпускные отверстия 3а и 3б, связанные соответственно с цилиндрами правого и левого задних колес. Жидкость в контуры привода задних тормозов при торможении подается через зазоры между уплотнительными манжетами 4а и 4б и выступами 5а и 5б подпружиненных золотников 6а и 6б. Действием жидкости на торцы 7а и 7б поршни 6а и 6б смещаются против усилия пружин; при этом выбираются зазоры между выступами 5а и 5б и соответствующими манжетами 4а и 4б. После срабатывания клапанов каждая из двух секций такого регулятора обеспечивает ограничение давления в приводе задних тормозов. Отказ одного из контуров не влияет на работоспособность другого.

Рассмотренный принцип параллельного соединения секций регулятора может быть использован и в конструкциях с переменной точкой включения.

В регуляторе, представленном на рис. 1.10, на два ступенчатых поршня 1а и 1б, расположенных в одном корпусе 2, через уравнительную пластину 3 действует торсион 4, подсоединенный к балке заднего моста. В конструкции каждой секции такого регулятора могут быть использованы детали сервизного одностороннего регулятора, например, автомобилей ИАЗ или "Москвич".

Однако более компактна конструкция двухсекционного регулятора с последовательным соединением секций в одном корпусе (рис. 1.11). В этой конструкции, защищенной авторским свидетельством СССР [4], шток 8 регулятора контактирует с рычагом 9, упруго связанным с подвеской одного из задних колес. В качестве первой секции использован регулятор давления ИАЗ. Клапан этой секции образован уплотнительным кольцом 2 и буртиком 3 ступенчатого поршня 8 и при своем срабатывании обеспечивает характеристику крива II (рис. 1.6).

Клапан второй секции состоит из подпружиненного шарика 4 и шайбы с седлом 5. При срабатывании клапана первой секции толкатель 6 освобождает шариковый клапан 4, который закрывается. При перемещении поршня 8 шариковый клапан 4 следит за работой первой секции, обеспечивая, в свою очередь, редуцирование жидкости по характеристике, представленной на рис. 1.6б. Каждая из секций обслуживает одно из задних колес при Г-образном и диагональном разделении привода или свой контур при двухконтурной магистрали.

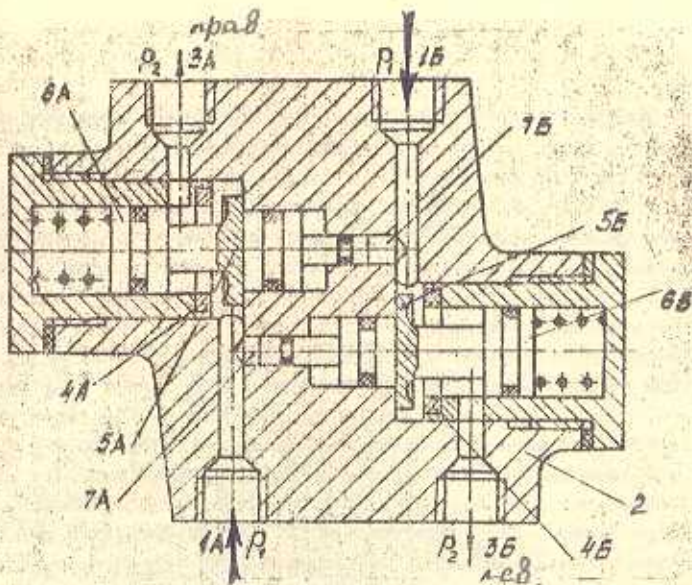


Рис. I.9. Двухсекционный регулятор давления с постоянной точкой срабатывания.

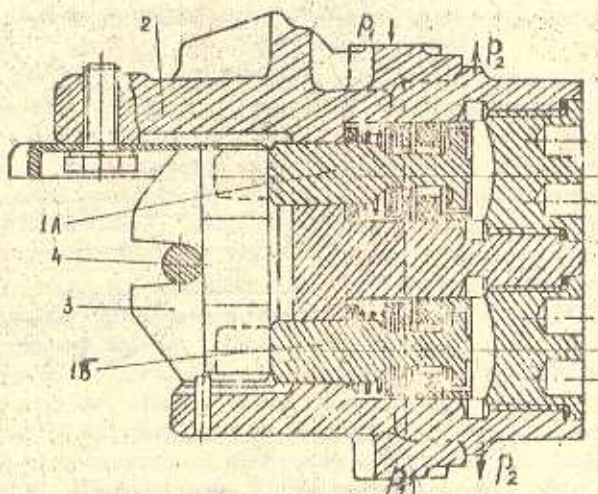


Рис. I.10. Двухсекционный регулятор с переменной точкой включения и параллельным соединением секций.

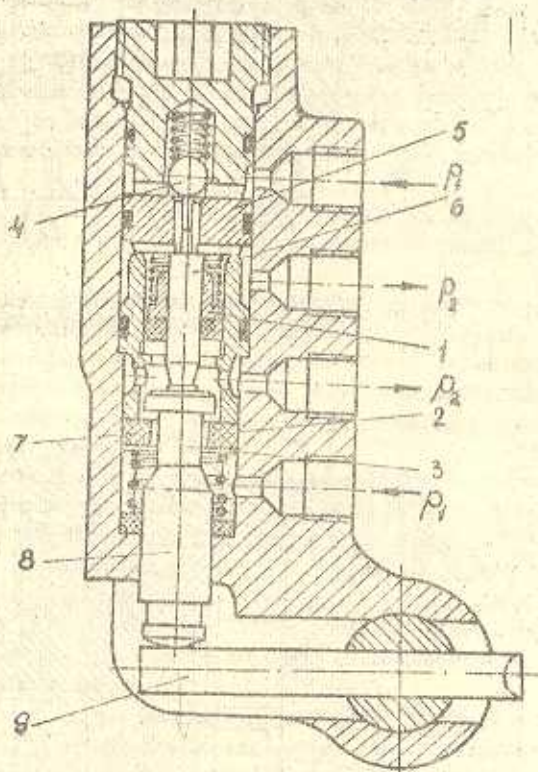


Рис. I. II. Регулятор с переменной точкой включения и последовательным расположением севрий.

В последнее время появились разработки регуляторов тормозных сил, обеспечивающих регулирование тормозных сил на всех колесах в соответствии с изменяющейся нагрузкой на них. Так, фирма Automotive Products [5] разработала систему привода тормозов (рис. 1.12), подводящую максимальное тормозное усилие к наиболее нагруженному внешнему колесу и минимальное — к внутреннему при торможении на повороте. Это снижает вероятность блокировки колес, допускает более эффективное торможение на повороте без потери управляемости и устойчивости. Аналогичный эффект достигается и при торможении автомобиля на прямолинейной траектории, когда статическая и динамическая нагруженность колес одного моста не одинакова.

В предложенной системе тормозная жидкость от главного цилиндра I к передним тормозам проходит через два клапана 2, управляемых рычагом 3, связанным пружинами 4 с соответствующими рычагами подвески левого 5 и правого 6 колес. При наклоне кузова автомобиля вправо или влево, что происходит при повороте, управляющий рычаг переключается, изменяя характеристику включения клапана 2.

Подвод тормозной жидкости к задним тормозам также происходит через два клапана 7, каждый из которых через свой рычаг 8 и отдельные пружины связан с рычагом 9 подвески соответствующего заднего колеса. Эти клапаны одинаково ограничивают усилие к тормозам обоих колес при торможении на прямой и перераспределяют его между левым 10 и правым 11 колесами при движении на повороте.

В качестве клапанов такой системы регулирования тормозных сил по колесам можно использовать редукторы или ограничители давления, конструкция которых представлена на рис. 1.4 и 1.8. Как перспективный может быть рассмотрен вариант применения в приводе задних тормозов двухсекционного регулятора давления с параллельными расположением секций (рис. 1.10). В этом случае исключается уравнивательная пластина 3 и вместо одного тормоза устанавливается два, каждый из которых подводится к рычагу подвески соответствующего колеса и воздействует на свой поршень секций Ia или Ib.

Как упрощенный вариант рассмотренной схемы (рис. 1.12), возможна установка двойного регулятора тормозных сил, корректирующего давление в приводе тормозов только левого и правого задних колес. Такой регулятор настраивается на регулирование тормозных сил при торможении на прямолинейной траектории и позволяет изменить давление в приводе задних тормозов в соответствии с нормальными реакциями на колесах при торможении на повороте.



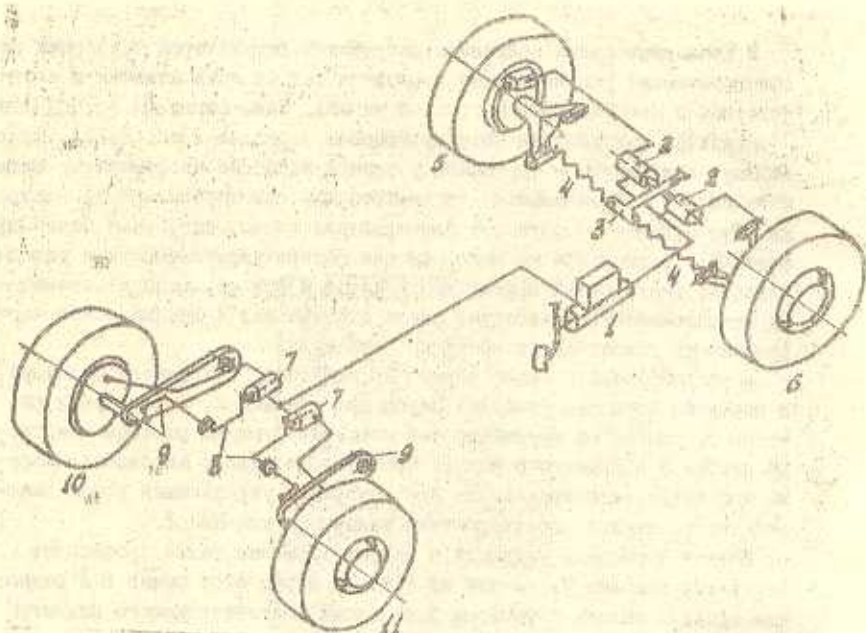


Рис. 1.12. Схема привода тормозной системы *Automotive Products* с регулируемым тормозным усилием на всех колесах.

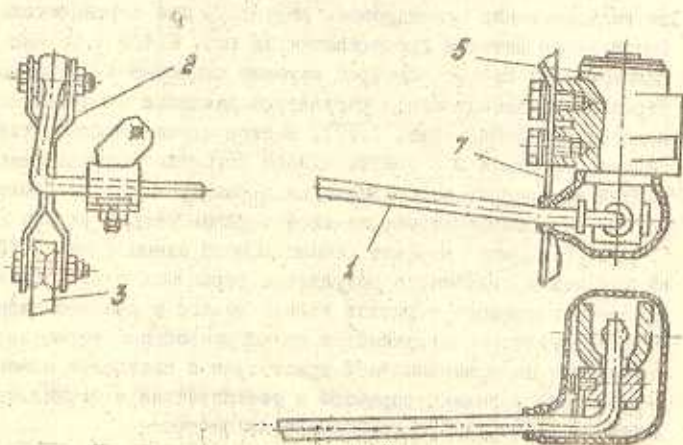


Рис. 1.13. Упруго-передаточный механизм регулятора тормозного типа (BA3).

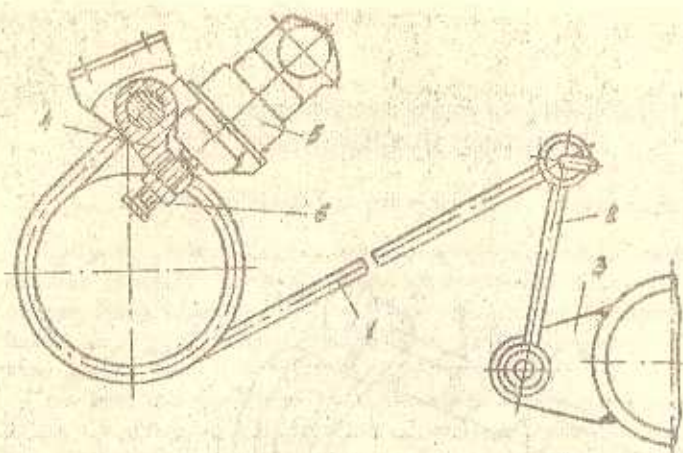


Рис. I.14. Упругий элемент регулятора типа пружина кручения (Москвич).

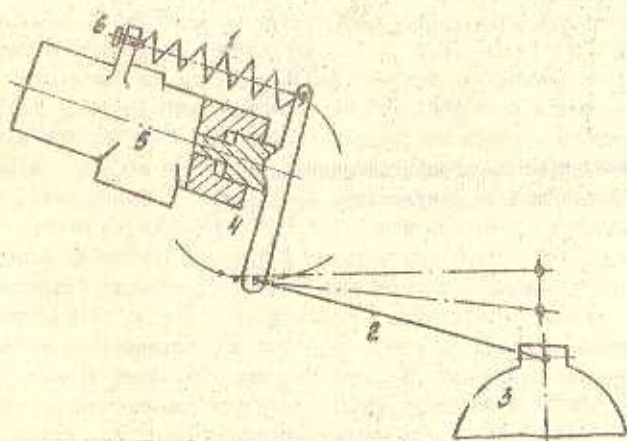


Рис. I.15. Регулятор фирмы АТ с пружинно-рычажным элементом связи с под-

ВИБЛИОТЕКА  
 Электротехнического института  
 МЭИ, № 028261

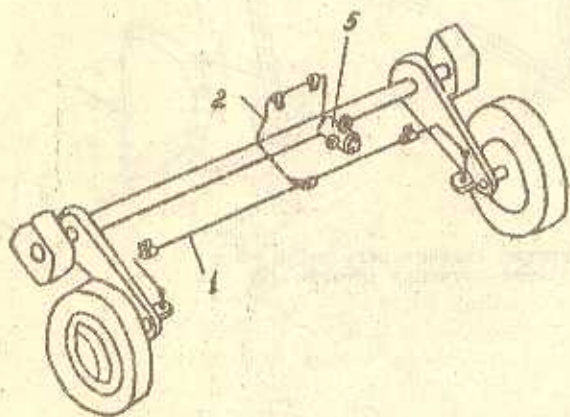
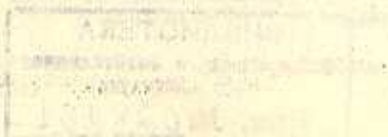


Рис. 1.16. Схема привода тормозной системы с  
двухпозиционным регулятором тормозных  
сил



## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КУСОЧНО-ЛИНЕЙНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОРМОЗНЫХ СИЛ

### 2.1. Выбор закона кусочно-линейного регулирования

При установлении закона кусочно-линейного регулирования тормозных сил (табл. I.1) целесообразно воспользоваться характеристикой оптимального торможения  $P_{T2} = f(P_{T1})$ , описывающей функциональную связь между тормозными силами задних ( $P_{T2}$ ) и передних ( $P_{T1}$ ) колес, заторможенных на пределе блокирования [1, 7, 8].

Для легковых автомобилей классической и переднеприводной компоновок с изменяющейся весовой нагрузкой в широком диапазоне характерно заметное взаимное удаление кривых  $P_{T2} = f(P_{T1})$  для полостей и максимальной нагрузки (рис. 2.1а, в). На таких автомобилях рационально устанавливать регуляторы давления (рис. 1.3) или клапаны-ограничители (рис. 1.4) с переменной точкой срабатывания, управляемые тормозом или регулятором с подвеской задних колес.

Автомобилем с заднеприводной компоновкой (типа ЗАЗ) или работающим на малонагружаемой весовой нагрузке свойственно близкое расположение кривых оптимального торможения (рис. 2.1б, г). На таких автомобилях рационально применение регуляторов давления с фиксированной точкой срабатывания (рис. 1.2, 1.3, 1.7) [9].

Кривизна кривых  $P_{T2} = f(P_{T1})$  автомобилей различной компоновки отличается. Для легковых автомобилей короткой базы и высокого расположения центра масс (ЛуАЗ-369) характерно наличие точки перегиба, после которой на дорогах с высокими значениями коэффициента сцепления  $\varphi$  с увеличением  $\varphi$  требуется уменьшать  $P_{T2}$ . При пологом характере кривой  $P_{T2} = f(P_{T1})$  (рис. 2.1 в, г) целесообразно применение ограничителей давления, настройка которых зависит от вида этой кривой.

Возможен вариант установки регуляторов с подающей характеристикой (прямая 4, рис. 2.1г), у которых давление на выходе после срабатывания уменьшается при росте давления на входе. Имеются уже конструктивные решения таких регуляторов, например, конструкция регулятора, защищенная авторским свидетельством № 667437 [10].

Таким образом, исходным моментом для выбора закона кусочно-линейного регулирования тормозных сил является параболическая характеристика  $P_{T2} = f(P_{T1})$ , построенная по весовым и геометрическим параметрам автомобиля. При расчете тормозных сил используют хорошо

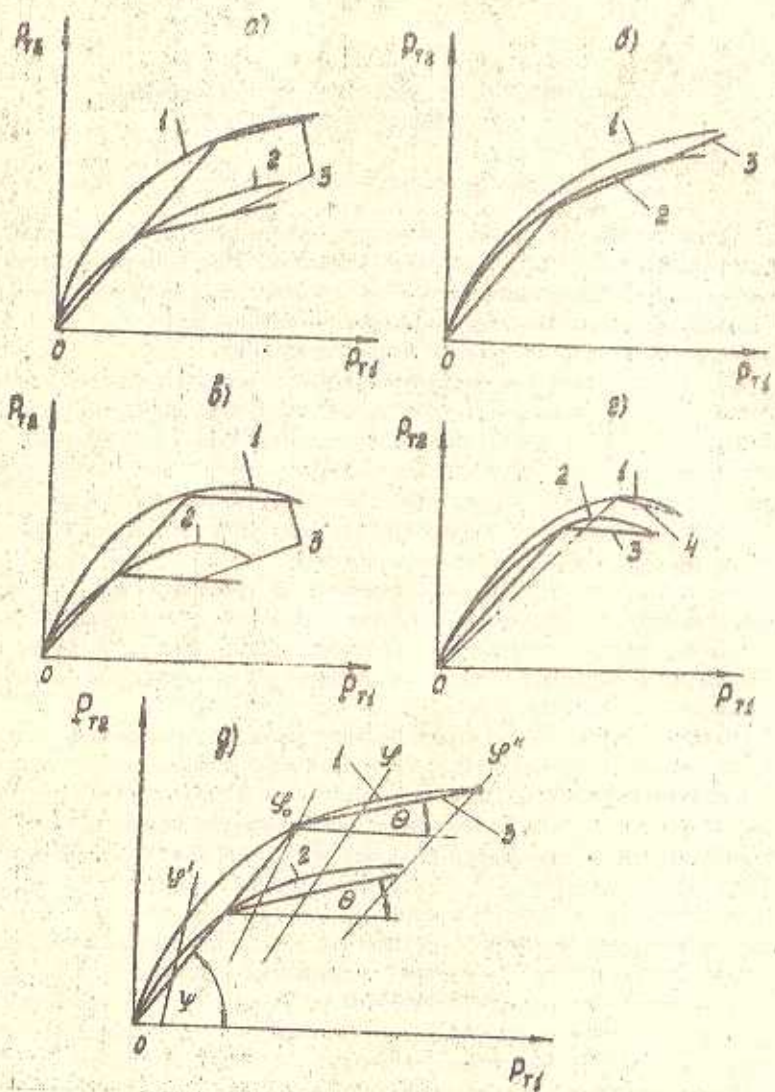


Рис.2.1. Характеристики регулирования тормозных сил.

известные зависимости, связывающие осевые тормозные силы:

$$P_{r1} = G_a \varphi \frac{b + \varphi_0 h_g}{L}; \quad P_{r2} = G_a \varphi \frac{a - \varphi_0 h_g}{L}, \quad (2.1)$$

где  $G_a$  - полная или частичная масса автомобиля;  
 $\varphi$  - коэффициент сцепления колес с поверхностью дороги;  
 $a, b, h_g$  - координаты центра масс автомобиля;  
 $L$  - база автомобиля.

Однако для построения кусочно-линейной характеристики, реализуемой тормозной системой с регулятором, необходимо выбрать значения параметров, которые количественно описывают эту характеристику: коэффициентов сцепления  $\varphi$  и  $\varphi_0$  и угловых коэффициентов  $K_\psi = \tan \psi$  и  $K_\theta = \tan \theta$  (рис. 2.1д).

## 2.2. Определение рациональных параметров кусочно-линейной характеристики регулирования тормозных сил

Угловой коэффициент  $K_\psi$ , устанавливающий постоянное соотношение тормозных сил передних и задних тормозов до включения регулятора, определяется по формуле [8]

$$K_\psi = \frac{a - \varphi_0 h_g}{b + \varphi_0 h_g}, \quad (2.2)$$

где  $\varphi_0$  - коэффициент сцепления, при котором колеса затормозенного автомобиля одновременно подходят к пределу блокирования.

Значение коэффициента  $\varphi_0$  выбирается для полной нагрузки автомобиля. При предварительно установленном распределении тормозных сил между осями автомобиля

$$\beta = \frac{P_{r1}}{P_{r1} + P_{r2}} = \frac{b + \varphi_0 h_g}{L}, \quad (2.3)$$

значение этого коэффициента может быть найдено по формуле

$$\varphi_0 = \frac{\beta L - b}{h_g}. \quad (2.4)$$

Для вновь проектируемого автомобиля целесообразно воспользоваться рекомендациями [6, II], направленными на достижение максимального возможного использования сцепной массы автомобиля для всех сочетаний дорожных условий ( $\rho$ ) и весов состояний автомобиля ( $G_a$ ) при непревышенном опережении блокирования передних колес. Различно весовые состояния автомобиля количественно описываются с помощью безразмерного обобщенного параметра 
$$\lambda = \frac{h_g}{b}$$

В характеристику  $P_{r2} = f(\rho, \lambda)$  кусочно-линейные аппроксимирующие прямые вписывают [6, II] в виде хорд, имеющих две обреч точки с кривой ( $\rho''$  и  $\rho'$ ). Максимальное значение коэффициента сцепления  $\rho''$  рекомендуют [1, 7, 8] выбирать равным 0,6. Значение коэффициента  $\rho'$  для различных компоновочных схем легковых автомобилей и их геометрических параметров можно определить по формулам, приведенным в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Математические модели расчета оптимального коэффициента сцепления  $\rho''$  для тормозной системы с регулятором давления редукционного типа и поременной точкой включения

Группа авто-моб.	Компоновочная схема автомобиля	Пределы варьирования $\lambda$ в $\lambda'$	Математическая модель расчета $\rho''$	Номер формулы
1	Классическая $L \geq 3,5$	0,30-0,35	$\rho'' = 0,183 + 4,95 \lambda'' - 4,56 \lambda'$	(2.5)
2	Переднеприводная	0,34-0,42	$\rho'' = 0,232 + 3,625 \lambda'' - 3,375 \lambda'$	(2.6)
3	Классическая $L < 3,5$	0,40-0,52	$\rho'' = 0,278 + 2,47 \lambda'' - 2,33 \lambda'$	(2.7)
4	Заднемоторная	0,50-0,65	$\rho'' = 0,322 + 1,538 \lambda'' - 1,494 \lambda'$	(2.8)

В формулах (2.5 - 2.8) обобщенный коэффициент  $\lambda''$  относится к максимальной весовой загрузке автомобиля,  $\lambda'$  - к минимальной. При получении математических моделей допускалось, что высота центра тяжести не меняется существенно, то есть  $h_g = \text{const}$ .

Для автомобилей, у которых измененна  $\lambda = \frac{h_g}{b}$  выходит за указанные в табл. 2.1 пределы, а также в случае применения регуляторов с ограничиваемой характеристикой (рис. 2.1в) целесообразно воспользоваться интервалом значений  $\mathcal{U} = 0,5 - 1,6$  в соответствии с рекомендацией [12].

Угловой коэффициент  $t_g \theta$ , который будем называть коэффициентом динамического регулирования и в координатах тормозных сил обозначать  $K_\theta$ , определится из соотношения (рис. 2.1)

$$K_\theta = \frac{P_{r2}^n - P_{r2}^o}{P_{r1}^n - P_{r1}^o}, \quad (2.9)$$

где  $P_{r1}^o$  и  $P_{r2}^o$  - силы тормозных сил передних и задних колес при торможении на пределе их блокирования на дороге с  $\mathcal{U}$ ;

$P_{r1}^n$ ,  $P_{r2}^n$  - предельные по сцеплению тормозные силы на передних и задних колесах на дороге с  $\mathcal{U}''$ .

Решая (2.9), приходим к виду

$$K_\theta = \frac{a - (\mathcal{U}_o + \mathcal{U}''^n) \cdot h_g}{b + (\mathcal{U}_o + \mathcal{U}''^n) \cdot h_g} \quad (2.10)$$

Из формулы (2.10) следует, что при определенных  $a$ ,  $b$ ,  $h_g$  и  $\mathcal{U}_o$  коэффициент  $K_\theta$  может принимать положительные, нулевые или отрицательные значения, что соответственно требует установки редуктора давления с восходящей характеристикой, клапана - ограничителя или редуктора давления с нисходящей характеристикой.

По коэффициенту  $K_\theta$  определяет коэффициент динамического регулирования в координатах давления  $K_\alpha$ . Для его определения воспользуемся зависимостью давления на выходе из редуктора давления  $P_2$  от давления на входе  $P_1$  (рис. 1.6а)

$$P_2 = P_c + (P_1 - P_c) \cdot t_g \alpha,$$

откуда

$$K_\alpha = t_g \alpha = \frac{P_2 - P_c}{P_1 - P_c}. \quad (2.11)$$

Если в уравнение (2.9) подставить значение тормозных сил (2.1) с учетом прямопропорциональной зависимости между тормозной силой и давлением, то есть

$$P_{r1} = k_1 r_1 \quad \text{и} \quad P_{r2} = k_2 P_2, \quad (2.12)$$

то коэффициент динамического регулирования в координатах давления определится по формуле

$$K_\alpha = \frac{K_\theta}{K_\psi}, \quad (2.13)$$



где  $K_1$  и  $K_2$  - коэффициенты пропорциональности между давлением в приводе и тормозной силой соответственно передних и задних тормозов.

Таким образом, рассчитав с помощью математических моделей (табл. 2.1) или выбрав по соответствующим рекомендациям  $\zeta_1$  при  $\zeta_2 = 0,8$ , можно определить угловые коэффициенты кусочно-линейной характеристики регулирования (2.2), (2.10), (2.13) и построить её в виде графиков  $P_{T2} = f(P_T)$  (рис. 2.1д) и  $\beta_2 = f(\beta_T)$  (рис. 1.6а, б).

### 3. ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДВЕСКИ КОЛЕС НА ПРОЦЕСС РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ

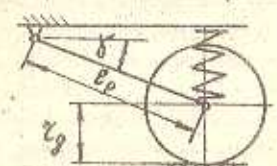
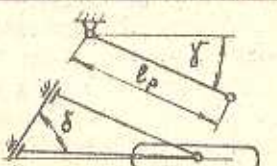

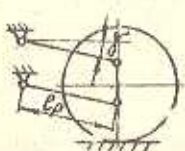
#### 3.1. Схемы упругой связи регулятора с подвеской колес

Качество процесса регулирования, оцениваемое по степени приближения тормозных сил к изменяющимся нормальным реакциям дороги на колеса, зависит от кинематической характеристики как упруго-передаточного элемента связи регулятора, так и направляющего аппарата подвески. Чем объективнее пружин подвески колес отражает изменение вертикальной нагрузки на них, чем меньше эта информация искажается при передаче воздействия через упругий элемент (торсион, пружина и т.д.) на клапан регулятора давления, тем точнее будет скорректировано давление в приводе тормозов.

Известно большое количество вариантов конструкции упруго-передаточного устройства, но наиболее типичными и распространенными являются схемы с П-образным торсионом (рис. 1.13) и пружиной кручения (рис. 1.14). Оба упругих элемента 1 через шарнирную стойку 2 большим своим рычагом крепятся к пружине 3 балки заднего моста. Торсион или пружина через меньшее плечо-рычаг 4 воздействуют на клапан регулятора давления 5, создавая на нем усилие, пропорциональное изменению деформации подвески. Торсион и пружина выполняют одновременно функции упругого и рычажно-передаточного элемента. Соотношение большого и малого плеч торсиона и пружины выбирают обычно равным 10. Длину стержня торсиона, диаметр и число витков пружины кручения выбирают по заданной или расчетной жесткости упругого элемента, а их конфигурацию - по условиям компоновки регулятора на автомобиле.

Таблица 3.1

Схемы и кинематические коэффициенты направляющих устройств задней подвески автомобиля.

№ Варианта	Схемы подвесок	Кинематический коэффициент $\rho_n$
1		I $\pm \operatorname{tg} \delta + \frac{r_g}{l_p \cos \delta}$
		II $\pm \operatorname{tg} \delta$
2		I $\pm \operatorname{tg} \delta \cdot \sin \delta + \frac{r_g}{l_p \cdot \cos \delta} \sin \delta$
		II $\pm \operatorname{tg} \delta \cdot \sin \delta$
3		I $\pm \frac{l_3 \operatorname{tg} \delta_1 + l_4 \operatorname{tg} \delta_2}{l_3 + l_4} + \frac{r_g (\operatorname{tg} \delta_1 - \operatorname{tg} \delta_2)}{l_3 + l_4}$
		II $\pm \frac{l_3 \operatorname{tg} \delta_1 + l_4 \operatorname{tg} \delta_2}{l_3 + l_4}$
4		I $\pm \operatorname{tg} \delta$
		II $\pm \operatorname{tg} \delta$

Известны конструкции регуляторов, в которых функции упругого и передаточного элементов разделены. Так, регуляторы фирмы АТЭ (рис. 1.15) в качестве упругого элемента имеют спиральную муфту 1, усилие которой изменяется при перемещениях креста 3 и шарнирно связанной с ним тяги 2, которая воздействует на пружину через передаточный рычаг 4. Компенсация про sagи упругого элемента подвески колес производится с помощью регулировочного винта 6.

Фирма Рено на ряде своих моделей (например, Рено-16) применила рычажный привод клапана-ограничителя (рис. 1.16), используя в качестве упругого элемента связи регулятора 5 с подвеской задних колес стабилизатор 1 поперечного креста узла. Передаточное число рычажного привода определяется соотношением плеч П-образного рычага 2.

Рассмотренная конструктивная схема упруго-передаточных устройств регуляторов представляет собой многозвенный шарнирный механизм. При перемещениях балки ведущего моста или рычагов подвески задних колес происходит деформация упругих элементов и угловое перемещение рычажно-передаточных устройств, что приводит к изменению их передаточного отношения. Анализ угловых перемещений рычагов привода регулятора торсионного и пружинного типа (рис. 1.13, 1.14) показывает, что без особой погрешности связь усилия, создаваемого пружиной или торсионом, с вертикальным перемещением колес (прогибом подвески) может быть описана линейными законами [6]. Погрешность расчета не превышает 4%.

Установлено, что в эксплуатации происходит осадка подвески задних колес с увеличением усилия воздействия упругого элемента регулятора на стержень его клапана. При этом возрастает давление включения регулятора и появляются области опережающего блокирования задних колес с возможным последующим их боковым заносом. Поэтому в конструкции регулятора следует предусмотреть регулировку сжатия упругого элемента. При торсионной конструкции упругого элемента (рис. 1.13) эксплуатационную регулировку осуществляют поворотом регулятора на кронштейне 7, при пружинной (рис. 1.14, 1.15) - с помощью регулировочного винта 6.

### 3.2. Кинематические характеристики подвески задних колес

Преобладающее применение регуляторов давления с управлением по прогибу задней подвески требует при определении параметров регулятора знания кинематических характеристик направляющего аппарата подвески.

Изменение вертикальной нагрузки, действующей на задние колеса при торможении, может быть оценено по прогибу упругого элемента подвески. За счет динамического перераспределения нагрузки при торможении ( $\Delta Z_2$ ) происходит растяжение упругого элемента подвески задних колес на величину

$$f_2 = -\frac{\Delta Z_2}{C_2} = -\frac{P_T \cdot h_N}{C_2 \cdot L} \quad (3.1)$$

где  $C_2$  - жесткость задней подвески, приведенная к колесам;  
 $P_T$  - суммарная тормозная сила, действующая на всех колесах.

Известно, что при мягких упругих элементах подвески кузов автомобиля при торможении совершает продольный крен, действующий неприятно на самочувствие пассажиров. Для уменьшения продольного крена кузова в подвесках задних колес нашли применение продольные рычаги, обеспечивающие полное или частичное "противоклевковое" действие (рис.3.1). Эффект противодействия "клевку" при торможении может быть получен и при подвеске на полувалитических рессорах, для чего рессору делают несимметричной, с укороченным передним концом. Большая жесткость переднего конца рессоры позволяет ему выполнять функции продольного рычага [14].

Пружины или рессоры рассматривают действующими непосредственно на ось колес. В необходимых случаях жесткость упругого элемента подвески должна быть пересчитана и приведена к оси колеса. При кинематическом анализе принимаем следующие упрощающие допущения: положение центра  $N$  подвески (рис.3.1) сохраняется неизменным; взаимное перераспределение нагрузок на упругие элементы подвески используем перераспределение нагрузок на колеса;

моменты инерции колес и сопротивление качению не учитываем.

В результате действия на колеса (рис.3.1) тормозной силы  $P_{T2} = P_T(1-\beta)$  на упругом элементе подвески возникает дополнительная сжимающая или растягивающая его сила  $P_n$ , величина которой определяется из соотношения

$$P_n = P_T(1-\beta) \frac{h_N}{L_N} \quad (3.2)$$

где  $h_N$  - высота центра подвески  $N$  над поверхностью дороги;  
 $L_N$  - расстояние по горизонтали от центра  $N$  до оси задних колес.

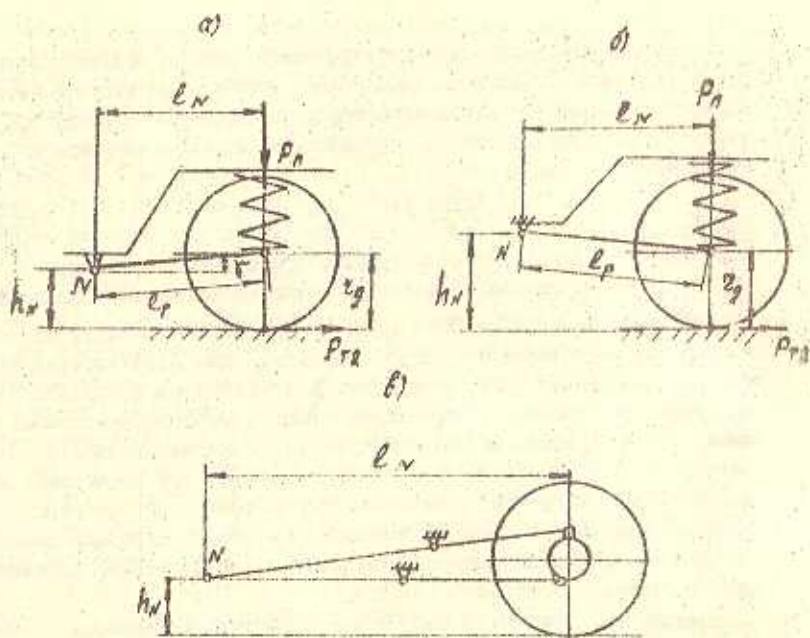


Рис.3.1. Схемы для анализа "противоклевцовых" свойств задней подвески

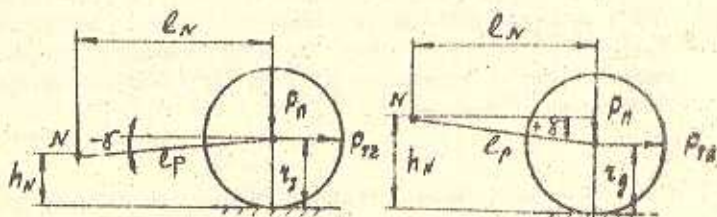


Рис.3.2. Схема и анализ "противоклевцового" эффекта подвески при вынесенных тормозах на поддресорную массу

Отношение  $\frac{h_N}{\ell_N}$  называют кинематическим коэффициентом подвески. Для двухрычажной подвески центр подвески  $N$  совпадает с мгновенным центром перемещения заднего моста, лежащим в точке пересечения рычагов (рис.3.1в), принимая высоту расположения мгновенного центра за  $h_N$ , а расстояние до оси задних колес - за  $\ell_N$ .

Введем обозначение кинематического коэффициента -  $f_n = \frac{h_N}{\ell_N}$ . Величину этого коэффициента нетрудно рассчитать, представив его в виде тригонометрической функции:

$$\frac{h_N - z_g}{\ell_N} = \text{tg} \delta, \text{ или } f_n = \frac{h_N}{\ell_N} = \text{tg} \delta + \frac{z_g}{\ell_p \cdot \cos \delta} \quad \text{при } h_N > z_g; \quad (3.3.)$$

$$\frac{z_g - h_N}{\ell_N} = \text{tg} \delta, \text{ или } f_n = \frac{h_N}{\ell_N} = \text{tg} \delta + \frac{z_g}{\ell_p \cdot \cos \delta} \quad \text{при } h_N < z_g. \quad (3.4)$$

Формулы (3.3) и (3.4) справедливы для подвесок, у которых тормозные механизмы расположены на балке заднего моста, а возникающие при торможении автомобиля на опорном щите реактивные тормозные моменты воспринимаются направляющими рычагами подвески.

Если тормозные механизмы внесены на подвесочную часть автомобиля, например, к силовому агрегату, то реактивные моменты не передаются через направляющие устройства (схема к анализу "противоклевкового" действия такой подвески приведена на рис.3.2). Сила дополнительного воздействия на упругий элемент подвески определяется по формуле

$$P_n = P_T (1 - \beta) \frac{h_N - z_g}{\ell_N} = P_T (1 - \beta) \cdot f_n. \quad (3.5)$$

При положительном значении  $P_n$  упругий элемент сжимается (когда  $h_N > z_g$ ); при отрицательном - растягивается ( $h_N < z_g$ ). В данном случае кинематический коэффициент  $f_n = \frac{h_N - z_g}{\ell_N}$ . Его связь с натуральной длиной рычагов подвески  $\ell_p$  и угловыми параметрами установки рычагов на автомобиле описывается следующими функциями:

$$\begin{aligned} f_n &= -\text{tg} \delta & \text{при } h_N < z_g; \\ f_n &= \text{tg} \delta & \text{при } h_N > z_g. \end{aligned} \quad (3.6)$$

В табл. 2.1 приведены формулы для вычисления кинематического коэффициента подвески  $\rho_n$  для некоторых схем направляющих устройств задней подвески автомобиля. Вариант I относится к схемам с передачей реактивного момента через рычаги; вариант II - при установке тормозных механизмов на поддресоренной массе.

В результате действия силы  $P_T$  упругий элемент задней подвески дополнительно растягивается или сжимается на величину

$$f_z' = \pm \frac{P_T}{C_z} = \pm \rho_n \cdot \frac{P_T (1-\beta)}{C_L} \quad (3.7)$$

На эту же величину перемещается поддресоренная часть автомобиля с установленным на нем регулятором.

Из (3.7) следует, что величина и знак деформации  $f_z'$  зависят прежде всего от кинематического коэффициента  $\rho_n$ . Если  $\rho_n < 0$ , то за счет  $f_z'$  подвеска дополнительно растягивается при перераспределении нагрузки в процессе торможения. При положительном значении  $\rho_n$ , а следовательно и  $f_z'$ , играет роль величина этой деформации, так как в определенных условиях она может быть близка к  $f_z$  (3.1).

Суммарный прогиб подвески и герметизация поддресоренной массы над осью задних колес определяется сложением  $f_z$  и  $f_z'$ :

$$f_z^{\Sigma} = \frac{F_T}{C_z} \left[ -\frac{h_g}{L} + \rho_n (1-\beta) \right] \quad (3.8)$$

Внося  $\frac{h_g}{L}$  за скобку, получим

$$f_z^{\Sigma} = \frac{P_T \cdot h_g}{C_z \cdot L} \left[ \rho_n (1-\beta) \frac{L}{h_g} - 1 \right] - f_z (\rho_n - 1), \quad (3.9)$$

где  $\rho_n = \rho_n (1-\beta) \frac{L}{h_g}$  - коэффициент противодействия "клевку" кузова автомобиля при торможении.

Из (3.9) следует, что при  $\rho_n = 0$  ( $\rho_n = 0$ ) растяжение упругого элемента обусловлено только действием  $\Delta Z_2$  (3.1). Отрицательные значения  $f_z^{\Sigma}$ , при которых возможно использование подвески в качестве чувствительного элемента регулятора, дающего информации об изменении нагрузки на задние колеса, имеем только при  $\rho_n < 1$ .

Для отрицательных значений  $\rho_n$  неравенство  $\rho_n < 1$  обеспечивается при любых  $\beta$ ; при  $\rho_n > 0$  выбор коэффициента распределения тормозных сил  $\beta$ , а следовательно и  $\rho_n$ , ограничен (рис. 3.3). Так, если при  $\frac{h_g}{L} = 0,25$  и  $\rho_n = 0,6$  минимальное значение  $\beta$  составляет 0,58, то при  $\rho_n = 0,85$  оно значительно выше. При коэффициенте  $\rho_n = -0,4$  можно

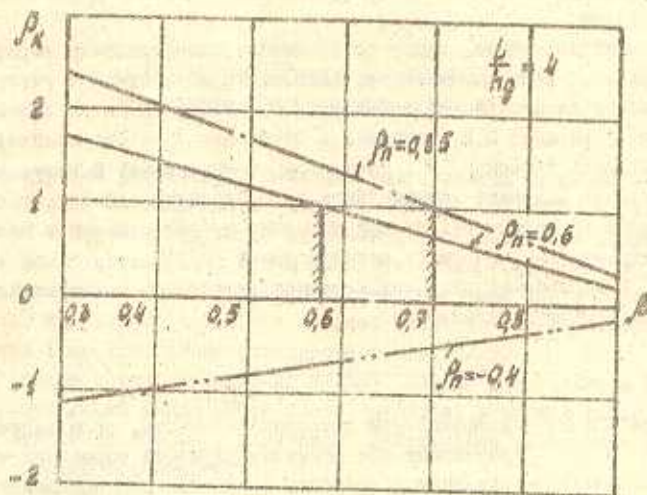


Рис. 3.3. Изменение коэффициента противодействия угловому перемещению кузова автомобиля при торможении

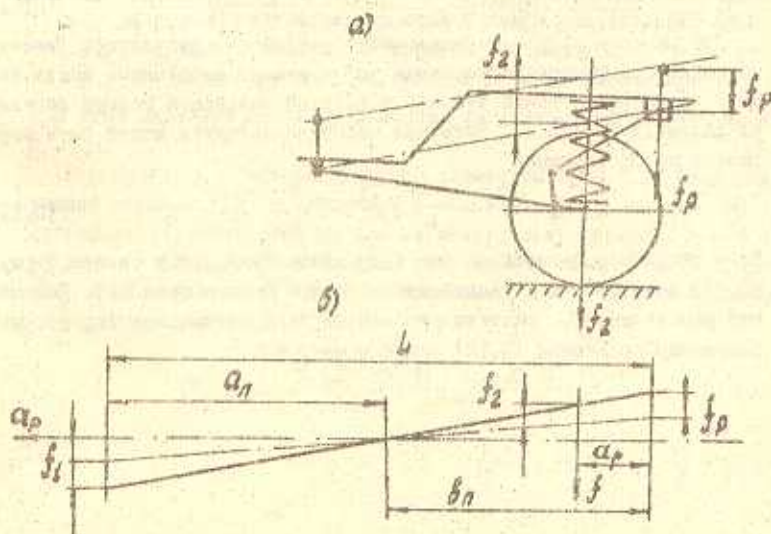


Рис. 3.4. Схемы перемещения регулятора (а) и кузова (б) при торможении



применять любое значение  $\beta$ , так как при этом  $\beta$  всегда меньше единицы.

Следовательно, выбор коэффициента распределения тормозных сил или соответствующего ему  $\beta_0$  (2.3) следует вести с учетом кинематических характеристик подвески. Если выбор  $\beta_0$  на условия, рассмотренных в разделе 2.2, приводит к значениям  $\beta > 1$ , то необходимо скорректировать значение  $\beta$ . При этом следует иметь в виду, что действительное значение коэффициента распределения зависит от применяемых типов тормозных механизмов передних и задних колес и величины коэффициента динамического регулирования  $K_d$  (2.11).

При передних дисковых и задних барабанных тормозах на участке до срабатывания регулятора

$$\beta = \frac{K_1 P_1}{K_1 P_1 + K_2 (P_1 - \Delta P)} \quad (3.10)$$

где  $K_1, K_2$  - коэффициенты пропорциональности, определяемые из расчетов или принятых размеров тормозных механизмов;  
 $\Delta P$  - давление в приводе, требуемое для преодоления силы пружин барабанных тормозов,  $\Delta P = (6 \dots 7)$  МПа.

На регуляторном режиме

$$\beta = \frac{K_1 P_1}{K_1 P_1 + K_2 (P_2 - P_0)} = \frac{K_1 P_1}{(K_1 + K_2 \cdot K_d) P_1 + K_2 (1 - K_d) P_0} \quad (3.11)$$

При расчете упруго-передаточного устройства регулятора (жесткости, диаметра проволоки тороисона или пружины) необходимо знать величину перемещения точки кузова, в которой закреплен корпус регулятора давления (рис.3.4). Величина этого перемещения может быть определена из соотношения

$$f_p = \left(1 \pm \frac{a_p}{L}\right) f_z^z - \frac{a_p}{L} \cdot f_1^z \quad (3.12)$$

Если регулятор расположен вне базы автомобиля, то в скобке формулы (3.12) знак (+), при расположении внутри базы - знак (-). Учитывая, что расстояние  $a_p$  значительно меньше базы автомобиля  $L$ , вторым слагаемым уравнения (3.12) можно пренебречь.

#### 4. РАБОТА РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ПРИВОДЕ

Конструкция регуляторов давления гидропривода тормозов весьма разнообразна, но наиболее широкое применение получили гидродатчики давления с переменной точкой выключения, управляемые от подвески задних колес автомобиля. Одним конструктивным признаком регуляторов давления (рис.4.1) является дифференциальный (ступенчатый) поршень, на который действует меньшее плечо упруго-передающего элемента (рис.4.2) силой регулятора с подвеской.

На стадии роста давления на входе  $P_1$  клапан 1 регулятора (рис.4.1), соединяющий между собой привод передних и задних тормозов, будет открыт до тех пор, пока силы, действующие на поршень 2, удовлетворят неравенству

$$P_1 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} + P_v + P_{тр} + P_{пр} > P_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \quad (4.1)$$

- где  $D, d$  - большой и меньший диаметры дифференциального поршня;  
 $P_v$  - сила упругости торсмона 4 связи с подвеской;  
 $P_{тр}$  - сила трения между поршнем 2 и корпусом регулятора 5;  
 $P_{пр}$  - сила упругости внутренней пружины регулятора 3.

При этом давление на входе и выходе регулятора одинаково, то есть  $P_1 = P_2$ .

В регуляторе с внешним упругим элементом (рис.4.1) сила внутренней пружины  $P_{пр}$  в сравнении с силой  $P_v$  мала, поэтому её пренебрегают [1]. Нанесение смазки на поверхность поршня 2 в его соприкосновение с корпусом 5 позволяет существенно снизить силу трения  $P_{тр}$  и из неравенства (4.1) её исключить. Тогда данное неравенство упростится до вида

$$P_v + P_1 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} > P_1 \cdot \frac{\pi D^2}{4}. \quad (4.2)$$

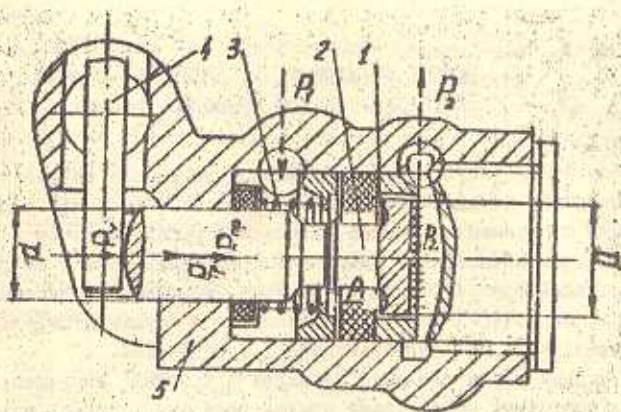


Рис.4.1. Схема нагружения клапана регулятора тормозных сил ВАЗ

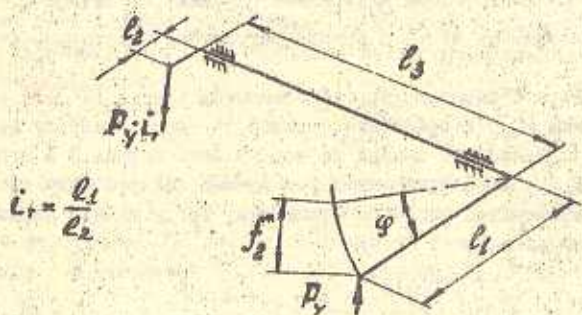


Рис. 4.2. Расчетная схема торсиона привода регулятора

Для редукторов давления с фиксированной точкой срабатывания (рис. 1.7а) внешняя упругость отсутствует, то есть  $P_y = 0$ , а сила внутренней пружины обеспечивает заданное давление срабатывания регулятора. Для такого регулятора давления неравенство (4.1) примет вид

$$P_1 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} + P_{np} > P_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \sqrt{\quad} \quad (4.3)$$

При равенстве сил, действующих на поршень со стороны входа и выхода, клапан I (рис. 4.1) закрывается, разделяя между собой привод передних и задних тормозов. Приравняв давление в приводе  $P_1$  и  $P_2$  давлению срабатывания регулятора, можем найти величину этого давления

$$P_c = \frac{4 \cdot P_y}{\pi \cdot d^2} \quad (4.4)$$

для редукторов давления с упругим элементом связи с подвеской колес,

$$P_c = \frac{4 \cdot P_{np}}{\pi \cdot d^2} \quad \sqrt{\quad} \quad (4.5)$$

для редуктора давления с фиксированной точкой срабатывания.

Необходимо отметить, что уравнения (4.4) и (4.5) могут быть использованы при определении давления срабатывания клапанов ограничителей с переменной или постоянной точками включения.

Давления срабатывания в точках А и Б характеристики регулировки тормозных сил (рис. 4.3а) определяются по формулам

$$P_c^A = \frac{P_{T2}^A}{K_2} \quad \text{и} \quad P_c^B = \frac{P_{T2}^B}{K_2} \quad (4.6)$$

где тормозные силы  $P_{T2}^A$  и  $P_{T2}^B$  рассчитываются для полной (А) и частичной (Б) нагрузок автомобиля по формулам (2.1). Коэффициент  $K_2$  находим при расчете тормозных механизмов задних колес [11].

Полагая, что связь сила упругого элемента  $P_y$  с суммарным прогибом подвески задних колес  $f_2^X$  линейна :

$$P_y = C_T \cdot f_2^X \quad (4.7)$$

где  $C_T$  - вертикальная жесткость торсисна;

$f_2^X$  - общий прогиб подвески, вызвавший деформацию упругого элемента связи

$$f_2^* = f_2^Z + (f_2^{cr} - f_2^{yct}), \quad (4.8)$$

здесь  $f_2^{cr}$  - прогиб подвески под действием статической нагрузки на задние колеса;

$f_2^{yct}$  - прогиб подвески, при котором торсион (пружина) не деформирован, а сила  $P_y = 0$ ,

Обычно торсион регулятора начинает закручиваться и вступать в действие при определенном нагружении подвески задних колес, которое будем называть установочным нагружением  $G_2^{yct}$ . Тогда установочный прогиб подвески будет равен  $f_2^r = \frac{G_2^{yct}}{C_2}$ . Прогиб подвески  $f_2^{yct}$  будет определяться соответствующим статическим нагружением состоянием (полное или частичное)

$$f_2^{cr} = \frac{G_2}{C_2},$$

где  $G_2$  - статическая нагрузка на задние колеса.

Подставляя в уравнение (4.8) значения  $f_2^{cr}$  и  $f_2^{yct}$  и  $f_2^Z$  (3.9), получим силу упругого элемента

$$P_y = \frac{C_T}{C_2} \left[ (G_2 - G_2^{yct}) - P_T \cdot \frac{h_2}{L} + P_T (1 - \beta) \beta_n \right]. \quad (4.9)$$

Полученное уравнение преобразуем с учетом зависимостей

$$P_T = (\kappa_1 + \kappa_2) P_c, \quad P_T \cdot (1 - \beta) = \kappa_2 P_c, \quad P_c = \frac{4 \cdot P_y}{\pi \alpha^2}$$

$$P_c = \frac{G_2 - G_2^{yct}}{\left[ \frac{\pi \alpha^2}{4} \cdot \frac{C_2}{C_T} + (\kappa_1 + \kappa_2) \frac{h_2}{L} - \beta_n \kappa_2 \right]} \quad (4.10)$$

В полученном выражении давление преодоления усилия стяжных пружин не учитывается, то есть  $\Delta P_c = 0$ .

Для определения вертикальной жесткости торциона необходимо решить уравнение вида

$$P_c^A - P_c^B = \frac{4}{\pi \alpha^2} (P_y^A - P_y^B), \quad \text{или} \quad \Delta P_c = \frac{4}{\pi \alpha^2} \Delta P_y \quad (4.11)$$

Разница усилий упругого элемента связи в точках срабатывания регулятора А и В (рис.4.4.3) определится подстановкой в формулу (4.11) значений  $P_y^A$  и  $P_y^B$

$$\Delta P_y = \frac{C_T}{C_2} \left\{ \Delta G_2 - (\kappa_1 + \kappa_2) \left[ P_c^A \frac{h_2^A}{L} - P_c^B \frac{h_2^B}{L} \right] + \kappa_2 \beta_n (P_c^A - P_c^B) \right\}; \quad (4.12)$$

где  $\Delta G_2$  — разницa статических нагрузок на задние колеса при полной и частичной степени загрузки автомобиля;  
 $h_2^A, h_2^B$  — высота центра массы автомобиля над опорной поверхностью соответственно при полной и частичной нагрузке;  
 $\beta_n$  — кинематический коэффициент подвески задних колес, принятый не зависящим от степени загрузки автомобиля и места расположения регулятора на кузове.

На легковых автомобилях часто высота центра масс отличается мало, и можно принять  $h_2^A = h_2^B$ . Тогда формула (4.12) упрощается:

$$\Delta P_y = \frac{C_T}{C_2} \left[ \Delta G_2 - (k_1 + k_2) \Delta p_c \cdot \frac{h_2}{L} + k_2 \beta_n \Delta p_c \right]. \quad (4.13)$$

Подстановкой выражения (4.12) и (4.13) в уравнение (4.11) и решением относительно  $C_T$  определяем вертикальную жесткость упругого элемента связи:

$$C_T = \frac{(P_c^A - P_c^B) \cdot \pi d^2 \cdot C_2}{4 \left\{ \Delta G_2 - (k_1 + k_2) \left[ P_c^A \cdot \frac{h_2^A}{L} - P_c^B \cdot \frac{h_2^B}{L} \right] + k_2 \beta_n (P_c^A - P_c^B) \right\}} \quad (4.14) \quad \text{или}$$

$$C_T = \frac{\Delta p_c \cdot \pi d^2 \cdot C_2}{4 \left\{ \Delta G_2 - [(k_1 + k_2) \cdot \frac{h_2}{L} - \beta_n \cdot k_2] \cdot \Delta p_c \right\}} \quad (4.15)$$

Значение меньшего диаметра ступенчатого поршня регулятора в расчетах обычно принимают 8...12 мм. Жесткость упругого элемента  $C_2$  берется из расчетов подвески или по параметрам моделей автомобиля аналогичного класса.

Увеличение давления на входе регулятора после его срабатывания сопровождается повышением давления и на выходе, но с меньшей интенсивностью. Поршень 2 (рис. 4.1) в этом режиме находится в состоянии динамического равновесия, которое с некоторыми допущениями может быть описано уравнением

$$P_1 \cdot \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} + P_y = P_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4}. \quad (4.16)$$

В результате редуцирования жидкости через клапан регулятора а переменной точкой включения давление на его выходе

$$P_2 = P_1 \frac{D^2 - d^2}{D^2} + \frac{4}{\pi D^2} \cdot P_y. \quad (4.17)$$

Для редуктора давления с пружиной постоянного скатия

$$P_2 = \beta \frac{D^2 - d^2}{D^2} + \frac{4}{\pi D^2} \cdot P_{np}. \quad (4.18)$$

Подставив в уравнение (4.17) усилие тормоза (4.9) с заменой сил  $P_1$  её значениями  $P_1 = (k_1 p_1 + k_2 p_2)$  и  $P_2 = (1 - \beta) - k_2 p_2$ . В результате дифференцирования такого выражения получаем аналитическую зависимость для определения динамического коэффициента регулирования в координатах давления:

$$K_d = \frac{\partial p_2}{\partial p_1} = \frac{\frac{D^2 - d^2}{D^2} - \frac{4}{\pi D^2} \cdot \frac{c_r}{c_e} \cdot \frac{h_g}{L} \cdot k_1}{1 + \frac{4}{\pi D^2} \cdot \frac{c_r}{c_e} \left( \frac{h_g}{l_s} \cdot \beta'' \right) \cdot k_2} \quad (4.19)$$

В статическом положении усилие тормоза связи постоянно; не изменится и усилие пружины редуктора давления с постоянной точкой включения (4.18). Дифференцирование уравнений (4.17) и (4.18) при  $P_y = \text{const}$  и  $P_{np} = \text{const}$  приводит к выражению для определения статического коэффициента регулирования:

$$K_{st} = \frac{D^2 - d^2}{D^2} \quad (4.20)$$

С помощью выражений для статического (4.20) и динамического (4.19) коэффициентов регулирования давления определяем значение большего диаметра ступенчатого поршня регулятора.

Рассмотрение в этом разделе закономерности могут быть использованы и для расчетов регуляторов тормозных сил с упруго-передачными элементами в виде пружин (рис. 1.14, 1.15).

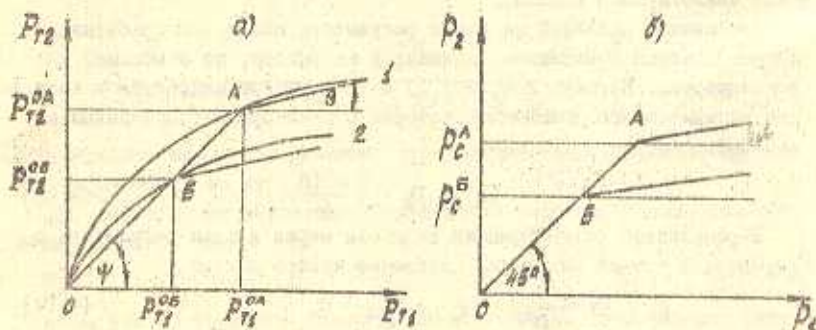


Рис. 4.3. Характеристики регулирования к определению давления срабатывания регулятора

5. РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛЯТОРА  
ДАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО  
ПРИВОДА

Таблица 5.1.

Исходные данные к расчету

№ пп	Конструктивный параметр автомобиля	Обозначения	Размерность	Нагрузочное состояние	
				максимальное	минимальное
1	2	3	4	5	6
1.	Тип автомобиля	-	-	переднеприводный	
2.	Полная масса	$G_a$	н	12800	9800
3.	Масса, приходящаяся на передние колеса	$G_1$	"	7000	5700
4.	Масса, приходящаяся на задние колеса	$G_2$	"	5720	4100
5.	Расстояние от центра массы до оси передних колес	$a$	м	1,055	0,98
6.	Расстояние от центра массы до оси задних колес	$b$	"	1,306	1,38
7.	Высота центра массы над опорной поверхностью	$h_g$	"	0,55	0,55
8.	База автомобиля	$L$	"	2,36	2,36
9.	Радиус колеса динамический		"	0,293	0,293
10.	Тип тормозов	передние и задние дисковые			
11.	Тип подвески колес	передняя - с поперечными рычагами задняя - с продольными рычагами			
12.	Жесткость задней подвески	$36 \times 10^9$	$\frac{H}{M}$	$36 \times 10^9$	

5.1. Для выбора закона кусочно-линейного регулирования тормозных сил определяем оптимальные тормозные силы на колесах переднего и заднего мостов (табл.5.1) по формуле (2.1) и строим график зависимости  $P_{T2} = f(P_{T1})$ .



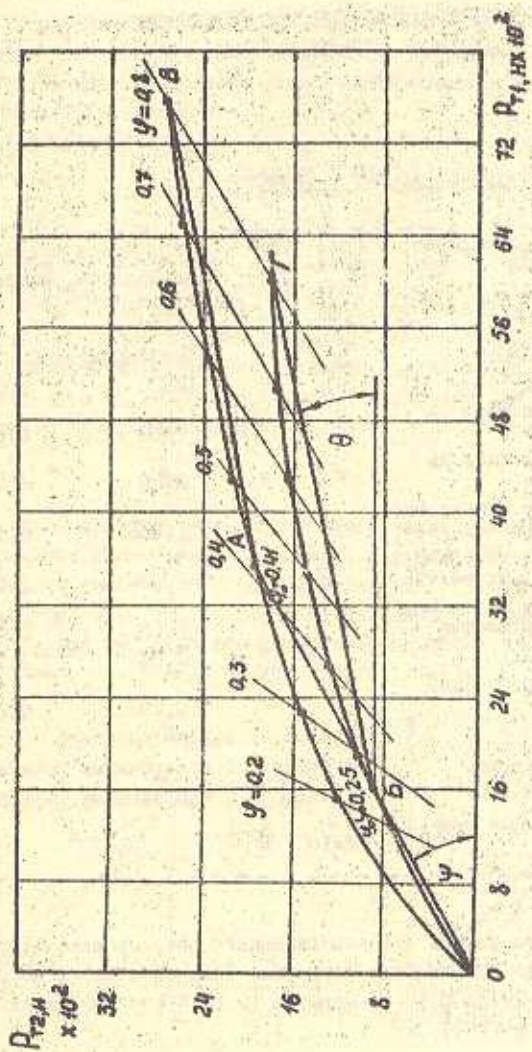


Рис.5.1. Характеристика регулирования тормозных сил исследуемого автомобиля

Таблица 5.1.

Оптимальные тормозные силы на колесах переднего  
и заднего мостов

$\psi$	максимальная нагрузка		минимальная нагрузка	
	$P_{T1}, \text{н}$	$P_{T2}, \text{н}$	$P_{T1}, \text{н}$	$P_{T2}, \text{н}$
0,2	1535,0	1025,0	1237,4	722,6
0,3	2391,8	1448,2	1924,7	1015,3
0,4	3308,5	1811,5	2657,6	1262,4
0,5	4284,7	2115,3	3436,2	1463,8
0,6	5320,7	2359,3	4260,5	1619,5
0,7	6416,3	2543,7	5130,5	1729,5
0,8	7571,5	2668,5	6046,1	1793,9

На принятом к расчетному исследованию автомобиле (рис.5.1) целесообразна установка редуктора давления с управлением по изменению нагрузки на задние колеса.

5.2. Для интервала от  $\chi' = \frac{h_2}{\delta''} = 0,40$  до  $\chi'' = \frac{h_2}{\delta''} = 0,42$  определяем значение  $\psi$  по формуле (2.6):

$$\psi = 0,232 + 3,625 \cdot \chi'' - 3,375 \cdot \chi' = 0,41.$$

По величине  $\psi = 0,41$  находим коэффициент постоянного распределения тормозных сил (2.3)

$$\beta = \frac{\delta'' + h_2 \psi}{L} = \frac{1,305 + 0,55 \cdot 0,41}{2,36} = 0,650$$

до срабатывания регулятора.

5.3. Принимая  $\psi'' = 0,8$ , по формулам (2.2), (2.10) и (2.13) находим угловые коэффициенты и коэффициенты динамического регулирования:

$$K_{\psi} = \operatorname{tg} \psi = \frac{a'' - h_2 \cdot \psi_0}{\delta'' + h_2 \cdot \psi_0} = \frac{1,055 - 0,42 \cdot 0,55}{1,305 + 0,42 \cdot 0,55} = 0,536;$$

$$K_{\theta} = \operatorname{tg} \theta = \frac{a'' - (\psi_0 + \psi'') h_2}{\delta'' + (\psi_0 + \psi'') h_2} = \frac{1,055 - (0,42 + 0,8) \cdot 0,55}{1,305 + (0,42 + 0,8) \cdot 0,55} = 0,194;$$

$$K_{\alpha} = \frac{K_{\theta}}{K_{\psi}} = 0,362.$$

5.4. Максимальные (расчетные) значения тормозного момента на передних и задних колесах определим по формулам

$$M_{T1max} = G_a \cdot \varphi'' \cdot z_2 \cdot \frac{\beta'' + h_g \varphi''}{L} = 12800 \cdot 0,8 \cdot 0,293 \cdot \frac{1,905 + 0,8 \cdot 0,55}{2,55} = 2218,5 \text{ н.м.}$$

$$M_{T2max} = M_{T1max} \cdot K_{\varphi} = 2218,5 \cdot 0,536 = 1189 \text{ н.м.}$$

5.5. Приняв максимальное значение давления в приводе  $p_1^{max} = 10^7 \text{ н./м}^2$  ( $100 \text{ кгс/см}^2$ ), определим коэффициенты тормозных сил по формуле (2.12)

$$K_1 = \frac{M_{T1max}}{z_2 \cdot p_1^{max}} = \frac{2218,5}{0,293 \cdot 10^7} = 7,57 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$K_2 = \frac{M_{T2max}}{z_2 \cdot p_1^{max}} = \frac{1189,1}{0,293 \cdot 10^7} = 4,06 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

5.6. Для перехода к характеристике регулятора в координатах давления определим тормозные силы при коэффициентах сцепления  $\varphi_0 = 0,42$ ;  $\varphi' = 0,25$ ;  $\varphi'' = 0,8$  (рис.5.1):

$$P_2^A = \frac{P_2^A}{K_2} = \frac{G_a \cdot \varphi_0 (a' - h_g \varphi_0)}{L \cdot K_2} = \frac{12800 \cdot 0,42 (1,055 - 0,55 \cdot 0,42)}{2,36 \cdot 4,06 \cdot 10^{-4}} = 46,2 \cdot 10^5 \frac{\text{н}}{\text{м}^2} = (46,2 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2});$$

$$P_2^B = \frac{P_2^B}{K_2} = \frac{G_a \cdot \varphi' (a' - h_g \varphi')}{L \cdot K_2} = \frac{9800 \cdot 0,25 (0,98 - 0,55 \cdot 0,25)}{2,36 \cdot 4,06 \cdot 10^{-4}} = 21,5 \cdot 10^5 \frac{\text{н}}{\text{м}^2} (21,5 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2});$$

$$P_2^C = \frac{P_2^C}{K_2} = \frac{2668,5}{4,06 \cdot 10^{-4}} = 65,7 \cdot 10^5 \frac{\text{н}}{\text{м}^2} (65,7 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}); \quad P_1^B = 100 \cdot 10^5 \frac{\text{н}}{\text{м}^2}$$

$$P_2^D = \frac{P_2^D}{K_2} = \frac{1793,9}{4,06 \cdot 10^{-4}} = 44,2 \cdot 10^5 \frac{\text{н}}{\text{м}^2} (44,2 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2});$$

$$P_1^D = \frac{P_1^D}{K_1} = \frac{6046,1}{7,57 \cdot 10^{-4}} = 80 \cdot 10^5 \frac{\text{н}}{\text{м}^2} (80 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}).$$

По полученным значениям давления строим характеристику вида  $P_2 = f(P_1)$  (рис.5.2).

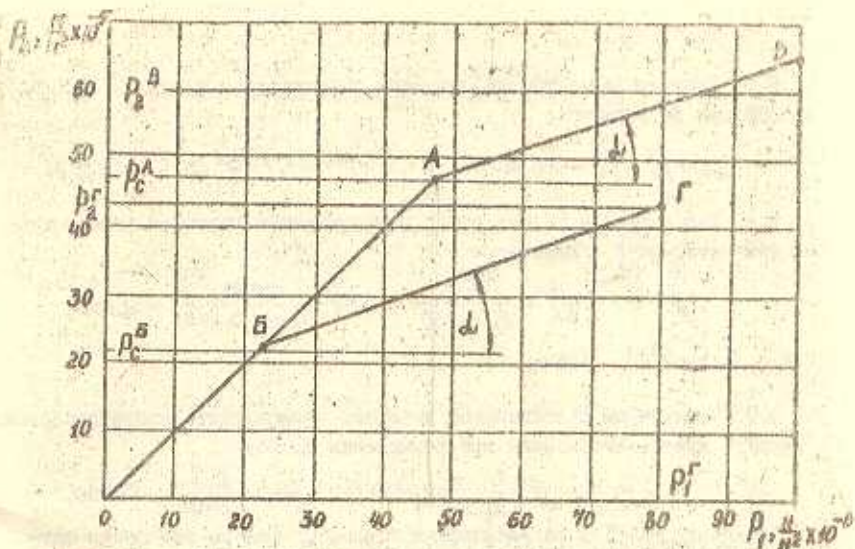


Рис. 5.2. Характеристика регулятора давления исследуемого автомобиля

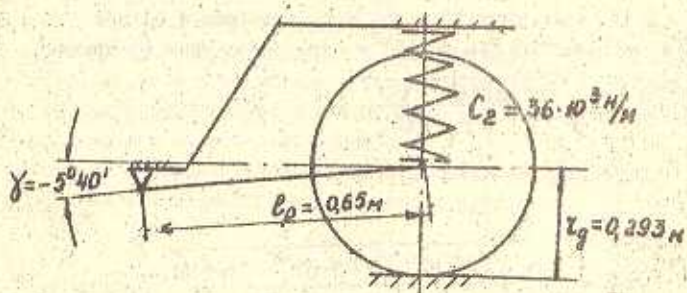


Рис. 5.3. Схема подвески задних колес

5.7. Разницу давлений срабатывания регулятора в точках А и В определяем по формуле

$$\Delta p_c = p_c^A - p_c^B = 46,2 \cdot 10^5 - 21,5 \cdot 10^5 = 24,7 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \left( 24,7 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \right).$$

5.8. Для подвески задних колес с продольными рычагами рассчитываем кинематический коэффициент

$$f_{\text{кн}} = -\tan \gamma + \frac{z_2}{\ell_p \cdot \cos \gamma} = -0,1 + \frac{0,293}{0,65 \cdot 0,9951} = 0,353,$$

где  $\gamma = -5^\circ 40'$  (рис. 5.3).

5.9. Определяем максимальное значение коэффициента противодействия "плюску" кузова автомобиля при торможении (3.9):

$$\beta_k = f_{\text{кн}} (1 - \beta) \frac{L_1}{h_g} = 0,353 \cdot (1 - 0,630) \cdot \frac{2,36}{0,55} = 0,530.$$

Поскольку  $\beta_k < 1$ , регулирование тормозных сил по изменению нагрузки на задние колеса возможно.

5.10. Определяем вертикальную жесткость торсиона связи регулятора с подвеской задних колес (рис. 4.2) по формуле (4.15) при  $d = 10^{-2} \text{ м}$  и  $\Delta G_2 = G_2' - G_2 = 5720 - 4100 = 1620 \text{ Н}$ :

$$C_1 = \frac{24,7 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4} \cdot 36 \cdot 10^3}{4 \cdot \left\{ 1620 - \left[ (7,57 \cdot 10^3 + 4,06 \cdot 10^4) \frac{0,55}{2,36} - 0,353 \cdot 4,06 \cdot 10^4 \right] 24,7 \cdot 10^5 \right\}} = 5,35 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

5.11. Для принятой схемы торсиона (рис. 4.2) при  $\ell_1 = 25 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ,  $\ell_2 = 25 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ,  $\ell_3 = 45 \cdot 10^{-2} \text{ м}$  определяем диаметр прутка

$$d_1 = \sqrt[4]{C_1 \frac{\ell_1^2 \cdot \ell_3 \cdot 64}{i_p \cdot \pi G}}, \quad (5.1)$$

где  $i_p = \frac{\ell_1}{\ell_2}$ ;  $G = 8,5 \cdot 10^{10} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ ;

$$d_1 = \sqrt[4]{4,4 \frac{(25 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 45 \cdot 10^{-2} \cdot 64 \cdot 10^3}{\cdot 10 \cdot 3,14 \cdot 8,5 \cdot 10^{10}}} = 0,738 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 7,38 \text{ мм}.$$

Б.12. Из формулы (4.19) при  $\alpha' = 10^{-2}$  м. определяем значение (большого диаметра ступенчатого поршня регулятора

$$D = \sqrt{\frac{1}{1-K_d} \left\{ \alpha'^2 + \frac{4 \cdot c_r}{\pi \cdot c_2} \left[ \frac{h_g}{L} K_1 + K_2 \left( \frac{h_g}{L} - \beta_n \right) K_2 \right] \right\}} = \quad (5.2)$$

$$= \sqrt{\frac{1}{1-0,362} \left\{ 10^{-4} + \frac{4 \cdot 5,35 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 36 \cdot 10^3} \left[ \frac{0,55}{2,36} \cdot 7,57 \cdot 10^{-4} + 0,362 \left( \frac{0,55}{2,36} - 0,353 \right) \cdot 4,06 \cdot 10^{-4} \right] \right\}} =$$

$$= 1,4 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 14 \text{ мм}.$$

Б.13. Определяем параметры установки регулятора с торсионом на автомобиле (4.10):

$$G_2^{уст} = G_2^* - \beta_n^2 \left[ \frac{\pi \alpha'^2}{4} \cdot \frac{c_2}{c_r} + (K_1 + K_2) \frac{h_g}{L} - K_2 \beta_n \right] =$$

$$= 4100 - 21,5 \cdot 10^3 \left[ \frac{3,14 \cdot 10^{-4} \cdot 36 \cdot 10^3}{4 \cdot 5,35 \cdot 10^3} + (7,57 + 4,06) \cdot 10^{-4} \frac{0,55}{2,36} - 4,06 \cdot 10^{-4} \cdot 0,353 \right] =$$

$$= 3273 \text{ н}.$$

Прогиб задней подвески при нагружении упругого элемента силой  $G_2^{уст} = 3273 \text{ н}$  находим из соотношения

$$f_2^{уст} = \frac{G_2^{уст}}{c_2} = \frac{3273}{36 \cdot 10^3} = 9,09 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Таким образом, при загрузке задних колес силой  $G_2^{уст} = 3273 \text{ н}$ , которой соответствует прогиб упругого элемента подвески  $f_2^{уст} = 9,09 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ , корпус регулятора на днище кузова должен быть установлен так, чтобы торсион едва касался ступенчатого поршня.

В соответствии с компоновочными условиями устанавливаем угол взаимного расположения плеч  $l_1$  и  $l_2$  торсиона (рис.4.2).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ворисенко Г.В. Анализ работы регуляторов давления гидравлических тормозных систем автомобилей. - В сб: Автомобильный транспорт, Киев, Техніка, 1971, вып.8.
2. Скунев В.М. О повышении качества работы регулятора давления задних тормозов автомобилей ГАЗ. - Тольятти, НИИНавтопром, 1978.
3. Английский патент, кл. F 2 F (B 60 t), № 1435832, опубликован 19.05.76.
4. Авторское свидетельство СССР, кл. Э 60 t 8/22 Ø 05Д 16/Ю, № 569468, опубликован 16.09.77.
5. *Curtis Anthony. Getting it into proportion. Motoz*, 1977, 151, № 3838.
6. Скунев В.М. Исследование регулирования тормозных сил легковых автомобилей. - Канд. дисс. Харьков, 1976.
7. Мордашов В.Ф. Вопросы установки регулятора в гидроприводе задних тормозов легкового автомобиля. - Автомобильная промышленность, 1980, № 9.
8. Гредаскул А.Б., Федосов А.С., Скунев В.М. Определение параметров тормозной системы автомобиля с регулятором тормозных сил. - Автомобильная промышленность, 1975, № 6.
9. Скунев В.М. Об эффективности применения регулятора тормозных сил легкового автомобиля. В сб: Автомобильный транспорт, Киев, Техніка, 1973, вып.10.
10. Авторское свидетельство СССР, кл. В 60 Т 8/18, № 667437, опубли. 15.06.79.
11. Скунев В.М. Тормозные системы легковых автомобилей. Учебное пособие. - Куйбышев: КуАИ, 1983.
12. Петров В.А. Расчет регуляторов тормозных сил легковых автомобилей. - Автомобильная промышленность, 1975, № 2.
13. Мордашов В.Ф. К вопросу выбора параметров регулятора давления задних тормозов автомобиля ГАЗ-24. - Автомобильная промышленность, 1976, № 8.
14. Родионов В.Ф., Фиттерман. Проектирование легковых автомобилей. - М.: Машиностроение, 1980.

## О Г Л А В Л Е Н И Е

	стр.
1. Классификация и конструкция регуляторов давления в гидравлическом приводе . . . . .	4
2. Определение параметров кусочно-линейной характеристики тормозных сил . . . . .	19
2.1. Выбор закона кусочно-линейного регулирования	19
2.2. Определение рациональных параметров кусочно-линейной характеристики регулируемых тормозных сил . . . . .	21
3. Влияние кинематической характеристики подвески колес на процесс регулирования тормозных сил . . . . .	24
3.1. Схемы упругой связи регулятора с подвеской колес . . . . .	24
3.2. Кинематические характеристики подвески задних колес . . . . .	26
4. Работа регулятора давления в гидравлическом приводе	33
5. Расчетное исследование регулятора давления гидравлического привода . . . . .	39
Литература . . . . .	46



Св. план 1985 г., пов. 2080

Василий Михайлович Скутнев

Регуляторы тормозных сил легковых автомобилей

Учебное пособие

Редактор Н.А. Фомичева

Корректор Е.С. Поздеева

Подписано в печать 21.05.85 г. БУ 01535

Отпечатано на Ротапринте, УПК АвтоВАЗ

Заказ № 1666 *ЦЕНА 10к*

Формат 60x84/16. Бумага писчая № 1

Усл.п.л. 2.9. Уч.изд.л. 2.8. Тираж 300 экз.

Политехнический институт. Тольятти, Белорусская, 14

