

*Балабан  
Соратник  
но аспирант  
с членом  
сторонами  
заявлены от автора  
Булавкин*

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР  
ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ  
им. КОМСОМОЛА УКРАИНЫ 1985

24.01.

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

БУЛАВКИН АЛЕКСАНДР СЕРГЕЕВИЧ

УДК 629.II4.6-592.2

ОСОБЕННОСТИ СОВМЕСТНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДИСКОВЫХ  
И БАРАБАННЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ЛЕГКОВЫХ  
АВТОМОБИЛЯХ

(Специальность 05.05.03. - Автомобили и тракторы)

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Харьков — 1984

Работа выполнена на кафедре автомобилей Харьковского автомобильно-дорожного института имени Комсомола Украины

Научный руководитель

- кандидат технических наук,  
доцент Федосов А.С.

Официальные оппоненты

- доктор технических наук,  
профессор Лебедев А.Т.  
кандидат технических наук,  
доцент Решетников Е.Б.

Ведущее предприятие

- Запорожский автомобильный  
 завод "Коммунар"

Защита состоится "24" февраля 1985 г. в 14<sup>00</sup>  
на заседании специализированного совета К 068.12.С1 при  
Харьковском автомобильно-дорожном институте имени Комсомола  
Украины по адресу: ЗІОС78, г.Харьков, ул. Петровского, 25.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "15" марта 1984 г.

Ученый секретарь специализированного  
совета, кандидат технических наук

Дощечкина И.В.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Совместное использование дисковых и барабанных тормозных механизмов привело к тому, что первые, обладая меньшей массой, но более высокой стабильностью и энергопреобразующими способностями, преобразуют в тепло большую часть кинетической энергии автомобиля, определяя тем самым более интенсивный износ и значительный нагрев деталей передних тормозов. Это различие нагруженности передних и задних тормозных механизмов обусловлено не только конструктивно заданным распределением тормозных сил, но и функциональными особенностями разнотипных тормозных механизмов, объединенных в общую тормозную систему.

Тенденция снижения массы автомобилей, сопровождающаяся повышением их динамических качеств, а также широкое внедрение переднеприводных моделей, обладающих значительной неравномерностью нагруженности передних и задних тормозов, усугубляет известные недостатки тормозных систем с дисковыми передними тормозами, что вызывает необходимость изучения особенностей совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов, выходные характеристики которых помимо прочего определяются типом тормозного привода и схемой разделения его контуров.

Указанные выше причины, а также постоянно ужесточающиеся нормативные требования к процессу торможения, требуют определения перспективности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов с учетом особенностей разделения контуров тормозного привода.

Целью работы является совершенствование тормозного управления легкового автомобиля путем рационального выбора конструкций тормозных механизмов, устанавливаемых на передней и задней осях, с учетом особенностей гидравлического привода и схем разделения его контуров.

Методика исследования включала статистические и аналитические исследования, устанавливающие возможные области рационального совместного применения дисковых и барабанных тормозов и схем разделения контуров тормозного привода, экспериментальную оценку неравномерности и чужеродности дисковых и барабанных тормозных механизмов и установления ее причин, идентификацию и исследование динамической модели тормозной системы на основе

экспериментально полученных динамических характеристик.

Научная новизна работы заключается в установлении характера изменения распределения тормозных сил в тормозных системах с дисковыми передними и барабанными задними тормозными механизмами; определении их энергонагруженности, а также в разработке динамической модели тормозной системы легкового автомобиля, учитывающей возможность применения различных типов тормозных механизмов на передней и задней осях автомобиля.

Объектом исследования являлись переднеприводные автомобили особо малого класса с дисковыми передними и барабанными задними тормозными механизмами, их тормозные системы, а также основные типы барабанных и дисковых тормозных механизмов, устанавливаемые как на отечественных, так и на зарубежных автомобилях.

Практическая ценность выполненной работы заключается в определении направления дальнейшей модернизации тормозных систем современных легковых автомобилей путем применения дисковых тормозных механизмов на обеих осях автомобиля.

Реализация результатов работы. Результаты исследований характера изменения распределения тормозных сил в тормозных системах с дисковыми передними и барабанными задними тормозными механизмами, а также динамической модели тормозной системы и рекомендации по выбору параметров тормозных механизмов и тормозного привода, реализованы при создании тормозной системы перспективного легкового автомобиля особо малого класса ЗАЗ-II02. Кроме того, результаты работы приняты к использованию при проектировке новой конструкции тормозной системы с дисковыми тормозными механизмами на обеих осях автомобиля в плане модернизации указанной модели.

В целом работа является частью решения научно-технической проблемы "Безопасность дорожного движения", выполненной по плану НИОКР ГКНТ при Совете Министров СССР на 1981...1985 г.г.

Апробация работы. Основные положения диссертации доказывались на ежегодных научно-технических конференциях ХАДИ (1982...1983 г.г.), на заседании технического совета УКЭР ЗАЗ (1982 г.), на III научно-технической конференции ЦНИАП НАМИ (г. Дмитров, 1984 г.).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 6 статьях и 4 научно-технических отчетах.

Объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и содержит 212 страниц машинописного текста, включая 17 таблиц и 78 рисунков. Список литературы включает 88 источников на русском и 48 на иностранных языках.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе выполнен анализ существующих систем тормозных механизмов, критерии их применимости и характерных режимов работы, а также проведена оценка факторов, влияющих на выходные характеристики тормозных механизмов и на эффективность управления тормозами автомобиля, сформулированы задачи исследования.

Под выходными характеристиками следует понимать совокупность зависимостей, связывающих показатель эксплуатационных качеств тормозной системы с основными параметрами режима ее работы. В этом плане различают статистические, статические и динамические характеристики тормозных систем.

В результате широкого применения дисковых тормозов, в конструкциях современных тормозных систем сформировались две группы систем тормозных механизмов, отличающиеся сочетанием применяемых конструкций тормозов на передних и задних колесах автомобиля:

- а) смешанная система тормозных механизмов – с дисковыми тормозами на передних колесах и барабанными – на задних;
- б) однотипная система тормозных механизмов, использующая дисковые или барабанные тормозные механизмы на всех колесах автомобиля.

Каждая из указанных групп с дисковыми тормозными механизмами имеет подсистемы, использующие вентилируемые диски, устанавливаемые как на передние, так и на задние колеса.

Критерием применения той или иной системы или подсистемы тормозных механизмов является их энергопреобразующая способность, которая определяется величиной кинетической энергии, подлежащей рассеиванию в процессе торможения, однозначно связанной с полной массой автомобиля и его максимальной скоростью. Вместе с тем, анализ работ Гредескула А.Б., Федосова А.С., Матвиенко В.Ю., Pighini J., направленных на изучение статистических характеристик тормозных систем, показал, что тенденция уменьшения массы автомобиля и повышения его динамических качеств приводит к уменьшению габаритных размеров колес, что влечет за собой уменьшение строительного объема колеса и как следствие – по-

вышение требований к энергопреобразующим свойствам тормозных механизмов.

Анализ совместной работы привода и тормозных механизмов подтвердил известное положение о существенном влиянии различия статических и динамических характеристик дисковых и барабанных тормозов на эффективность управления тормозной системой. Однако вопрос с количественной характеристике неравномерности нагруженности передних дисковых и задних барабанных тормозов и однозначной возможности ее устранения, как показал анализ работ Беленьского Ю.Б., Бухарина Н.А., Генбома Б.Б., Грэдескула А.Б., Машенко А.Ф., Метлюка Н.Ф., Оржевского И.С., Розанова В.Г., Федосова А.С., Millner N., Parsons B., Odier J., Jahn M., остается пока нерешенным. Не ясно также, в какой мере смешанная тормозная система может удовлетворять отмеченным выше тенденциям в развитии конструкций легковых автомобилей в ближайшее время.

Выполненный анализ наиболее вероятных режимов использования тормозных систем, а также обзор совокупности требований к управлению тормозами автомобиля с учетом предельных возможностей системы автомобиль-водитель-дорога, позволил выделить динамические свойства тормозной системы как основной параметр, влияющий на качество протекания процесса торможения.

Из большого числа работ, направленных на изучение тормозной системы как объекта автоматического регулирования, можно выделить исследования Морозова Е.И., Метлюка Н.Ф., Петрова В.А., Автушко В.П., Будько И.И., Козлова Ю.Ф., Schäfer T., Nieknorff, Fisher B., посвященные изучению динамических характеристик элементов тормозной системы.

Как правило, во всех выполненных работах исследовались динамические процессы, происходящие в отдельных составных частях тормозной системы (тормозные механизмы, тормозной привод), либо в ограниченных туликовых участках. Причем, оценка характеристик тормозной системы осуществлялась по виду передаточной функции отдельных изолированных звеньев, состоящих, как правило, из участка тормозной магистрали и тормозного механизма, что не позволяло оценить качественный характер процессов, происходящих одновременно в различных независимых контурах тормозной системы с раздельным гидроприводом и разнотипными тормозными

механизмами на передней и задней осях автомобиля и создать адекватную динамическую модель тормозного управления.

На основе выполненного обзора и анализа работ были сформулированы следующие задачи исследования.

1. Установить наиболее общие закономерности эффективного применения смешанной тормозной системы в зависимости от конструктивных параметров автомобиля.

2. Определить рациональные области применения различных вариантов разделения контуров тормозного привода и оценить влияние схемы его разделения на выходные характеристики смешанной тормозной системы.

3. Оценить эффективность дисковых и барабанных тормозных механизмов при их совместном использовании в тормозных системах легковых автомобилей; определить причины их различной нагруженности и установить возможности ее снижения.

4. Исследовать динамические характеристики смешанной тормозной системы с целью выявления характера протекания процесса торможения в различных контурах раздельного гидропривода тормозов.

5. Получить передаточную функцию смешанной тормозной системы, адекватно описывающую динамические процессы в различных контурах гидравлического тормозного привода и позволяющую выработать и обосновать рекомендации по определению его рациональных параметров.

Вторая глава посвящена определению наиболее общих закономерностей применения смешанной тормозной системы в зависимости от конструктивных параметров автомобиля с учетом обеспечения эффективности торможения запасным контуром, как следствия варианта разделения гидравлической тормозной системы на независимые участки привода.

Для решения первой задачи исследований – определения наиболее общих закономерностей применения смешанной тормозной системы – использовались статистические методы, позволяющие выявить наиболее общие тенденции и закономерности применения существующих систем тормозных механизмов, определить границы их эффективного использования и условия перехода к качественно новым конструкциям тормозных систем с учетом современных тенденций мирового автомобилестроения. Кроме того, результаты перио-

ческого (с интервалом 5...7 лет) проведения такого рода исследований, по мере накопления информации, могут служить базой для формирования и построения в дальнейшем детерминированных вероятностных и аддитивных предсказывающих систем, позволяющих осуществлять прогнозирование развития конструкций тормозных систем.

В статистическое исследование было включено 317 моделей легковых автомобилей различных классов и компоновочных схем, выпускаемых после 1980 года, тормозные механизмы которых расположены внутри обода колеса, а тормозные системы удовлетворяют существующим нормативам на тормозные качества. При этом в статистическом анализе принимали участие следующие системы тормозных механизмов: смешанная (Д/Б и ВД/Б), при которой на передней оси установлены дисковые сплошные (Д) или вентилируемые (ВД) тормозные механизмы, а на задней - барабанные, и дисковая (Д/Д, ВД/Д, ВД/ВД), при которой на обеих осях автомобиля установлены сплошные или вентилируемые дисковые тормозные механизмы.

Обработка информационных массивов с числовыми параметрами автомобилей и различными системами и подсистемами тормозных механизмов производилась по известной методике обработки статистических данных, примененной в работах Гредескула А.Б., Федосова А.С., Матвиенко В.Ю., позволяющей получить гистограммы частот попаданий в интервалы, определяемые по максимальному и минимальному значениям оцениваемых показателей. Кроме этого вычислялись такие основные статистические оценки, как математическое ожидание, дисперсия и среднеквадратическое отклонение. Обработка информационных массивов данных производилась на ЭВМ ЕС-1020.

Статистический анализ применимости системы тормозных механизмов на легковых автомобилях мирового производства и их ранжирование были проведены в функции максимального значения кинетической энергии  $J$ , подлежащей рассеиванию в процессе торможения, а также полной массы автомобилей  $G$  (рис. I).

Гистограммы применимости систем тормозных механизмов в функции максимальной кинетической энергии и полной массы автомобилей были получены как для различных стран - основных производителей легковых автомобилей, так и для различных компоновочных схем автомобилей.

В результате проведения статистических исследований установлено:

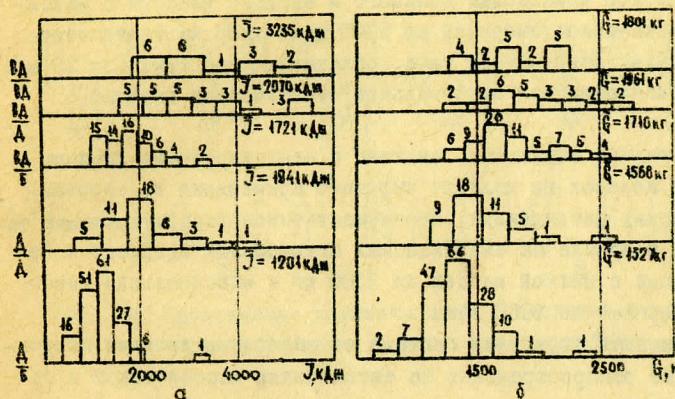


Рис. I. Гистограммы применимости систем тормозных механизмов на легковых автомобилях мирового производства (цифры на гистограммах показывают количество моделей автомобилей в заданных интервалах значений аргументов).  
а - по распределению максимальной кинетической энергии,  
б - по распределению полной массы

1. Однотипная система тормозных механизмов, использующая барабанные тормоза на всех колесах, на новых моделях легковых автомобилей не применяется ввиду низкой эффективности.

2. Однотипная тормозная система тормозных механизмов с дисковыми тормозами на всех колесах применяется как правило на автомобилях с классической компоновочной схемой среднего и большого классов, с полной массой до 2700 кг и максимальной кинетической энергией 4300 кДж, а также на переднеприводных автомобилях малого и среднего классов с полной массой до 1900 кг и максимальной кинетической энергией 2200 кДж.

3. Использование вентилируемых дисков как на передних, так и на задних колесах обусловлено исключительно необходимости рассеивания значительных величин кинетической энергии при

торможении. Система дисковых тормозных механизмов, оснащенная вентилируемыми дисками находит применение на тяжелых автомобилях классической компоновки большого и высшего классов с максимальной кинетической энергией до 5000 кДж, либо на заднемоторных автомобилях спортивного типа, обладающих высокими (до 70 м/с) скоростями движения при максимальной кинетической энергии 5500 кДж.

4. Смешанная тормозная система с вентилируемыми дисками на передних колесах не находит широкого применения на европейских и японских автомобилях. Преимущественное распространение такая система получила на американских автомобилях среднего и большого классов с полной массой до 2300 кг и максимальной кинетической энергией до 3500 кДж.

5. Смешанная тормозная система со сплошными дисками получила наибольшее распространение на автомобилях классической и переднеприводной компоновочных схем особо малого и малого классов с полной массой до 1500 кг, максимальной скоростью до 40 м/с и максимальной кинетической энергией до 1800 кДж.

Выполнение нормативных требований по эффективности торможения зависит от возможностей тормозной системы по реализации сцепного веса автомобиля при торможении запасным контуром, как следствие принятого варианта разделения гидравлической тормозной системы на независимые участки привода. Причем каждый из вариантов (рис. 2), обладая определенными преимуществами и недостатками, может эффективно применяться на автомобилях с определенной компоновочной схемой.

Рассматривая каждую из схем разделения тормозной системы на независимые контуры как с конструктивной точки зрения, так и с позиции их эффективности и сохранения устойчивости автомобиля при торможении одним контуром, получаем условия применения различных вариантов разделения тормозного привода.

Для вариантов I и Ia (осевое разделение контуров):

$$\frac{[j]}{\varphi g} \left(1 - \varphi \frac{h}{L}\right) < \frac{b}{L} < 1 - \frac{[j]}{\varphi g} \left(1 + \varphi \frac{h}{L}\right) \quad (1)$$

где  $[j]$  — регламентируемая величина установившегося замедления при торможении одним контуром,  $[j] = 3,0 \text{ м/с}^2$ ;

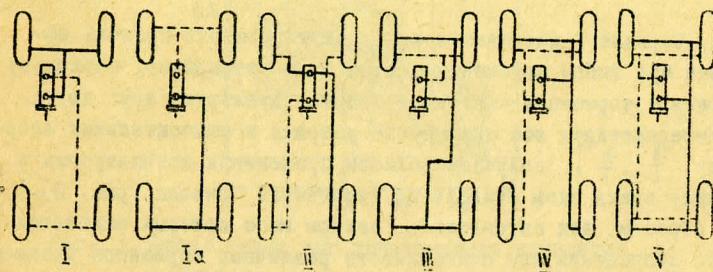


Рис. 2. Применяемые варианты схем разделения контуров тормозного привода легковых автомобилей

$\varphi$  — коэффициент сцепления колес с дорогой,  $\varphi > 0,8$ ;

$g$  — ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$b$  — расстояние от задней оси до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость;

$h$  — высота центра масс автомобиля;

$L$  — база автомобиля.

2. Область применения варианта II (диагональное разделение контуров) совпадает с областью применения варианта I (Ia), причем наилучшие условия использования этого варианта разделения контуров тормозного привода определяются из условия:

$$\frac{b}{L} = \frac{1}{2} \left(1 - \varphi \frac{h}{L}\right) \quad (2)$$

3. Эффективное применение разделения контуров по варианту II возможно при условии получения регламентируемого замедления только тормозами передней оси. Для этого необходимо выполнение условия:

$$\frac{b}{L} = \frac{[j]}{\varphi g} \left(1 - \varphi \frac{h}{L}\right) \quad (3)$$

4. Условие применения схемы разделения контуров по варианту IV определяется неравенством:

$$\frac{1}{2}(1-\varphi \frac{h}{L}) < \frac{1}{L} < 1 - \varphi \frac{h}{L} \quad (4)$$

5. Вариант У разделения контуров тормозного привода эффективен при любом положении центра масс автомобиля, поскольку оба контура тормозной системы полностью дублируют друг друга.

Интерпретируя все полученные условия в относительных координатах  $\frac{h}{L}$ , получаем области применения используемых в настоящее время схем разделения тормозного привода (рис. 3). Таким образом, для автомобилей, центры масс которых находятся в области совпадения зон применимости различных вариантов разделения контуров тормозного привода, возможно применение конструкции привода, удовлетворяющей условиям простоты, надежности и меньшей стоимости. Эффективность торможения конкурирующих запасных тормозных систем в этом случае будет одинакова.

Нетрудно видеть, что наиболее приемлемыми вариантами разделения контуров тормозного привода на автомобилях массового производства являются схемы I, Ia и II. Область их применения охватывает практически все компоновочные решения автомобилей особо малого, малого и отчасти среднего классов. Обладая достаточной эффективностью при торможении запасным контуром, невысокой металлоемкостью и простотой конструкции, эти варианты разделения тормозного привода позволяют достаточно просто осуществлять регулирование тормозных сил, а ограниченное количество трубопроводов и гибких шлангов, обуславливающие меньшую податливость тормозной системы, позволяет обходиться на автомобилях особо малого класса, а в некоторых случаях и малого классов без усилителя. Это позволяет повысить такие функциональные качества тормозной системы как быстродействие и следящее действие.

Третья глава посвящена комплексному экспериментальному исследованию смешанной тормозной системы, определению количественных характеристик нагруженности дисковых и барабанных тормозов с учетом особенностей гидравлического тормозного привода и установлению характера изменения распределения тормозных сил в смешанной тормозной системе.

Критерием оценки совершенства тормозной системы была выбрана степень неравномерности нагруженности тормозных механизмов

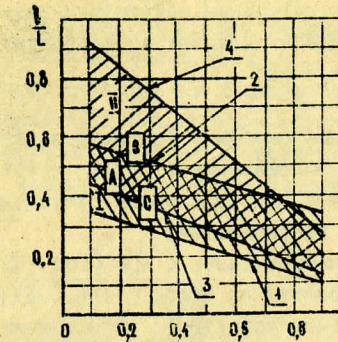


Рис. 3. Общая схема зон применимости вариантов разделения контуров тормозного привода.

- I - зона применения вариантов I, Ia и II,
- II - зона применения варианта IV,
- I - линия, ограничивающая зоны применения вариантов I, Ia, II и III,
- 2 - линия, ограничивающая зону применения вариантов I, Ia и II,
- 3 - линия, неилучшего применения варианта II и ограничивающая применение варианта IV,
- 4 - линия, ограничивающая применение варианта IV.
- A,B,C - области расположения координат центра масс автомобилей классической, переднеприводной и заднемоторной компоновочных схем,

передних и задних колес автомобиля, определяемая температурой нагрева деталей тормозов. При этом причины различия нагрузкенности разнотипных тормозных механизмов очевидны – их статическими характеристиками и величиной потерь на трение в раздельном гидравлическом приводе.

На основании выполненных статистических исследований применимости систем тормозных механизмов на легковых автомобилях были выбраны объекты экспериментального исследования – автомобили особо малого класса – ЗАЗ-1102 и Ford Fiesta (ФРГ), использующие смешанную тормозную систему, схему разделения контуров тормозного привода по варианту II и имеющие различную конструкцию дисковых тормозных механизмов.

Кроме того, для получения обобщенных результатов по статическим характеристикам дисковых и барабанных тормозов были выбраны следующие их типы:

1. Дисковые -

- а) с охватывающей скобой с прямым замыканием колодок на суппорт с открытыми направляющими (Ford Fiesta, Fiat -I25P);
- б) с охватываемой скобой с прямым замыканием колодок на суппорт с закрытыми направляющими
- с внешним расположением скоб (Girling Colette);
- с внутренним расположением скоб (ЗАЗ-II02);
- с неподвижной скобой-суппортом с оппозитными цилиндрами (типа Girling).

2. Барабанные -

- тормоз с равными силами типа simplex (задние тормозные механизмы автомобилей ГАЗ-24, ЗАЗ-II02, ЗАЗ-968М, Ford Fiesta, Москвич-2140 с регуляторами зазоров);
- тормоз с разнесенными опорами типа duplex (передний тормоз ЗАЗ-968А).

Потери на трение в раздельном гидравлическом приводе определялись для главных тормозных цилиндров тандемного типа автомобилей ЗАЗ, ЗАЗ, АЗЛК, имеющих внутренние диаметры 19,05 мм и 21 мм.

Проведенные испытания тормозных качеств автомобилей переднеприводной компоновочной схемы в условиях затяжного и скоростного горного спуска показали, что качественная характеристика неравномерности нагруженности тормозов может изменяться в функции конструктивных особенностей тормозной системы и режима торможения.

Наиболее нагруженным для передних дисковых тормозных механизмов является режим затяжного спуска. В этом случае температура дисковых тормозов может достигать 320...370°C, в то время, как барабанные тормозные механизмы остаются практически "холодными"; их температура при всех видах испытаний не превышает 80...120°C.

Такое различие энергонагруженности передних и задних тормозов вызывается различием их статических характеристик, определяющих неспособность барабанных тормозных механизмов эффективно реализовывать управляющее воздействие и увеличивать долю преобразуемой в тепло кинетической энергии автомобиля при совместной

работе с дисковыми тормозными механизмами, что особенно выражено при служебных торможениях.

Различие статических характеристик между дисковыми и барабанными тормозными механизмами определяется участком I (рис.4), величина которого зависит от давления срабатывания барабанных тормозных механизмов, и может составлять значительную величину (до 1,0 МПа).

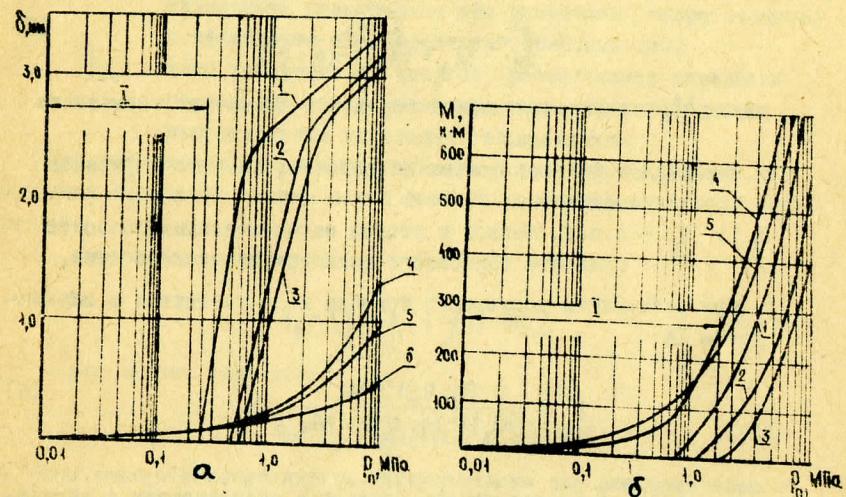


Рис. 4. Зависимость перемещения поршней рабочих цилиндров (а) и развиваемых тормозных моментов (б) от приводного давления для барабанных (1,2,3) и дисковых (4,5,6) тормозных механизмов

Кроме того, потери на трение в контурах раздельного гидравлического привода, осуществляющего с помощью главных тормозных цилиндров тандемного типа различны. Это различие характерно практически для всего диапазона рабочих давлений в тормозной системе, однако особенно велико при служебных торможениях (1...2,0 МПа), когда величина потерь между контурами составляет 10...18%. При экстренных торможениях эта разница снижается до 7...8%.

Принимая во внимание полученные экспериментальные статистические характеристики тормозных механизмов и величины потерь на трение в различных контурах тормозного привода, нетрудно прийти к заключению, что истинное распределение тормозных сил  $\beta_i$  отличается от расчетного (теоретического)  $\beta_T$  и для различных вариантов разделения контуров тормозного привода будет различно. Так, при разделении тормозного привода в соответствии с вариантом I:

$$\beta_i^I = \frac{\sum M_A}{M_A + M_B [1 - (\eta_1 - \eta_2)]} \quad (5)$$

где  $M_A$  - тормозной момент переднего дискового тормозного механизма;

$M_B$  - тормозной момент заднего барабанного тормозного механизма;

$\eta_1$  и  $\eta_2$  - к.п.д. первой и второй нагнетательных полостей главного тормозного цилиндра tandemного типа.

- при разделении тормозного привода в соответствии с вариантом IIa:

$$\beta_i^{IIa} = \frac{[1 - (\eta_1 - \eta_2)] \sum M_A}{M_A [1 - (\eta_1 - \eta_2)] + M_B} \quad (6)$$

- при разделении тормозного привода в соответствии с вариантом II

$$\beta_i^{II} = \frac{M_A + M_A [1 - (\eta_1 - \eta_2)]}{\{M_A + M_A [1 - (\eta_1 - \eta_2)]\} + \{M_B + M_B [1 - (\eta_1 - \eta_2)]\}} \quad (7)$$

Таким образом, процесс совместной работы дисковых и барабанных тормозных механизмов можно представить в виде трех этапов:

I. Торможение осуществляется исключительно дисковыми тормозами, при этом  $\beta_i = I$ .

II. Торможение осуществляется дисковыми и барабанными тормозными механизмами  $\beta_i \rightarrow \beta_T$ .

III. Торможение осуществляется дисковыми и барабанными тормозами при номинальном значении  $\beta_T$ .

Очевидно, что наличие диапазона давлений, в котором распределение тормозных сил отлично от расчетного приводит к повышению нагруженности передних дисковых тормозов, которое можно оценить коэффициентом нагруженности:

$$\chi = \frac{A_{\beta_T}}{A_{\beta_i}} \quad (8)$$

где  $A_{\beta_T}$  - доля кинетической энергии, рассеиваемой передними тормозными механизмами при расчетном (теоретическом) коэффициенте распределения тормозных сил;

$A_{\beta_i}$  - доля кинетической энергии, рассеиваемая передними тормозными механизмами при истинном коэффициенте распределения тормозных сил.

Действительную энергомагруженность тормозных механизмов для смешанных тормозных систем можно оценить с помощью следующих соотношений:

- для передних тормозов:

$$A_D = [\beta_T + \beta_T (1 - \chi)] \cdot 100\% \quad (9)$$

- для задних тормозов:

$$A_B = \{1 - [\beta_T + \beta_T (1 - \chi)]\} \cdot 100\% \quad (10)$$

при этом значения коэффициента нагруженности для реальных тормозных систем, рассчитанные с помощью обобщенных теоретических кривых распределения давления в тормозном приводе, полученных Волковым В.Л. при исследовании режимов работы тормозных систем легковых автомобилей, следует принимать в зависимости от варианта разделения тормозного привода (таблица I).

Наличие регулятора тормозных сил в контурах задних тормозных механизмов, как показали расчеты, практически не влияет на характер изменения распределения тормозных сил в смешанных тормозных системах, хотя, конечно, снижение при этом величины  $\beta_T$  несколько увеличивает нагруженность задних барабанных тормозов. В то же время, наличие диапазона давлений в приводе, в котором рассеивание кинетической энергии автомобиля при торможении происходит исключительно дисковыми тормозами, приводит к некоторому недопользованию возможностей барабанных тормозов при регулировании тормозных сил (рис. 5). Достаточно очевидно, что достижение расчетного

Таблица I

Коэффициент нагруженности для различных вариантов разделения контуров тормозного привода

Вариант разделения тормозного привода	
Вариант I	0,778...0,800
Вариант II	0,800...0,824
Вариант Ia	0,816...0,840

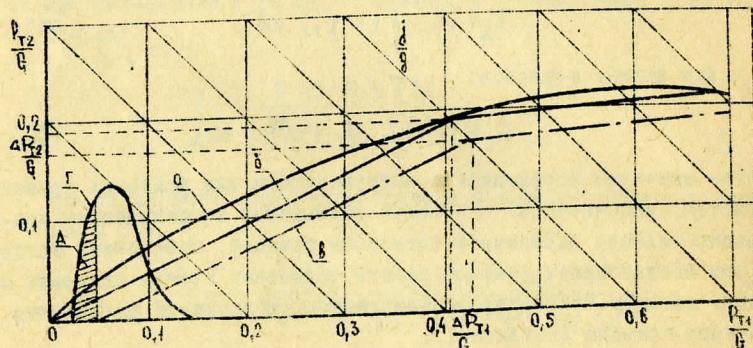


Рис. 5. Характеристики регулирования переднеприводного легкового автомобиля, использующего смешанную тормозную систему.

а - идеальная, б - расчетная, г - истинная,  
г - наиболее вероятная область распределения тормозных сил при торможении, д - диапазон, в котором рассеивание кинетической энергии происходит исключительно дисковыми тормозными механизмами

замедления  $\frac{d}{dt}$  происходит при завышенном значении тормозной силы передней оси при одновременном уменьшении нагруженности задних тормозов.

Все проведенные расчеты по определению коэффициентов нагруженности были выполнены в относительных координатах удельных тормозных сил, что позволяет распространить полученные результаты на тормозные системы легковых автомобилей с дисковыми передними и барабанными задними тормозными механизмами.

Четвертая глава посвящена изучению динамических характеристик и идентификации тормозной системы. Под идентификацией подразумевается нахождение математической модели динамической системы, включая численные значения констант.

В результате анализа существующих методов идентификации систем и приемлемых в техническом отношении средств достижения поставленной цели - получения достаточно точной динамической модели тормозного управления - был выбран метод экспериментальной идентификации, основанный на использовании частотных, ступенчатых и импульсных воздействий.

Для реализации поставленных целей и решения задач исследования была создана экспериментальная установка, позволяющая формировать на входе исследуемого объекта гармонические колебания в диапазоне 0...70 Гц и обладающая независимостью выходного установившегося сигнала от заданной частоты. Кроме того с помощью созданной установки возможно генерирование импульсных и ступенчатых воздействий, позволяя, например, аппроксимировать функцию Дирака импульсом с  $\Delta t = 0,01$  с.

В качестве объекта исследования была использована тормозная система автомобиля ЗАЗ-1102. Экспериментальные исследования проводились для двух типов тормозных магистралей, имеющих стандартные внутренние диаметры трубопроводов 3,2 мм и 4,6 мм, при различных схемах разделения тормозного привода и реальных длинах тормозных магистралей.

В качестве входного воздействия использовался поток масла, подаваемый на первый поршень главного тормозного цилиндра, при этом на выходе тормозной системы регистрировались тормозные моменты дискового и барабанного тормозов, для чего разнотипные тормозные механизмы устанавливались одновременно на противоположные концы вала инерционной массы стендса.

Обработка результатов эксперимента проводилась методами гармонического анализа с помощью ЭВМ EC-1020.

В результате экспериментальных работ были получены частотные характеристики тормозной системы с приводом прямого действия при диагональном (рис. 6) и осевом разделении его контуров. Качественный характер процессов при осевом разделении привода аналогичен приведенным на рис. 6 частотным характеристикам.

С помощью методов определения динамических характеристик по экспериментальным данным была получена передаточная функция тормозной системы в виде

$$G(s) = \frac{1}{T_2 s + 1} \cdot \frac{K}{T_1^2 s^2 + 2\xi T_1 s + 1} \quad (II)$$

где  $T_1$  и  $T_2$  - постоянные времени тормозной системы ( $T_1 = 0,002 \dots 0,005$  с;  $T_2 = 0,001 \dots 0,015$  с);

$K$  - коэффициент усиления (для дисковых тормозных механизмов  $K_d = 0,6 \dots 0,8$ ; для барабанных -  $K_b = 0,2 \dots 0,35$ );

$\xi$  - коэффициент относительного демпфирования ( $0,2 < \xi < 0,75$ );

$s$  - оператор Лапласа.

Вычисленные в соответствии с (II) логарифмические амплитудно- и фазочастотные характеристики хорошо сопоставимы с результатами экспериментальных исследований. В области амплитудных характеристик ошибка не превышает 1 дБ, а фазовые отклонения вычислены с точностью от  $-2^\circ$  до  $-18^\circ$  для различных случаев, что свидетельствует об адекватности полученной динамической модели тормозного управления.

Принимая во внимание исследования Булько И.И. и Fisher D., структурную схему тормозной системы в соответствии с передаточными функциями образующих ее элементов управления можно представить в виде:

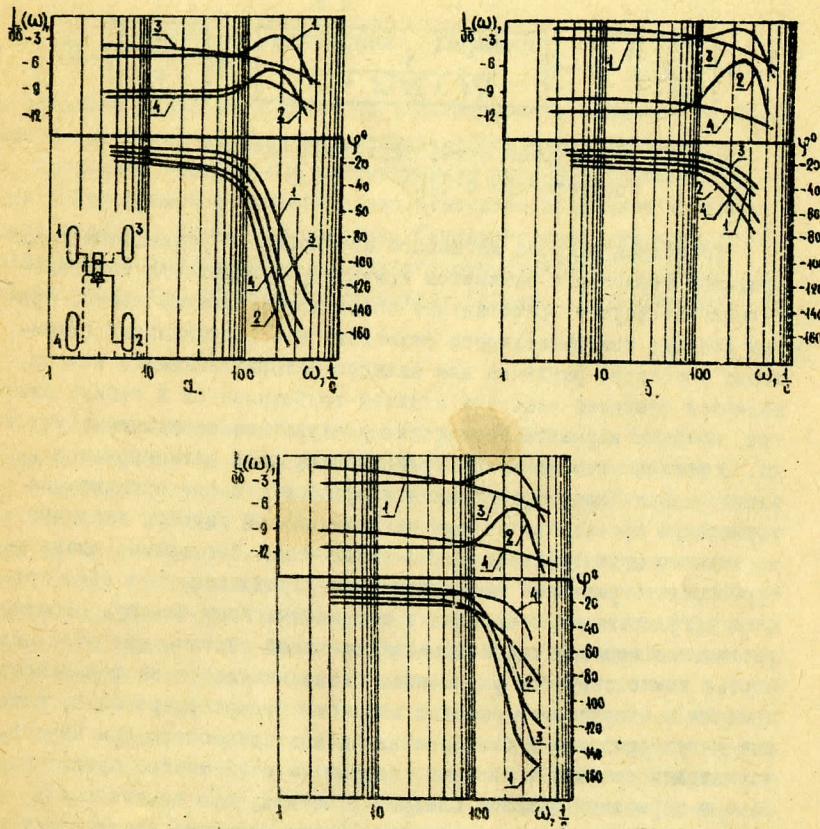


Рис. 6. Частотные характеристики смешанной тормозной системы при диагональном разделении контуров тормозного привода.

- а) внутренний диаметр трубопроводов 3,2 мм,
- б) внутренний диаметр трубопроводов 4,6 мм,
- в) внутренний диаметр трубопроводов к передним тормозам 3,2 мм, к задним - 4,6 мм

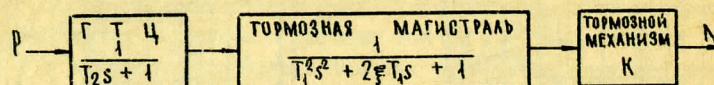


Рис. 7. Структурная схема тормозной системы в соответствии с (II)

Тормозная система легкового автомобиля с раздельным гидроприводом тормозов в замкнутом контуре регулирования водитель-автомобиль-дорога представляет собой колебательное звено. Причем степень колебательности отдельных его составляющих (типових участков) различна для каждого затормаживаемого колеса, является функцией диаметра и длины трубопроводов и гибких шлангов, а также варианта разделения контуров на независимые участки. С увеличением диаметра трубопровода риск возникновения значительных перерегулирований возрастает, а при организации тормозного привода от первой нагнетательной полости главного тормозного цилиндра становится неизбежным. Уменьшение диаметра трубопровода улучшает характеристики управления, при этом процесс регулирования стремится к апериодическому закону. Некоторое увеличение времени срабатывания тормозной системы при этом полностью компенсируется улучшением следящего действия тормозного привода и отсутствием высоких значений перерегулирования, которые могут привести к блокированию колес автомобиля при неуставновившейся реакции тормозной системы на ступенчатое приложение силы к тормозной педали. Следует отметить, что динамическая модель смешанного тормозного управления получена при условии отсутствия размыкания трения тормозных механизмов. Поэтому явно выраженная неидеальность в виде сухого трения, засыпки нечувствительности и зазоров в тормозной системе учитывается как нелинейность, а не как чистое запаздывание. Этот эффект создает последовательное включение апериодического и колебательного звеньев. Введение запаздывания во времени начала изменения тормозных моментов в передаточную функцию (II) и получение ее в виде

$$G(s) = \frac{K e^{-Ts}}{T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1} \quad (II)$$

как показали результаты расчетов и последующего анализа, не приводит к адекватному описанию полученных частотных характеристик, поскольку, оставшееся постоянным во всем последующем процессе чисто временное запаздывание полностью подавляет динамические свойства тормозной системы. Следовательно, учитывая результаты работы Будько И.И., передаточную функцию (II) можно рекомендовать как универсальную модель тормозного управления.

#### ВЫВОДЫ

1. Статистическое исследование применимости систем тормозных механизмов на легковых автомобилях мирового производства показало, что переход к конструкциям тормозных систем, имеющих дисковые тормоза по крайней мере на передней оси, практически завершен. Полученные диапазоны изменения критериев статической нагруженности тормозных механизмов позволяют на стадии предварительного проектирования оценить создаваемую конструкцию и назначать систему тормозных механизмов в зависимости от исходных параметров автомобиля.

2. Проведенные аналитическое и экспериментальное исследования эффективности различных вариантов разделения гидравлического привода тормозов и полученные области наиболее рационального их применения позволяют назначать в зависимости от компоновочных решений автомобиля схему разделения контуров тормозного привода, удовлетворяющую условиям простоты, надежности и меньшей стоимости при сохранении нормативной эффективности торможения запасным контуром.

3. Смешанная тормозная система не позволяет в силу организационных недостатков эффективно использовать возможности задних тормозных механизмов для преобразования и рассеивания кинетической энергии тормозящего автомобиля при служебных торможениях и затрудняет эффективное применение регуляторов тормозных сил. Это приводит к тому, что до 90% кинетической энергии автомобиля при служебных торможениях рассеивается исключи-

тельно передними дисковыми тормозными механизмами, что является причиной их высокой нагруженности.

Задние тормозные механизмы даже при движении автомобиля в тяжелых горных условиях остаются практически "холодными".

4. Совместное использование дисковых и барабанных тормозов в тормозных системах с постоянным регулированием тормозных сил неэффективно. Разработку эффективного дискового тормоза для задних колес легковых автомобилей малого и особо малого классов, совмещающего функции стояночного тормоза и обладающего хорошей защитой от попадания грязи, следует, по-видимому, рассматривать как необходимое условие дальнейшей модернизации легковых автомобилей.

5. Статические характеристики главного тормозного цилиндра тандемного типа влияют на характер распределения тормозных сил при служебных торможениях. Применение схемы разделения тормозного привода в соответствии с вариантом Ia повышает эффективность задних тормозных механизмов на 3...5% по сравнению с остальными при сохранении условия опережающего блокирования передних колес при торможении.

6. Передаточная функция тормозной системы, полученная в результате идентификации, удовлетворительно описывает динамические характеристики раздельной тормозной системы и может быть рекомендована как универсальная динамическая модель тормозного управления.

Полученные динамические характеристики тормозной системы показывают, что процесс торможения в системах с раздельным гидроприводом тормозов носит колебательный характер. Степень колебательности отдельных тупиковых участков привода различна для каждого затормаживаемого колеса и является функцией конструктивных параметров гидропривода. При этом с увеличением внутреннего диаметра трубопроводов риск возникновения значительных перегулирований возрастает, а при организации тормозного привода от первой нагнетательной полости главного тормозного цилиндра становится неизбежным. Уменьшение внутреннего диаметра трубопровода приводит к некоторому увеличению времени срабатывания тормозной системы при одновременном улучшении ее следящего действия и значительном уменьшении эффекта перегулирования.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

1. Федосов А.С., Скляров В.Н., Булавкин А.С. Экспериментальные частотные характеристики главных тормозных цилиндров легковых автомобилей. - Э.И. Конструкции автомобилей. М.: НИИНавтопром, 1981, № 3.
2. Федосов А.С., Будько И.И., Скляров В.Н., Булавкин А.С. Определение возможности снижения материалоемкости трубопроводов тормозного привода легковых автомобилей. Харьков, 1982, деп. в НИИНавтопроме № 693ап-Д82, в сб. "Депонированные рукописи" № 6(128), 1982, с. 73.
3. Булавкин А.С. Исследование динамических характеристик тормозных систем легковых автомобилей. Харьков, 1982, деп. в НИИНавтопроме № 834ап-Д83, в сб. "Депонированные рукописи" № 6 (140), 1983, с. 92.
4. Федосов А.С., Будько И.И., Булавкин А.С. Определение причин низкой эффективности барабанных тормозных механизмов при служебных торможениях. Харьков, 1983, деп. в НИИНавтопроме № 850ап-Д83, в сб. "Депонированные рукописи" № 9 (143), 1983, с. 83.
5. Булавкин А.С. О к.п.д. раздельного гидропривода тормозов легковых автомобилей. Харьков, 1983, деп. в НИИНавтопроме № 833ап-Д83, в сб. "Депонированные рукописи" № 10(144), 1983, с. 82.
6. Федосов А.С., Подригalo М.А., Булавкин А.С. Зоны применимости схем разделения контуров тормозного привода легковых автомобилей. Харьков, 1983, деп. в НИИНавтопроме № 883ап-Д83, в сб. "Депонированные рукописи" № 10(144), 1983, с. 82.
7. Исследование нагруженности тормозных механизмов и совершенствование тормозного привода автомобиля ЗАЗ-II02: Отчет/ХАДИ, руководитель темы, к.т.н., доцент Федосов А.С. Исполнители Будько И.И., Булавкин А.С., инв. № 0083364. Харьков: 1982, - 72 с.
8. Исследование тормозной системы автомобиля ЗАЗ-II02: Отчет/ХАДИ, руководитель темы д.т.н., проф. Гредескул А.Б. Исполнители Федосов А.С., Матвиенко В.Ю., Будько И.И., Подригalo М.А., Булавкин А.С. и др.: инв. № Б973054, - Харьков, 1980, III с., (сб. рефератов НИР и ОКР "Транспорт", 1983, № 3).
9. Исследовать долговечность дисковых тормозных механизмов автомобилей ГАЗ: Отчет/ХАДИ, руководитель темы д.т.н., проф. Гредескул А.Б. Исполнители Волков В.П., Булавкин А.С., и др.

инв. № ОЗЛ020. - Харьков, 1981, 75 с, (в сб. рефератов НИР и ОКР "Транспорт", 1983, № 10).

10. Создать и исследовать гидроусилитель тормозного привода для легковых автомобилей ГАЗ: Отчет/ХАДИ, руководитель темы д.т.н., проф. Греческул А.Б. Исполнители: Федосов А.С., Скляров В.Н., Булавкин А.С., Фаворов Н.Ю., инв. №Б926163.- Харьков, 1980, - 101 с, (сб. рефератов НИР и ОКР "Транспорт", 1981, № 12).

*Федосов*

Ответственный за выпуск доцент Будько И.И.

БЦ 16340 . Подписано к печати 7.12.1984 г.

Заказ 147. Тираж 100. Объем 1,0 усл. печ. лист.

Ротапринт ХАДИ, Харьков, ул. Петровского, 25.