

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

СКУТНЕВ Василий Михайлович

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ
СИЛ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

/Специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы"/

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Харьков
1976

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

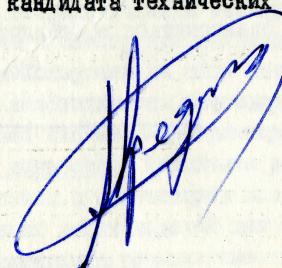
На правах рукописи

СКУТНЕВ Василий Михайлович

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ
СИЛ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

/Специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы"/

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук



Харьков
1976

Дорогому учителю Андрею Борисовичу
с проектом благодарностью
Васильев

Работа выполнена на кафедре "Автомобили" Харьковского
автомобильно-дорожного института.

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор А.Б. ГРЕДЕСКУЛ.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук П.Ф. МЕТЛЮК,
кандидат технических наук И.В. БАЛАБИН.

Ведущее предприятие: Волжский автомобильный завод.

Защита диссертации состоится "18" мая 1976 г. в
14 часов 30 минут на заседании Специализированного Совета,
К-492/І "Автомобили и тракторы", Харьковского автомобильно-
дорожного института, г. Харьков-78, ул. Петровского, 25.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан " " 197 г.

УЧЕНИЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА,
Д О Ц Е Н Т

М.И. ПОДЩЕКОДИН

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. С увеличением выпуска легковых автомобилей, предназначенных для широкого круга потребителей, и улучшением их динамических качеств вопросам безопасности движения, определяемым в значительной степени эффективностью торможения и устойчивостью движения, уделяется все большее внимание.

Эффективным способом улучшения тормозных качеств автомобиля является применение регуляторов тормозных сил.

Вместе с тем, потенциальные возможности системы регулирования тормозных сил могут быть использованы не полностью, если выходные характеристики тормозной системы не скорректированы в соответствии с условиями применения регуляторов.

Поэтому разработка методов анализа и расчета оптимальных параметров тормозной системы легковых автомобилей является весьма актуальной.

Цель работы. Целью диссертационной работы является разработка методики расчета оптимальных выходных характеристик тормозной системы легкового автомобиля с регулятором тормозных сил, направленной на совершенствование конструкции автомобиля и повышение безопасности движения.

Научная новизна. В диссертационной работе предложен метод и получены математические модели оптимизации характеристик кусочно-линейного регулирования тормозных сил легковых автомобилей. Оптимизация обеспечивает наиболее полное использование сцепных качеств автомобиля при торможении во всем диапазоне сочетаний нагрузки автомобиля и условий сцепления колеса с дорогой.

На основании теоретических и экспериментальных исследований дана методика расчета конструктивных параметров регулятора тормозных сил с учетом действующих на него внешних и внутренних возмущений. Указано на необходимость рассмотрения единого расчетного комплекса: тормозная система - регулятор - подвеска колес.

Практическая ценность. Положения разработанной методики расчета тормозной системы с регулятором могут быть использованы на стадии проектирования новых моделей или оснащения регуляторами тормозных сил, выпускаемых промышленностью легковых автомобилей.

Реализация в промышленности. Результаты выполненного исследования регулирования тормозных сил и методика расчета оптимальных выходных характеристик тормозной системы с регулятором учтены и приняты к внедрению при проектировании перспективных моделей Запорожского автомобильного завода "Коммунар".

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены дважды в Конструкторско-экспериментальном отделе ЗАЗ, на XXXVI - XXXIX научных конференциях Харьковского автомобильно-дорожного института в 1971-1975 гг. и XXXV научной конференции Московского автомобильно-дорожного института в 1975 году.

Публикация результатов исследования. Основное содержание диссертации отражено в 6 научных работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и приложения. Она содержит 123 стр. текста, 30 стр. иллюстраций и таблиц и 7 стр. приложения. Список использованной литературы состоит из 91 наименования, из которых 26 иностранных.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение. В работах многих исследователей отмечено, что эффективным способом улучшения тормозных качеств автомобиля является применение регуляторов тормозных сил. Вопросы регулирования распределения тормозных сил рассмотрены А.С.Брыковым, Л.Л.Борисовым, В.А.Демьянюком, А.М.Лихоедом, А.Ф.Мищенко, В.Г.Розановым, Д.Ри-*Geo, P. Stzien* и др.

Вместе с тем, потенциальные возможности регулирования тормозных сил могут быть использованы не полностью, если конструктивные параметры тормозной системы не скорректированы в соответствии с условиями применения регуляторов.

Глава I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Выполнен обзор исследований, посвященных выбору рациональных законов постоянного и регулируемого распределения тормозных сил и анализ существующих методов расчета тормозной системы с регулятором.

Номинальная эффективность тормозных механизмов современных легковых автомобилей допускает полное блокирование колес, последовательность которого определяется принятым законом распределения тормозных сил. Многочисленные теоретические и эксперименталь-

ные исследования (Е.А.Чудаков, Я.И.Певзнер, Б.Б.Генбом и В.А.Чемянюк, В.А.Хитин, R. Lister, E. Vallin и др.) показали, что для повышения устойчивости затормаживаемого автомобиля, при невозможности обеспечить одновременное блокирование колес, распределение тормозных сил следует выбирать таким образом, чтобы передние колеса блокировались первыми.

Известно, что постоянное распределение обеспечивает одновременное блокирование колес только при одном значении коэффициента сцепления $\varphi = \varphi_0$. На дорогах с $\varphi < \varphi_0$ - первыми блокируются передние колеса и автомобиль теряет управляемость; при $\varphi > \varphi_0$ - задние колеса и нарушается устойчивость его движения. Поэтому при проектировании тормозных систем легковых автомобилей коэффициент распределения тормозных сил β выбирают таким, чтобы $\varphi_0 > \varphi^*$ (φ^* - максимальное значение φ). Вместе с тем, как показали исследования А.Б.Гредескула, А.С.Брыкова и др., такой выбор способствует значительному недоиспользованию сцепного веса автомобиля при торможении на пределе блокирования колес в условиях малых и средних значений φ .

Одновременное обеспечение высокого использования сцепных качеств автомобиля и опережающего блокирования передних колес может быть получено установкой регуляторов тормозных сил. В работе приведены анализ конструктивных схем и характеристик регуляторов легковых автомобилей и обоснование выбора в качестве объекта исследования устройств, изменяющих темп роста тормозной силы на задних колесах в зависимости от нагрузки на ось, т.е. редукторов давления с упругой связью. Такой тип регуляторов получил на легковых автомобилях преимущественное распространение, а способ регулирования недостаточно изучен.

Кусочно-линейные характеристики, реализуемые такими регуляторами, включают области постоянного соотношения тормозных сил ($\varphi < \varphi_0$), определяемого конструкцией тормозных механизмов, и регулируемого - ($\varphi > \varphi_0$), обусловленного параметрами корректирующего устройства.

Очевидно, что высокая эффективность регулирования для всех сочетаний нагрузки автомобиля и условий сцепления может быть достигнута рациональным выбором всего закона регулирования.

Выполненный анализ существующих методов определения $\beta = \text{const}$ показал различный подход к решению этой задачи:

- при установке регулятора на автомобиль, находящийся в производстве, исходит из существующего значения β ("Москвич-412");
- определяют β по результатам кусочно-линейной аппроксимации идеальных характеристик регулирования (Г.В.Борисенко, А.Ф.Изченко и др.);
- выбирают φ_0 из условия его расположения, примерно, по среднему диапазону значений φ (А.С.Брыков и В.Г.Розанов);
- выбирают β из условия обеспечения, примерно, одинаковой удельной энергонаружности передних и задних тормозов (В.А.Демьянин);
- приводят численные значения φ_0 ($\varphi_0 = 0,2 + 0,4 - M. Mitsche , P. Stzien$ и др.).

Общей особенностью указанных методов является отсутствие аналитического описания функциональной связи идеальной и ее аппроксимирующей кусочно-линейной характеристик регулирования, что затрудняет поиск оптимального закона, обеспечивающего наиболее полное использование сцепных качеств автомобиля. Вместе с тем, рекомендации о снижении значений φ_0 для тормозной системы с регулятором следует отметить как практически важные.

Проанализированы методы расчета регуляторов. Отмечено, что они основаны на линейности связи прогиба подвески и изменения нормальной реакции на колесах автомобиля, тогда как в подвесках с продольными и диагональными рычагами это условие не выполняется. Указано на необходимость учета такой особенности подвески при расчете регулятора В.А.Демьянином, но пути и методы решения задачи им не рассмотрены. Кроме того, установлено, что при расчете регулятора обычно не учитывается внутренние возмущения (сухое трение, изменение площади поршня редуктора давления и т.д.); данные же экспериментальной проверки этих допущений не приводятся.

Поставленные в этом исследовании задачи включали:

1. Исследование использования потенциальных возможностей тормозной системы с регулятором при общепринятых методах выбора постоянного соотношения тормозных сил.
2. Оптимизацию выходных характеристик тормозной системы "регулятором тормозных сил".

3. Экспериментальное исследование процесса торможения автомобиля с оптимизированной характеристикой регулирования.

4. Исследование процессов, происходящих в реальных конструкциях регуляторов тормозных сил при действии внешних и внутренних возмущений.

Глава 2. ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ НА ОСИХ ЛЕГKИХ АВТОМОБИЛЕЙ.

Исследуется процесс торможения автомобиля с регулятором, обеспечивающим кусочно-линейные характеристики регулирования, с целью выбора направлений их оптимизации.

Приведены известные аналитические зависимости для суммарной тормозной силы P_T , коэффициента использования сцепного веса $m = \frac{P_T}{G\varphi}$ (G — масса автомобиля) и коэффициента распределения тормозных сил $\beta = \frac{P_{T1}}{P_T}$ (P_{T1} — тормозная сила на передних колесах) при $\beta = \text{const}$. Очевидно, что эти зависимости для кусочно-линейной характеристики справедливы только на участке $\varphi < \varphi_0$.

Получены аналитические зависимости $P_T(\varphi)$, $P_{T1}(\varphi)$, $\beta(\varphi)$ и $m(\varphi)$ для регуляторной ветви ($\varphi > \varphi_0$). При этом рассматривается процесс торможения на пределе блокирования передних колес без учета сопротивлений качению и воздуха, а также влияния инерции вращающихся масс:

$$P_{T1}^I = \left(G \frac{\theta}{L} + \frac{P_T h}{L} \right) \varphi, \quad (1)$$

где L, h, θ — база автомобиля, высота центра тяжести и расстояние от него до задней оси.

Индекс (I) относится к торможению на пределе блокирования колес — конец I-II фазы. На колесах задней оси тормозная сила определяется из геометрических соотношений (рис. I):

$$P_{T2}^{II} = P_{T2}^0 + (P_{T1}^I - P_{T2}^0) \operatorname{tg} \theta, \quad (2)$$

где P_{T1}^0 , P_{T2}^0 — тормозные силы соотношенно на колесах передней и задней осей при $\varphi = \varphi_0$;

$\operatorname{tg} \theta$ — условный коэффициент регуляторной ветви, который для регулятора давления определялся из соотношения:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\alpha - (\varphi_0 + \varphi'') h}{\beta + (\varphi_0 + \varphi'') h} \quad (3)$$

(α — расстояние от центра тяжести до передней оси).

С помощью P_{T1} и P_T^I получена аналитическая зависимость для коэффициента регулируемого распределения тормозных сил ($\varphi > \varphi_0$) при торможении в рассматриваемом режиме:

$$\beta = \frac{\beta + \varphi_0 h}{L} \cdot \frac{\beta + \varphi'' h}{\beta + \frac{\varphi_0'' h}{\varphi}} \quad (4)$$

Из уравнения (4) и его графического представления (рис.2) легко убедиться, что коэффициент β непосредственно связан с φ и при его увеличении в интервале $[\varphi_0, \varphi'']$ непрерывно растет, сближая регулируемое и идеальное распределение тормозных сил. Количественный анализ $\beta(\varphi)$ показал, что этому сближению способствует смещение φ_0 в сторону малых значений φ .

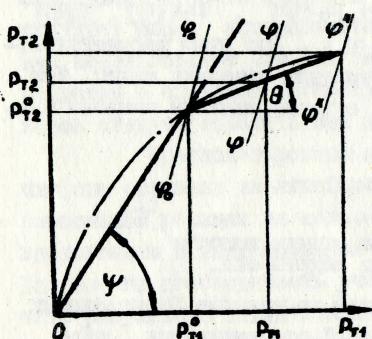


Рис.1. Характеристики регулирования тормозных сил.

Количественная оценка рациональности закона регулирования тормозных сил выполнялась с помощью полученного для $\varphi > \varphi_0$ и известного для $\varphi < \varphi_0$ формул коэффициента использования сцепного веса автомобиля при торможении на пределе блокирования передних колес:

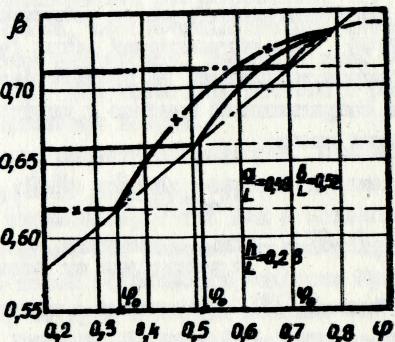


Рис.2. Коэффициент распределения тормозных сил.

$$m(\varphi) = \begin{cases} \frac{\beta}{\beta + (\varphi_0 - \varphi) h} & - \varphi \leq \varphi_0 ; \\ \frac{\beta + \frac{\varphi_0'' h}{\varphi} h}{\beta + (\varphi_0 + \varphi'' h) h} & - \varphi > \varphi_0 . \end{cases} \quad (5)$$

Эффективность тормозной системы с регулятором по $m(\varphi)$ определялась как для одной, так и для всего диапазона нагрузок автомобиля. Отмечено значительное улучшение использования сцепных качеств автомобиля, а, следовательно, и его тормозных свойств, за счет регулирования β . Так на регуляторной ветви коэффициент m получен не ниже 0,98, тогда как при $\beta = \text{const}$ на участке $\varphi > \varphi_0$ он опускался до 0,86.

Сравнением 2-х вариантов характеристики регулирования: I — $\varphi_0 = 0,52$ (кривые I, рис. 3); 2 — $\varphi'_0 = 0,70$ (кривые 2), показано, что при уменьшении φ_0 расширяется область регулируемого распределения тормозных сил и заметно улучшается использование сцепного веса автомобиля для всего диапазона его нагрузки.

Исходя из предпосылки, что движение автомобиля с заблокированными только передними колесами (II-я фаза) устойчиво и при этом достигается достаточно высокая эффективность торможения, в работе проанализированы возможности реализации такого режима. При этом количественную оценку относительного увеличения усилия на тормозной педали ($P_{\text{пед}}$), вызывающего переход от торможения в конце I-й фазы ($P_{\text{пед}}^I$) к торможению в конце II-й фазы ($P_{\text{пед}}^{II}$) предложено оценивать с помощью коэффициента предельного перетормаживания:

$$\zeta = \frac{P_{\text{пед}}^{II}}{P_{\text{пед}}^I} \quad (6)$$

В работе получены аналитические зависимости $\zeta(\varphi)$ постоянного и регулируемого распределения тормозных сил и по ним выполнен расчет ζ (рис. 4) для примерного автомобиля.

Из рис. 4 видно, что переход от торможения без блокирования колес к их полному скольжению требует заметного относительного увеличения $P_{\text{пед}}$ — при $\varphi = 0,2 + 0,4$ получены значения

$\zeta = 1,2 + 1,5$ для $\varphi_0 = 0,52$ и $1,5 + 2,0$ для $\varphi'_0 = 0,70$. Уменьшение темпа роста давления в магистрали задних тормозов после включения регулятора способствовало тому, что ζ заметно выше (для $\varphi < 1,0$), чем при $\beta = \text{const} (\varphi > \varphi_0)$. При этом не-

большое снижение φ сопровождается весьма ощутимым ростом ζ (величиной φ , количественно оценивается степень снижения коэффициента сцепления на заблокированных колесах $\zeta = \frac{\varphi_0}{\varphi}$).

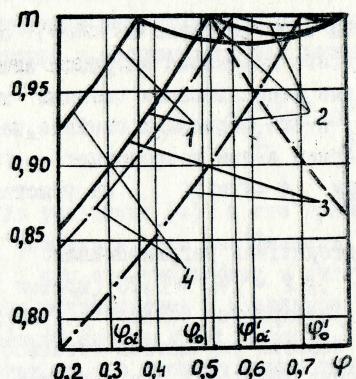


Рис. 3. Коэффициент использования сцепного веса:
1 - $\varphi_0 = 0,52$;
2 - $\varphi_0' = 0,70$;
3-максимальная и
4-минимальная нагрузка

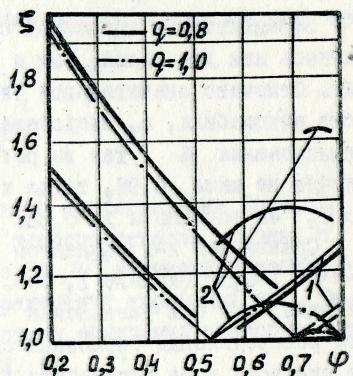


Рис. 4. Коэффициент предельного перетормаживания:
1 - $\beta = \text{const}$;
2 - $\beta \neq \text{const}$

Сравнение вариантов характеристики регулирования ($\varphi_0 = 0,52$ и $\varphi_0' = 0,70$) для одной степени перетормаживания заблокированных передних колес ($\zeta' = \frac{P_{\text{ред}}}{P_{\text{ред}}^0}$, где $P_{\text{ред}}$ - усилие на тормозной педали при торможении в установившейся стадии II-й фазы) проводилось с помощью полученных в работе зависимостей $m(\varphi, \zeta')$. Выполненный анализ подтвердил сделанные ранее выводы об улучшении тормозных свойств автомобиля с регулятором за счет смещения φ_0 в сторону малых значений φ .

Оценка эффективности регулирования тормозных сил легковых автомобилей при $\beta = \text{const}$, соответствующем общепринятым методам расчета, производилась также в экспериментальных условиях. Исследование проводилось на переднеприводном (Autobianchi "Primula" - Италия) и заднемоторном (ЗАЗ-968) автомобилях, оборудованных регуляторами редукционного типа, упруго связанными с подвеской задних колес. Изменение постоянного соотношения тормозных сил автомобилей в эксперименте не предусматривалось.

Для записи параметров процесса торможения автомобиля оборудовались регистрирующей аппаратурой. Торможение осуществлялось на сухом и мокром асфальте ($\varphi = 0,4 + 0,5$ и $0,7 + 0,8$) с поддержанием предела блокирования колес или $P_{\text{ред}} = \text{const}$ (возможность последнего условия проверялась экспериментально). В ходе испытаний регистрировались: скорость движения автомобиля, давление в магистрали передних и задних тормозов, замедление, тормозной путь, моменты блокирования колес, отклонение автомобиля от прямолинейного движения.

Как показали опыты, постоянное соотношение тормозных сил испытуемых автомобилей, представляющее разные расчетные школы, обеспечивает преимущественно опережающее блокирование передних колес. При этом автомобили с полностью заблокированными колесами не выходили за пределы нормативного (3,5 м) коридора. Включение регулятора обеспечило движение автомобиля на сухом покрытии без блокирования задних колес. Заметного повышения эффективности торможения автомобиля с включением регулятора в эксперименте не обнаружено, что связано с наличием высоких значений $\beta = \text{const}$. Только при двух пассажирах в автомобиле "Primula" на сухом асфальте, когда срабатывание регулятора приблизило действительное значение β к идеальному, зафиксировано повышение замедления на $24 + 33\%$.

В экспериментах с увеличением $P_{\text{ред}}$ до полного блокирования колес зафиксировано меньшее отклонение автомобиля от прямолинейного направления движения, чем при $\beta = \text{const}$. Это связано с повышением эффективности торможения к концу второй фазы и уменьшением скорости автомобиля к моменту блокирования колес.

На основании теоретического и экспериментального исследования отмечается, что принятые в настоящее время методы расчета $\beta = \text{const}$ при установке регулятора тормозных сил обеспечивают недостаточное использование его потенциальных возможностей.

Глава 3. ОПТИМИЗАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ.

Рассмотрены методы и получены математические модели оптимизации кусочно-линейных характеристик регулирования тормозных сил и приведены результаты их экспериментальной проверки. В качестве критерия оптимизации предложен средний коэффициент использования сцеп-

ногого веса автомобиля при торможении в диапазоне φ от минимального φ' до максимального φ'' значения. Применение этого критерия предполагает, что случайные величины $\frac{h}{B}$ и φ имеют равномерный закон распределения. Правомочность этого допущения обоснована в работе.

Нагрузочное состояние автомобиля предложено оценивать обобщенным конструктивным параметром $\chi = \frac{h}{B}$.

Для одной нагрузки (или $\chi = \text{const}$) средний коэффициент использования сцепного веса определяется следующим образом:

$$\bar{m}_{cp} = \frac{1}{\varphi'' - \varphi'} \int_{\varphi'}^{\varphi''} m(\varphi) d\varphi. \quad (7)$$

В работе получены зависимости $\bar{m}_{cp}(\varphi_0)$ и показано, что при $\varphi'' = \text{const}$ характеристика регулирования тормозных сил (рис. I) может быть описана полностью, если известно φ_0 . Варьированием коэффициента φ_0 имеется возможность получать соответствующие угловые коэффициенты $\operatorname{tg}\psi$ и $\operatorname{tg}\theta$.

Поскольку определение экстремума (максимума) функции аналитическими методами затруднено, исследование проводилось с помощью ЭВМ. Установлено, что функция $\bar{m}_{cp}(\varphi_0)$ имеет явно выраженный максимум, поэтому при проектировании тормозной системы с регулятором для наиболее полного использования сцепного веса автомобиля следует выбирать такую величину $\varphi_0 = \varphi_{opt}$, чтобы \bar{m}_{cp} достигало своего максимального значения.

Для легковых автомобилей, у которых χ изменяется в широких пределах (от минимального χ' до максимального χ''), средний коэффициент использования сцепного веса представляет собой зависимость:

$$m_{cp} = \frac{1}{\chi'' - \chi'} \int_{\chi'}^{\chi''} \bar{m}_{cp}(\chi) d\chi, \quad (8)$$

которая охватывает одновременно все взаимодействия χ и φ в диапазонах варьирования $[\chi', \chi'']$ и $[\varphi', \varphi'']$. При допущении $h = \text{const}$ в работе получена функциональная зависимость $m_{cp}(\varphi_0, \chi, \chi', \varphi'', \varphi')$, в которой можно варьировать φ_0 (здесь и далее φ_0 относится к полной нагрузке автомобиля), изменения m_{cp} . С целью наибольшего полного использования сцепного веса автомобиля для всех сочленений

таких $[\chi', \chi'']$ и $[\varphi', \varphi'']$, необходимо выбрать $\varphi_0 = \varphi_{opt}$, чтобы m_{cp} было максимально.

Для этого, так же как ранее функция (7), зависимость (8) исследовалась на максимум с помощью ЭВМ. Расчеты показали, что функция $m_{cp}(\varphi_0)$ при заданных $\varphi', \varphi'', \chi'$ и χ'' имеет явно выраженный максимум (рис. 5), причем, по сравнению с \bar{m}_{cp} , значение φ_{opt} смещено в сторону больших φ .

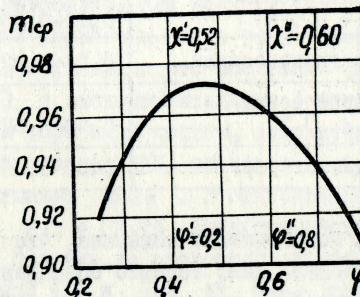


Рис. 5. Средний коэффициент использования сцепного веса автомобиля

Для получения функциональной зависимости $\varphi_{opt}(\varphi', \varphi'', \chi', \chi'')$ были применены методы математического планирования эксперимента при обработке результатов расчета на ЭВМ. Так как вид зависимости $\varphi_{opt}(\varphi', \varphi'', \chi', \chi'')$ заранее неизвестен, поверхность отклика представлялась в виде полинома второй степени. От принятого вначале стандартного планирования типа 2^4 (4 фактора варьируются на двух уровнях) пришлось отказаться, так как варьированию φ' и φ'' на близких уровнях сопутствовали недействительные решения. В дальнейшем был осуществлен переход к планированию типа 2^2 , когда варьировались только χ' и χ'' при заданных $\varphi' = 0,2$ и $\varphi'' = 0,8$.

С целью выделения диапазона изменения χ , выполнен анализ конструктивных схем легковых автомобилей. Установлено, что с достаточным основанием он может быть ограничен пределами: $\chi = 0,30 - 0,66$. Вместе с тем, разрешающая способность функциональной зависимости $m_{cp}(\varphi_0, \chi', \chi'')$ не позволила охватить одной математической моделью все парные взаимодействия χ' и χ'' из диапазона $0,30 - 0,66$. Поэтому были выделены четыре расчетно-компоновочные группы легковых автомобилей с более узкими пределами варьирования χ (табл. I).

Таблица I.

Группа	Компоновка автомобиля	χ'	χ''
1.	Классическая ($L > 3,5$ м)	0,30-0,35	0,30-0,35
2.	Переднеприводная	0,34-0,42	0,34-0,42
3.	Классическая ($L < 3,5$)	0,40-0,52	0,40-0,52
4.	Заднемоторная	0,50-0,66	0,50-0,66

Оценка погрешностей показала, что полученные линейные математические модели дают хорошее совпадение с результатами расчета на ЭВМ и могут быть рекомендованы для применения на практике.

В табл.2 приведены зависимости $\hat{\varphi}_{opt}(\chi', \chi'')$ для 4-х расчетных групп автомобилей и диапазона $\varphi = 0,2 + 0,8$.

Таблица 2.

Расчетная группа	Функция отклика
1	$\hat{\varphi}_{opt} = 0,182 + 4,96 \chi'' - 4,56 \chi'$
2	$\hat{\varphi}_{opt} = 0,232 + 3,625 \chi'' - 3,375 \chi'$
3	$\hat{\varphi}_{opt} = 0,278 + 2,47 \chi'' - 2,33 \chi'$
4	$\hat{\varphi}_{opt} = 0,322 + 1,538 \chi'' - 1,494 \chi'$

Выполнен анализ влияния выбора $\hat{\varphi}_{opt}$ на полноту использования сцепного веса автомобиля для каждой нагрузки (\bar{m}_{cp}). Установлено, что результаты оптимизации функций (8) в диапазоне $[\chi', \chi'']$ и (6) при $\chi = \chi_{cp}$ близки. Эта особенность позволяет в отдельных случаях (например, известно χ_{cp}) ограничиться оптимизацией $\bar{m}_{cp}(\varphi_{opt}, \varphi', \varphi'')$. Решением этой задачи методами математического планирования эксперимента и расчетом на ЭВМ получена функция отклика в виде:

$$\hat{\varphi}_{opt}^{cp} = -0,0056 - 0,0213 \chi + 0,3612 \varphi'' + 0,6225 \varphi' - 0,2125 \varphi' \quad (9)$$

Учитывая общую тенденцию к распространению регуляторов на отечественных легковых автомобилях, для последних выполнен анализ постоянного соотношения тормозных сил с точки зрения соответствия оптимальному (β_{opt}). Показано, что расчетные (при коэффициенте трения $\mu = 0,45$) и экспериментальные (обработка результатов диагностирования тормозных систем, выполненного на кафедре эксплуатации автотранспорта ХАДИ) значения β у большей части автомобилей превышают β_{opt} . В относительных единицах эта разница составила $2,5 + 22,1\%$ (меньшие расхождения у автомобилей "Москвич"). Отличие же расчетного и экспериментального коэффициентов сцепления φ_{op} и φ_{oz} от φ_{opt} много заметнее ($10 + 82,2\%$). В этом случае без коррекции $\beta = const$ применение регуляторов тормозных сил может не принести высокого эффекта.

По результатам исследования предложена общая схема расчета тормозной системы с регулятором. Аналитические зависимости для расчетных тормозных моментов и угловых коэффициентов регуляторной ветви, позволяют определить конструктивные параметры тормозных механизмов и регулятора.

Для проверки основных положений оптимизации характеристик регулирования проведено экспериментальное исследование на переднеприводном автомобиле. Эксперимент включал сравнение двух вариантов характеристики кусочно-линейного регулирования: 1 - с $\beta = 0,724$ (соответствует общепринятой методике расчета); 2 - с $\beta_{opt} = 0,662$.

Испытания проводились на сухом ($\varphi = 0,8 + 0,9$) и мокром ($\varphi = 0,55 + 0,65$) асфальтобетоне в различных нагрузочных и скоростных режимах. Для сравниваемых условий поддерживалось одинаковое значение R_{ped} . Автомобиль оборудовался регистрирующей аппаратурой, позволяющей зафиксировать перечисленные выше (см. глава 2) параметры исследуемого процесса.

Результаты эксперимента хорошо согласуются с теоретическими положениями и подтверждают возможность улучшения тормозных качеств автомобиля за счет оптимизации кусочно-линейной характеристики регулирования. Повышение эффективности отмечено для всех, принятых в исследовании, сочетаний нагрузки, коэффициента сцепления и скорости. Улучшение тормозных свойств составило: по среднему устано-

вившемуся замедлению $7,1 + 15,1\%$ на сухом и $4,8 + 15,6\%$ на мокром асфальтобетоне и по тормозному пути соответственно - $13,2 + 25,3\%$ и $4,6 + 13,7\%$.

В эксперименте оценена также устойчивость заторможенного автомобиля. Отмечено, что сближение идеальной и ее аппроксимирующей кусочно-линейной характеристик, способствующее сокращению интервала между последовательным блокированием передних и задних колес, незначительно увеличивает угловые отклонения автомобиля. Это явление в работе объяснено повышением эффективности торможения и снижением скорости движения к моменту блокирования задних колес. Кроме того, отмечено, что сокращение тормозного пути, при том же угловом развороте, способствует сужению полосы, занимаемой заторможенным автомобилем.

Г л а в а 4.. ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА ТОРМОЗНЫХ СИЛ.

Исследована возможность получения заданного закона регулирования в реальных конструкциях корректирующих устройств.

Тормозную систему с регулятором, реагирующим на изменение осевой нагрузки, обычно относят к разомкнутым системам автоматического управления по возмущению. Поступающая в регулятор через чувствительное устройство (подвеска - элемент связи) информация о компенсируемом возмущении (изменении Z_2) реализуется в новое соотношение $\frac{P_{T2}}{P_{T1}}$. Рациональные размещения регулятора на автомобиле и расчет его конструктивных параметров возможно при учете кинематических характеристик чувствительного устройства при торможении автомобиля.

Изменение осевой нагрузки и деформация подвески вызывают перемещения регулятора:

$$f_P = \left(1 - \frac{\alpha_P}{L}\right) f_2 - \frac{\alpha_P}{L} f_1, \quad (8)$$

где f_1, f_2 - прогибы передней и задней подвески, соответственно;

α_P - расстояние от места установки регулятора до задней оси автомобиля.

Обычно $\frac{\alpha_P}{L} \approx 0$, тогда величина f_P определяется только перемещением f_2 . При продольном или диагональном расположе-

ний направляющих рычагов f_2 , кроме интенсивности торможения (P_T), высоты центра тяжести ($\frac{h}{L}$) и жесткости подвески, зависит от ее кинематической характеристики, обусловленной конструктивными особенностями и размерами направляющего устройства, способом передачи реактивного тормозного момента и т.д.

Получены характеристики изменения нормальной реакции Z_2 , прогиба подвески f_2 и перемещения регулятора f_P в функции интенсивности торможения при линейной характеристике $P_2(P_t)$. При этом рассмотрены наиболее типичные для легковых автомобилей схемы подвесок. Показано, что и при линейности связи f_P и ΔZ_2 регулирование тормозных сил по возмущению возможно, но при ограниченных сочетаниях геометрических размеров подвески и коэффициента распределения тормозных сил. Отмечено, что расчет параметров регулятора с учетом кинематической нелинейности подвески сближает законы регулирования, но полного совпадения не обеспечивает. Выполненный с помощью ЭВМ кинематический анализ рычажно-упругого элемента связи регулятора с подвеской показал, что в инженерных расчетах с приемлемой точностью его характеристика может быть выражена линейной.

В анализе рабочего процесса редуктора давления получены аналитические зависимости, связывающие заданный закон регулирования с конструктивными параметрами регулятора для линейной и нелинейной кинематик подвески при торможении. В частности, описаны характеристики срабатывания $P_c(Z_2)$ (P_c - давление срабатывания регулятора) и соотношение $\frac{P_2}{P_c}$ на режиме регулирования. Показано, что для перехода в режим регулирования требуется определенное повышение входного давления (на ΔP_c), прежде чем давление на выходе (P_2) начнет увеличиваться. Рекомендовано для сокращения области нечувствительности (прямая АВ, рис. 6) избегать изменения колышевой шпонки дифференциального поршня в момент закрытия золотника при срабатывании регулятора.

Отмечено, что на стадии смыкания приводного давления до тех пор, пока $P_c > P_2$, функция $P_2(P_t)$ (прямая ОД) имеет линейный наклон,趁 при росте P_t (прямая ВС). Интенсивность изменения P_2 в этом случае обусловлена характеристикой $\frac{\Delta P_2}{\Delta V_2}$ (ΔV_2 - изменение объема полости задних тормозов). Поскольку всплытие регулятора при $P_t > P_2$ закрыт, уменьшение P_2 определяется ростом V_2 за счет смыкания поршня регулятора. Инверсионные яв-

ления в редукторе давления способствуют различию чувствительности задних тормозов на стадиях роста и снижения усилия на тормозной педали.

Для получения статических и динамических характеристик регулятора и проверки положений теоретического анализа проведено экспериментальное исследование.

В эксперименте регистрировались следующие параметры: давление на входе и выходе регулятора, перемещение дифференциального поршня, угловое перемещение торсиона. Динамические характеристики записывались при различных темпах роста давления, периодической его пульсации и гармонических колебаниях упругого элемента связи.

Экспериментальные статические характеристики регулятора (OABC - рис.6) полностью отвечают соотношениям, полученным в теоретическом анализе. Установлено, что между приращением давления ΔP_1^H , количественно оценивающим область нечувствительности (AB) регулятора, и давлением его срабатывания P_c существует закономерная связь — $\Delta P_1^H = (0,4 + 0,5) P_c$.

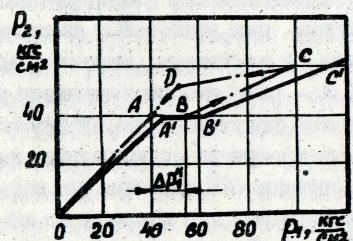


Рис. 6. Экспериментальные характеристики регулятора

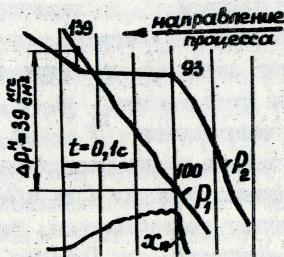


Рис. 7. Типичная осциллограмма процесса.

При угловых перемещениях торсиона, соответствующих полной нагрузке автомобиля, регулятор в реальном диапазоне изменения приводного давления работает как клапан-ограничитель. Это снижает эффективность процесса регулирования тормозных сил.

Для принятой в исследовании интенсивности роста приводного давления $\frac{\Delta P_1}{\Delta t} = 50 + 400 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{с}$ относительные гидравлические потери в регуляторе составили $5 + 10\%$; на регуляторном режиме они несколько выше — $6 + 12\%$. Это выразилось в смещении характеристики $P_2(P_1)$ на неустановившейся стадии (OABC) от статической в сторону увеличения β .

Записи рабочего процесса регулирования при гармонических колебаниях закрутки упругого элемента связи регулятора с подвеской показали хорошие его демпфирующие свойства. Кроме того, установлены количественные соотношения между амплитудами давления (A_{P_1} , A_{P_2}) и закрутки торсиона ($A_{\delta p}$): $A_{P_1} = 0,345 A_{\delta p}$; $A_{P_2} = 0,50 A_{\delta p}$. Полагая, что в условиях экстренных торможений $A_{\delta p}$ не более $4 + 5^\circ$, следовательно, $A_{P_2} = 2 + 2,5 \text{ кгс/см}^2$, рассмотрение вопросов эффективности регулирования и выбора рационального закона можно вести без учета колебаний подпрессоренных и неподпрессоренных масс автомобиля. Опыты с пульсацией входного давления показали прохождение сигнала через регулятор для принятых в исследовании частот $2 + 15 \text{ Гц}$.

По результатам исследования характеристик регулятора тормозных сил предложена последовательность расчета его конструктивных параметров.

ВЫВОДЫ

1. Анализ конструктивных схем регуляторов тормозных сил показал, что из них наиболее эффективными для применения на легковых автомобилях являются редукторы давления, управляемые изменением нагрузки на заднюю ось.

Установлено, что существующие методы расчета тормозных систем с регуляторами не обеспечивают рациональный выбор характеристик кусочно-линейного регулирования.

2. Коэффициент распределения тормозных сил (β) на регуляторном режиме торможения растет с улучшением сцепления колес с дорогой, обеспечивая коэффициент использования сцепного веса (M) не ниже 0,98.

3. Теоретически и экспериментально показано, что при равенстве постоянного и идеального распределения тормозных сил в области высоких значений коэффициента сцепления (φ) эффективность системы регулирования минимальна.

4. Для выбора и оценки рационального закона кусочно-линейного регулирования тормозных сил в качестве критерия принят средний коэффициент использования сцепного веса автомобиля (M_{cr}) при торможении на пределе блокирования колес и дано его аналитическое описание. Предложено считать оптимальной характеристику регулирования, обеспечивающую максимальное значение M_{cr} .

5. Рекомендованы для практического применения математические модели оптимального закона кусочно-линейного регулирования тормозных сил, полученные экстремальным анализом критериальной оценки M_{cr} .

6. Применительно к объему проведенных экспериментальных исследований, установлено заметное повышение эффективности торможения автомобиля с оптимизированной характеристикой регулирования, по сравнению с соответствующей общепринятым рекомендациям: по замедлению на 5 + 16%; по тормозному пути - на 5 + 25%.

7. Анализ постоянных соотношений тормозных сил отечественных легковых автомобилей показал, что они в большей своей части отличаются от оптимальных значений, в силу чего установка регулятора может оказаться малоэффективной.

8. В теоретическом анализе кинематических характеристик подвески показано, что при продольном или диагональном качании колес регулирование тормозных сил по нагрузке на заднюю ось возможно, но для ограниченных сочетаний постоянного значения β и геометрических параметров направляющего устройства.

9. Установлено, что для торможения с переменным коэффициентом β характерна явно выраженная нелинейность между прогибом подвески с продольными или диагональными рычагами и изменением нормальной реакции, способствующая расхождению действительной и заданной кусочно-линейной характеристик регулирования.

Расчет регулятора по предлагаемой методике заметно сближает эти характеристики, хотя полного их совпадения не обеспечивает.

10. В теоретическом и экспериментальном исследованиях характеристик регулятора установлено наличие области нечувствительности при переходе в режим редуцирования давления. Рекомендуется для уменьшения области нечувствительности регулятора избегать конструкции гидравлического клапана, закрытие которого сопровождается изменением соотношения рабочих поверхностей дифференциального поршия.

11. В экспериментальном исследовании динамических характеристик регулятора установлено, что колебания упругого элемента связи с подвеской колес в реальном диапазоне амплитуд и частот вызывает незначительную пульсацию приводного давления (амплитуда не более 2 + 3 кгс/см²). Поэтому выбор рациональных характеристик регулирования может основываться на анализе установившегося процесса торможения.

12. На основании теоретических и экспериментальных исследований регулирования тормозных сил предложена последовательность расчета конструктивных параметров тормозной системы с регулятором.

Основные положения диссертации опубликованы
в следующих работах

1. Скутнев В.М., Эффективность применения регулятора распределения тормозных сил на переднеприводном легковом автомобиле. - В сб.: "Автомобильный транспорт", вып.9, Киев, "Техніка", 1972.

2. Скутнев В.М., Об эффективности применения регулятора тормозных сил на легковых автомобилях. - В сб.: "Автомобильный транспорт", вып.10, Киев, "Техніка", 1973.

3. Гредескул А.Б., Стешенко В.П., Губа В.И., Скутнев В.М., Шевченко В.Ф., Эффективность торможения и устойчивость заднемоторного автомобиля с регулятором распределения тормозных сил. - В сб.: "Автомобильный транспорт", вып.11, Киев, "Техніка", 1974.

4. Скутнев В.М., Коэффициент регулируемого распределения тормозных сил автомобиля. - В сб. "Автомобильный транспорт", вып. 12, Киев, "Техника", 1975.

5. Федосов А.С., Скутнев В.М., Скляров В.Н., Подрыгало М.А., Мирошниченко Ю.Н., Метод исследования динамических характеристик систем регулирования тормозных сил. - В сб. "Автомобильный транспорт", вып. 12, Киев, "Техника", 1975.

6. Гредескул А.Б., Федосов А.С., Скутнев В.М., Определение параметров тормозной системы автомобиля с регулятором тормозных сил. "Автомобильная промышленность", 1975, №6.

Ответственный за выпуск доцент Федосов А.С.

БЦ № 30089. Подписано к печати 30/III-76 г.

Заказ 25, тираж 100 экз., усл.печ.л. Л.

Ротапринт ХАДИ, г.Харьков-78, ул.Петровского, 25.