М296978

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

ЩЕРЕНКОВ ГЕОРГИЙ МИХАЙЛОВИЧ

ПАРЫ ТРЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ СЦЕПЛЕНИЙ

(ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И ИСПЫТАНИЯ)

(05.05.03-АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ)

Диссертация написана на рувском языке

АВТОРЕФЕРАТ

ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ

ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Г.МОСКВА 1976

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

ЩЕРЕНКОВ ГЕОРГИЙ МИХАЙЛОВИЧ

НТБ МГТУ им Н.Э.Баумана
1296978
Щеренков Г.М. Пары трения

ПАРЫ ТРЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ СЦЕПЛЕНИЙ

(ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И ИСПЫТАНИЯ)

(05.05.03-АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ)

Диссертация написана на русском языке

№296978

АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Г.МОСКВА 1976

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском и конструкторско-технологическом институте асбестовых технических изделий (ВНИИАТИ), г.Ярославль.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Крагельский И.В.

доктор технических наук, профессор Александров М.П.

доктор технических наук, профессор Дибаков Н.Б.

Ведущее предприятие: Горьковский автомобильный завод

Автореферат разослан "14" июля 1976 года.

Защита диссертации состоится "18" ноября 1976 года. на заседании Специализированного Совета по машиностроению по адресу: 107005, г.Москва, Б-5, 2-я Бауманская ул., дом 5.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью просим направлять по указанному адресу.

С диссертацией ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Ученый секретарь Совета Н.Ф.Бочаров

Л-101258 от 18.VI.76, 2,1 п.л., Тип.МВТУ, Зак.1433, Тир 100

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

МВТУ им. Н. Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

Проблемы долговечности автомобилей привлекают к себе постоянное внимание отечественных и зарубежных ученых, конструкторов и технологов в связи с тем, что даже небольшое повышение её значений приносит большую экономическую эффективность для народного хозяйства, где автотранспорт - самое распространенное средство грузопассажирских перевозок.

Большое число экспериментально - теоретических работ по двигателям, ведущим мостам, шинам и другим агрегатам автомобиля явилось одной из главных предпосылок к существенному увеличению их долговечности. На этом фоне становится особенно заметным недостаточное внимание, которое уделяется исследованию сцеплений. В свете новых достижений фундаментальных наук и новых задач по повышению долговечности машин, ни основополагающие в этой области труды Е.А.Чудакова и А.К.Фрумкина, ни известные немногочисленные работы последних лет не могут восполнить существенных пробелов, относящихся к комплексной разработке вопросов теории, расчёта и испытаний автомобильных сцеплений и особенно их пар трения, определяющих в конечном счете долговечность этого узла и силового агрегата в целом.

Подобная постановка задачи исследования находится в полном соответствии с Основными направлениями развития народного хозяйства СССР, где определено, что дальнейшее повышение долговечности автомобилей и моторесурса их силовых агрегатов является проблемой, решение которой имеет важнейшее народно-хозяйственное значение.

Цель работы

Повышение показателей долговечности пар трения автомобильных сцеплений до уровня, определяемого современными требованиями за счёт разработки тех вопросов теории, расчёта и испытаний, которые требуются в конечном счёте для инженерного проектирования сцепления, оптимального использования в нем фрикционных материалов и прогнозирования срока службы пары трения в определенных условиях эксплуатации.

Методы исследований

Задача решалась с единой в научном и методическом отношении позиции на основе теоретических и экспериментальных исследований, критического анализа отечественной и зарубежной литературы и обоб-

щения производственного опыта.

В качестве основных предпосылок к теоретическому исследованию были использованы:

- адгезионно-деформационная теория трения;
- усталостная теория износа;
- гипотеза линейного суммирования относительных повреждений деталей, работающих при различных уровнях переменных нагрузок;
- гипотеза о максимальной температуре поверхности трения, как сумме начальной, объёмной и средней поверхностной температур и температуры вспышки;
- представление о случайном характере нагружения автомобильного сцепления.

Для повышения достоверности выводов и обоснованности практических рекомендаций в основу экспериментального исследования были положены следующие принципы.

1. Использование различных методов испытаний в натурных узлах: дорожные с использованием тензометрической аппаратуры, эксплуатационные и стендовые.
2. Использование различных объектов испытаний: практически все отечественные автомобильные сцепления послевоенного выпуска и практически все отечественные и многие зарубежные асбофрикционные материалы для накладок сцеплений.
3. Использование современной измерительной аппаратуры, современных методов исследования материалов и математико-статистических методов обработки экспериментальных данных с применением ЭВМ.
4. Использование разработанных унифицированных методов, как предпосылки для сравнения полученных результатов с результатами других исследователей.

Научная новизна работы

Впервые предложен пригодный для практики метод расчёта параметров процесса буксования автомобильного сцепления, что позволило разработать и получить на этой базе систему показателей нагруженности пар трения и, как следствие, надежную основу выбора характерных режимов работы сцепления, методику расчёта основных нагрузочных параметров, задаваемых при ускоренных стендовых испытаниях, метод расчёта долговечности накладок в определенных условиях эксплуатации, метод расчёта площади трения и размеров накладок. Разработан и создан комплекс оборудования для испытаний сцеплений и их пар трения, что позволило установить влияние параметров нагрузочного

режима, конструктивных особенностей узла и рецептурных и технологических факторов на показатели, определяющие работоспособность пары трения, а также исследовать причины основных дефектов пар трения и разработать эффективные рекомендации по их предупреждению.

В результате теоретических и экспериментальных исследований предложена методика проектного расчёта параметров пары трения автомобильного сцепления, в которой все параметры определяются однозначно, во взаимосвязи и с достаточной для практических целей точностью.

Практическая ценность работы

I. Разработанные для автомобильных сцеплений общие принципы исследования, суть которых состоит в рассмотрении процессов трения и износа и вопросов оптимального использования фрикционных материалов в неразрывной, взаимообусловленной связи с другими агрегатами и автомобилем в целом, а основа - в использовании основных положений теории и расчёта автомобиля, теории трения и износа и материаловедения, могут служить методологией экспериментально-теоретического исследования подобных узлов всех транспортных машин.

2. Предложенный метод расчёта параметров процесса буксования автомобильного сцепления, явился первым в отечественной практике методом, пригодным для стандартизации, что явилось следствием его успешного использования в работах ВНИИАТИ с ЗИЛ(ом), ГАЗ(ом), ЯМЗ, МеМЗ(ом), НАТИ и другими организациями по повышению надёжности и долговечности пар трения, в практике работы отрасли АТИ по оценке возможности применимости асбофрикционных накладок во вновь создаваемых транспортных машинах, в работе ВНИИАТИ по исследованию динамики нагруженности автомобильных сцеплений и в ряде других практических аспектах.

3. Результатом разработки метода расчёта нагрузок, задаваемых при стендовых испытаниях сцеплений и их пар трения, явилось создание первых в отечественной практике унифицированных методов, применяемых в настоящее время для исследования возможностей использования фрикционных материалов в новых узлах или новых машинах, для исследования влияния конструктивных особенностей сцепления на показатели надежности и долговечности пары трения, для определения срока службы пар трения в определенных условиях эксплуатации, для приемо-сдаточных испытаний выпускаемой продукции и ряда других целей.

4. Разработан и создан комплекс оборудования для испытаний сцеплений и их пар трения на испытательной станции ВНИИАТИ, включаю-

щий в себя два стенда типа СИКС, два стенда типа ИКС и стенд ИКАР-I. В настоящее время идет процесс внедрения стендов типа ИКС в различные отрасли промышленности, в результате чего изготовлены или находятся в стадии изготовления девять таких стендов, в том числе один экземпляр для поставки за границу.

5. Рекомендации, разработанные в результате исследования влияния конструктивных особенностей сцепления на показатели надёжности и долговечности пар трения автомобильных сцеплений, использованы при проектировании новых сцеплений на ряде автомобильных заводов и при создании новых фрикционных материалов во ВНИИАТИ.

6. Разработанная методика расчёта основных параметров пары трения использована при изыскании путей увеличения работоспособности автомобиля ЗАЗ-968, в результате чего долговечность его сцепления повышена в I,4 раза.

7. Экспериментально-теоретические исследования послужили основанием для внедрения в производство ряда новых накладок сцеплений для большинства массовых моделей отечественных автомобилей, что позволило существенно повысить их срок службы, а для сцеплений легковых автомобилей и автомобилей с дизельными двигателями - довести его до значений, сопоставимых со сроком службы силового агрегата.

8. Подтвержденный официальными документами годовой эффект от внедрения накладок сцеплений для легковых автомобилей и силовых агрегатов ЗИЛ и ЯМЗ составил 2431580 р., от внедрения девяти стендов ИКАР - [illegible] для испытаний по ОСТ.38-I41873 - 392000 р., от внедрения унифицированных методов испытания на стендах - 255230 р. и от использования рекомендаций по повышению срока службы сцеплений за счёт конструктивных факторов - 320090 р.

Публикация и апробация работы

Содержание работы опубликовано в 32-х печатных работах общим объёмом около I6 печатных листов и 3-х авторских свидетельствах на изобретение.

Основные разделы работы докладывались на научно-технических конференциях МАТИ (г.Москва, I965 год) и ВНИИАТИ (г.Ярославль, I967г.), на 4-х научно-технических семинарах "Трение, износ и методы испытаний фрикционных материалов" (г.Ярославль, I972-I974 гг.), на XУI научно-технической конференции ВЗПИ (г.Москва, I972г.), на Всесоюзной конференции по физико-химической механике контактного взаимодействия и фреттинг-коррозии (г.Киев, I973 г.), на семинарах "Стандартизация и унификация средств и методов испытаний на трение

и износостойкость" и "Фрикционные и антифрикционные пластмассы" (г.Москва, 1975г.), на научных семинарах кафедры "К-3" МВТУ им. Н.Э.Баумана (г.Москва, 1975 и 1976 гг.), на Учёном Совете ВНИИАТИ (г.Ярославль, 1975 и 1976 гг.).

Основные разделы апробированы в 35-и научно-технических отчётах, в 6-и диссертационных работах и в целом ряде руководящих документов (ОСТ(ы), технические требования, технические условия, методики, ГОСТ 1786-74).

Объём работы

Диссертация состоит из введения, 4-х глав, выводов, списка использованной литературы, содержащего 271 наименование и приложения. Работа изложена на 269 страницах машинописного текста с 31 таблицей, 122 рисунками и 13 приложениями на 14 страницах.

С О Д Е Р Ж А Н И Е Р А Б О Т Ы

Глава I "Конструктивные особенности современных автомобильных сцеплений и их пар трения" содержит два параграфа.

В § 1 "Тенденции развития автомобильных сцеплений" на основе анализа литературных данных изложена эволюция автомобильных сцеплений и показана неразрывная связь их конструктивных особенностей (способа создания и регулировки нажимного усилия, количества и типа ведомых дисков и т.д.) с работоспособностью пары трения. Отсюда следует, что требования, предъявляемые к современным автомобильным сцеплениям, предопределяют в основном и требования к материалам пар трения. Основными требованиями, которым подчинено дальнейшее развитие сцеплений грузовых автомобилей, являются: надёжная передача больших крутящих моментов двигателя, увеличение срока службы, до сдачи двигателя в капитальный ремонт, ликвидация точек смазки и регулировки, уменьшение энергозатрат на управление, что предполагает распространение 2-х дисковых сцеплений, сцеплений с диафрагменными пружинами или саморегулирующихся сцеплений, ведомых дисков упругого типа и приводов с усилителями. К сцеплениям легковых автомобилей будут и впредь повышаться требования к надёжности передачи крутящих моментов от двигателя на трансмиссию, к отсутствию точек смазки и регулировки и к повышению комфортабельности действия, что предполагает применение диафрагменных пружин, элементов или системы саморегулировки приводов, ведомых дисков упругого типа с демпфером крутильных колебаний.

В § 2 "Фрикционные материалы современных автомобильных сцеплений и тенденции их развития" на основе впервые предложенной классификации рассмотрены основные свойства, компоненты, технология и перспективы применения асбофрикционных материалов. Установлены возможные области применения фрикционных материалов и показано, что в настоящее время доля асбофрикционных материалов составляет около 95% и в будущем она, вероятно, уменьшится лишь незначительно за счёт некоторого расширения сферы применения металлокерамики. В связи с этим, пары трения с ассофрикционными накладками явились основным объектом исследования. Опыт исследования различных типов асбофрикционных накладок и анализ перспектив развития сырьевой и технической базы промышленности асбестовых технических изделий (АТИ) позволяет сделать вывод о том, что наиболее распространенными будут спирально-навитые накладки для сцеплений легковых автомобилей и, в порядке убывания, формованные и тканые с V- образной навивкой накладки для сцеплений грузовых автомобилей.

Глава II. "Теоретическое исследование процесса буксования автомобильного сцепления" состоит из 4-х параграфов.

В § I "Обзор работ и исследований по вопросу" сделан анализ трудов советских и зарубежных ученых по методам расчёта процесса буксования сцепления в том числе Е.А.Чудакова, А.К.Фрумкина, А.А.Филимонова, А.И.Мамлеева, Н.В.Диваксва, Ю.А.Ечеистова, В.А.Петрушова, П.П.Лукина, Л.А.Гивартовского, Б.В.Гольда, Г.С.Вильнера, Н.М.Михина, Н.А.Бухарина, А.Д.Крюкова, В.Я.Юденко, Н.А.Яковлева, Т.П.Ньюкомса, Х.Хассельгрубера, Г.Миттерлернера, М.Унтару, П.Д.Сима, что позволило сделать следующие выводы.

1. Большинство исследователей придерживается методов расчёта процесса буксования, предложенных Е.А.Чудаковым, основанных или на допущении постоянства момента трения сцепления или угловой скорости ведущих частей сцепления.

2. Группа методов, в которых процесс буксования разбивается на ряд отдельных этапов и Аб находится как сумма работ на этих этапах, не решает задачи получения однозначного результата, так как входящие в расчётные формулы величины определяются лишь путем эксперимента.

3. Методы, в которых при определении Аб делаются попытки учёта зависимости Мтр от различных факторов не решают удовлетворительно поставленную задачу, так как процесс включения сцепления, а следовательно и закономерности изменения Мтр, носят ярко выраженный

случайный характер, зависящий от множества трудноучитываемых факторов, в том числе и субъективных.

4. Ни в одном методе не учитываются теплофизические, физико-механические и износно-фрикционные свойства материалов пары трения, так как в противном случае метод будет лишен практической ценности, по причинам изложенным в предыдущем пункте.

5. Немногие попытки учёта конструктивных особенностей сцепления не могут считаться успешными, так как обычно предполагают использование параметров, которые можно определить только экспериментом в реальных узлах.

6. В современной отечественной инженерной практике нет общепризнанного метода расчёта параметров процесса буксования прежде всего из-за слабой сопоставимости расчётных и действительных значений искомых величин.

В связи с вышеизложенным в работе ставится задача создания метода расчёта основных параметров процесса буксования автомобильного сцепления, который бы удовлетворял следующим требованиям:

- конечные формулы должны давать однозначный результат, зависящий только от одного переменного;
- конечные уравнения должны быть применимы к наиболее распространенным случаям эксплуатации большинства современных автомобилей;
- точность расчёта по рекомендуемым формулам должна быть выше, чем в известных методах, а структура должна иметь вид, удобный для расчётов, в том числе на ЭВМ.

В § 2 "Установление зависимостей изменения параметров процесса буксования в реальных условиях" статистическими методами решалась задача нахождения исходных функций, которые требуются для определения Аб. К ним относятся зависимости момента трения $M_{тр}$ и угловых скоростей ведущих (ω_1) и ведомых (ω_2) частей сцепления от времени буксования ($t_б$).

Для этой цели была разработана классификация случаев буксования сцепления при трогании автомобиля с места, охватывающая наиболее вероятные условия эксплуатации наиболее распространенного в народном хозяйстве типажа автотранспортных средств и наиболее распространенные способы включения сцепления.

Было обработано более полутора тысяч осциллограмм, полученных нами, а так же Л.А.Гивартовским, П.П.Лукиным, А.И.Мамлеевым, А.Н.Мусиным, В.А.Петровым, А.И.Ягантом, Ю.Г.Стефановичем, ЗИЛ(ом), ЯМЗ, ф."Дейна" (США) и т.д.

Анализ показал, что все классифицированные случаи описываются четырьмя системами исходных уравнений.

а) Для наиболее распространенных случаев эксплуатации большинства автомобилей:

$$M_{тр}=M_{тр\,max}\left[1-\frac{(t-t_\delta)^2}{t_\delta^2}\right] \qquad \ldots\ldots\ldots \quad I$$

$$\omega_1=\omega_{max}-\left(t-\frac{t_\delta^2}{2}\right)^2\frac{4(\omega_{max}-\omega_н)}{t_\delta^2} \qquad \ldots\ldots\ldots \quad 2$$

$$\omega_2=\frac{At^3}{3J_2}+\frac{Bt^2}{2J_2}-\frac{M_c t}{J_2} \qquad \ldots\ldots\ldots \quad 3$$

Здесь: $A=-\left(\frac{M_{тр\,max}}{t_\delta^2}\right)$; $B=\frac{2M_{тр\,max}}{t_\delta}$;

$M_{тр_{max}}$ и ω_{max} - максимальные за процесс буксования значения момента трения и угловой скорости ведущих частей сцепления;

$\omega_н$ - начальное значение угловой скорости ведущих частей сцепления в процессе буксования;

J_2 и M_c - момент инерции автомобиля и момент сопротивления движению, приведенные к ведомому валу сцепления.

б) Для резкого включения сцепления:

$$M_{тр}=4M_{тр\,max}\frac{t}{t_\delta}\left(1-\frac{t}{t_\delta}\right) \qquad \ldots\ldots\ldots \quad 4$$

$$\omega_1=\omega_н\left(1-h\frac{t}{t_\delta}\right) \qquad \ldots\ldots\ldots \quad 5$$

$$\omega_2=\frac{4At^3}{3J_2}+\frac{Bt^2}{J_2}-\frac{M_c t}{J_2} \qquad \ldots\ldots\ldots \quad 6$$

Здесь: h - коэффициент, характеризующий наклон линии $\omega_1=f(t_\delta)$.

в) Случаи буксования сцепления при трогании грузовых автомобилей и автопоездов на подъёмах удовлетворительно описываются уравнениями I и 3 при $\omega_1=const$.

г) Для специфичных случаев трогания автопоездов и легковых автомобилей на максимально-допустимых (по технической характеристике) подъёмах пригодны уравнения I,3,5.

Анализ экспериментальных данных показал, что эти системы уравнений пригодны для описания процесса буксования сцеплений и устаревших и современных и перспективных моделей автомобилей, что позволяет сделать предположение об их универсальности.

В § 3. "Работа и мощность трения за процесс буксования сцепления" На основе полученных исходных уравнений излагается метод решения задачи, приводятся анализ полученных уравнений и результаты

сопоставления расчётных и действительных значений искомых величин. Были сделаны следующие допущения:

I. До включения сцепления ведомый вал неподвижен, т.е. $\omega_2 = 0$;

2. Внутренние моменты сопротивления трансмиссии равны нулю;

3. Момент сопротивления движению автомобиля $M_c = const$;

4. Ведомые и ведущие части системы абсолютно жестки, причем правомочность этого допущения для решения поставленной задачи доказана и теоретически, и экспериментально, и анализом литературных данных.

После подстановки зависимостей I - 6 в уравнение $A_б = \int_0^{t_б} M_{тр}\omega_1 dt - \int_0^{t_б} M_{тр}\omega_2 dt$, интегрирования и преобразований получены следующие зависимости для работы и времени.

Случай а:

$$A_б = M_{тр\,max}\frac{J_2\omega_н^2}{\frac{2}{3}M_{тр\,max} - M_c}\left(\frac{\frac{7}{5}h+1}{5} - \frac{M_{тр\,max} - \frac{15}{8}M_c}{3M_{тр\,max} - \frac{9}{2}M_c}\right) \quad \ldots\ldots 7$$

$$t_б = \frac{3J_2\omega_н}{2M_{тр\,max} - 3M_c} \quad \ldots\ldots 8$$

Случай б:

$$A_б = \frac{M_{тр\,max}J_2\omega_н^2(1-h)}{2M_{тр\,max} - 3M_c} \quad \ldots\ldots 9$$

$$t_б = \frac{3J_2\omega_н(1-h)}{2M_{тр\,max} - 3M_c} \quad \ldots\ldots 10$$

Случай в:

$$A_б = M_{тр\,max}\frac{J_2\omega_н^2}{\frac{2}{3}M_{тр\,max} - M_c}\left(\frac{2}{3} - \frac{M_{тр\,max} - \frac{15}{8}M_c}{3M_{тр\,max} - \frac{9}{2}M_c}\right) \quad \ldots\ldots 11,$$

а $t_б$ определяется из 8.

Случай г:

$$A_б = \frac{(1-h)M_{тр\,max}J_2\omega_н^2}{\frac{2}{3}M_{тр\,max} - M_c}\left[\frac{2}{3} - \frac{5}{12}h - (1-h)\frac{M_{тр\,max} - \frac{15}{8}M_c}{3M_{тр\,max} - \frac{9}{2}M_c}\right] \quad \ldots\ldots 12,$$

а $t_б$ определяется из 10.

Для многих целей исследования надежности и долговечности пар трения автомобильных сцеплений пригодна упрощенная формула:

$$A_б = \frac{M_{тр\,max}J_2\omega_н^2 h}{\frac{2}{3}M_{тр\,max} - M_c} \quad \ldots\ldots 13$$

При расчётах по этим формулам $Мтр_{max}$ определяется по скоростной характеристике двигателя при задаваемом значении $\omega_н$, а h - коэффициент, равный: в формуле 7 - 2,2 для автомобилей с карбюраторным двигателем и 1,1 для автомобилей с дизельным двигателем; в формуле 9 - 0,2; в формуле 12 - 0,6 для автопоездов и 0,4 для одиночных автомобилей; в формуле 13 - 1,23 для автомобилей с карбюраторным двигателем и 0,72 для автомобилей с дизельным двигателем.

Анализ конечных уравнений показывает, что работа буксования сцепления увеличивается с ростом $\omega_н$, J_2, h и Мс и уменьшается с увеличением $Мтр_{max}$. Установлены оптимальные соотношения этих параметров, при которых Аб имеет минимальное значение, равное 43-48% от работы двигателя за время буксования. Из уравнения 8 следует, что $t_б$ не зависит от закономерностей изменения ω_1, величины h и коэффициента запаса сцепления, что соответствует выводам, сделанным по этому вопросу Н.В.Дивиковым.

Главным критерием пригодности любого метода расчёта служит точность, которая в данном случае определялась сопоставимостью расчётных и действительных значений Аб. В диссертации приведено более 1000 сопоставлений, откуда определено, что относительная погрешность расчёта не превышает 20%. Достоверность этого предела доказывается тем, что он получен из сопоставления результатов расчёта с экспериментами, проведенными различными исследователями, по различным методикам, в разное время, на автомобилях различной конструкции (устаревших, современных и перспективных) отечественного и зарубежного производства.

В § 4 П главы "Теплообразование в паре трения при буксовании сцепления" на базе разработанного метода расчёта параметров процесса буксования и исследований А.В.Чичинадзе и Т.П.Ньюкомба, рассматриваются температурные характеристики, оказывающие наибольшее влияние на работоспособность фрикционных материалов.

Установлено, что на показатели надёжности и долговечности пары трения автомобильного сцепления наибольшее влияние оказывают максимальная температура поверхности трения $t_т$ и объёмные температуры t_v. Предельные возможности асбофрикционных материалов лимитируются двумя основными компонентами: асбестом и связующим. Асбест, составляющий основу материала, теряет свою прочность, в зависимости от времени нагрева, при 500-700°С, а термостойкость связующего еще ниже, в связи с чем температура его разложения, с учётом времени действия температуры, принята за критерий работоспособности асбофрикционных материалов. Этот подход позволил обосновать рекоменда-

ции по нормам эксплуатационных режимов асбофрикционных накладок в ГОСТ(е) I786-74 следующими уровнями объёмных допустимых температур $t_{v\,доп}$:

- для материалов на смоляном связующем - 450°С;
- для материалов на каучуковом связующем - 200°С;
- для материалов на комбинированном связующем - 350°С.

Так как прирост объёмных температур за единичное включение сцепления даже при весьма трудных условиях трогания автомобиля с места не превышает по нашим расчётам 50°С и не может, таким образом, оказать существенного влияния на работоспособность асбофрикционных материалов, то оказалось целесообразным рассмотреть повторно-кратковременный режим работы сцепления.

При этом показано, что хорошие результаты по точности достигаются при использовании формулы Т.П.Ньюкомба, по которой устанавившаяся (предельная) температура рассматриваемого элемента пары трения $[t_v] = t_v' + \frac{\Delta t_v}{\beta t_o}$.

Здесь:

t_o - интервал между включениями сцепления, который при поверочных расчётах полагается равным I5 сек;

Δt_v - прирост объёмной температуры за единичное включение сцепления, определяемый по формуле Е.А.Чудакова, в которой Аб вычисляется по изложенной выше методике;

t_v' - начальная температура деталей пары трения;

β - постоянная, зависящая от коэффициента внешней теплоотдачи, площади вентилируемой поверхности, удельной теплоёмкости и веса рассматриваемого элемента пары трения.

В работе приведены результаты расчета $[t_v]$ для сцеплений всех массовых моделей отечественных автомобилей и рекомендации по снижению их значений за счёт изменения конструкции сцепления, параметров трансмиссии и свойств материалов пары трения.

С практической точки зрения интересна постановка и другой задачи: определения числа включений сцепления Z , при котором для данной периодичности включения t_o температура $[t_v]$ достигнет предельно допустимой для данного фрикционного материала. Решение было найдено преобразованием одной из формул А.В.Чичинадзе при условии, что t_v равно $[t_v]$ равно $t_{v\,доп}$:

$$Z = -\frac{1}{\beta t_o} \ln\left(\frac{\frac{t_{v\,доп}}{\Delta t_v} + 1}{e^{\beta t_o}} - \frac{t_{v\,доп}}{\Delta t_v}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \text{I4}$$

Отсюда же можно определить и минимально возможное значение t_0, при котором объёмная установившаяся температура накладки не достигнет $t_{V\,доп}$.

Методика определения средней температуры поверхности трения наиболее последовательно изложена в работах А.В.Чичинадзе, Т.П.Ньюкомба, Х.Хассельгрубера, В.Штайнхильпера. Так, А.В.Чичинадзе показал, что для оценки t^* в каждый данный момент времени пригодно следующее уравнение:

$$t^* = \frac{(1-\alpha)A\sigma\,\beta_{1,2}}{\lambda_{1,2}\,t_\sigma\,S_H}\left(\frac{1}{3}\tau_N + F_{o_{1,2}}\tau_A\right) \quad \ldots\ldots \text{I5}$$

где: $\beta_{1,2}$ – эффективная толщина материала, участвующая в теплопоглощении;

F_o – число Фурье;

λ – коэффициент теплопроводности материала;

S_H – площадь трения сцепления;

α – коэффициент распределения тепловых потоков;

τ_A и τ_N – безразмерные параметры мощности и работы.

Расчёты показали, что схожесть (а в ряде случаев идентичность) принятых допущений в упомянутых работах приводят к тому, что для достижения необходимой точности превалирующее значение имеет методика расчёта параметров τ_A и τ_N.

Применительно к автомобильным сцеплениям при тех же допущениях и соответственно для тех же условий эксплуатации, для которых предназначены уравнения 7,9,II,I2, нами были получены четыре группы расчётных формул для τ_N и τ_A:

$$\left.\begin{aligned}\tau_N &= \frac{6}{5}\left(2\tau + 7\tau^2 - 14\tau^3 + 5\tau^4\right)\\ \tau_A &= \frac{6}{5}\left(\tau^2 + \frac{7}{3}\tau^3 - \frac{7}{2}\tau^4 + \tau^5\right)\end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned}\tau_N &= \frac{63}{26}\left(4\tau - 4\tau^2 - 4\tau^{5/2} + 4\tau^{7/2}\right)\\ \tau_A &= \frac{63}{26}\left(2\tau^2 - \frac{4}{3}\tau^3 - \frac{8}{7}\tau^{7/2} + \frac{8}{9}\tau^{9/2}\right)\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \text{I6}$$

$$\left.\begin{aligned}\tau_N &= \frac{48}{19}\left(2\tau - 0{,}5\tau^2 - 2{,}75\tau^3 + 1{,}25\tau^4\right)\\ \tau_A &= \frac{48}{19}\left(\tau^2 - \frac{1}{6}\tau^3 - \frac{11}{16}\tau^4 + \frac{1}{4}\tau^5\right)\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \text{I7}$$

$$\left.\begin{aligned}\tau_N &= \frac{63}{20}\left(2\tau - \tau^2 - 2\tau^{5/2} + \tau^{7/2}\right)\\ \tau_A &= \frac{63}{20}\left(\tau^2 - \frac{\tau^3}{3} - \frac{4}{7}\tau^{7/2} + \frac{2}{9}\tau^{9/2}\right)\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \text{I8}$$

$$\ldots\ldots \text{I9}$$

В этих формулах $\tau = \frac{t}{t_\sigma}$ – безразмерное значение времени буксования сцепления.

В работе в виде графиков и таблиц приводятся результаты расчёта t^* по уравнению I5 для сцеплений всех массовых моделей отечественных автомобилей.

Из уравнения I5 следует, что при одинаковой удельной мощности трения, средняя поверхностная температура будет зависеть только от τ_N и τ_A и, частично от $\beta_{1,2}$.

Анализ показал, что максимальное значение t^* для условий эксплуатации, описываемых уравнениями I6, находится в пределах $(0,6\text{-}0,65)\tau$, для условий, описываемых уравнениями I8 и I9 - около $0,6\,\tau$ и для условий, описываемых уравнением I7 - около $0,45\,\tau$. При этом наибольшее значение t^* при прочих равных условиях получаются в 3-ем случае (уравнение I8), а наименьшее - во 2-ом случае изменения τ_A и τ_N (уравнение I7).

Сопоставление результатов, полученных по формуле I5 с нашими экспериментами и экспериментами МАМИ показали достаточную точность предложенной методики расчёта.

В ряде случаев при определении максимальной температуры поверхности трения t_f учитывается температура вспышки t_β, т.е. температура, развивающаяся на единичном, фактическом пятне контакта.

Расчёт t_f с учётом t_β, определенной по формулам А.В.Чичинадзе, в которых параметры τ_A и τ_N определялись по уравнениям I6-I9, а Аб по уравнениям 7,9,II,I2 показал, что в обычных, наиболее распространенных условиях эксплуатации автомобильных сцеплений учёт t_β уточняет расчёт t_f фрикционных накладок на 3-4%. В весьма тяжелых условиях эксплуатации разница также невелика и составляет 3-4% для сцеплений легковых автомобилей и 7-II% (при определенных значениях τ и до 20%) для сцеплений грузовых автомобилей.

Поэтому при проектных и поверочных расчётах асбофрикционных накладок на надежность и долговечность расчёт t_f вероятно необходимо обязательно проводить с учётом t_β только тогда, когда автомобиль предназначается для работы, где могут встретиться экстремальные условия или когда тяжелые условия эксплуатации являются преобладающими в общем сроке службы сцепления.

Ш глава диссертации "Испытание пар трения автомобильных сцеплений" состоит из 5 параграфов.

В § 1 "Оборудование для проведения испытаний сцеплений" описывается оборудование, использовавшееся в работе, методы задания и контроля нагрузок и способы обработки результатов испытаний.

Экспериментальные исследования проводились и на специально оборудованных автомобилях, и непосредственно в эксплуатации, и на стендах.

Для исследования процесса буксования использовались автомобили с тензометрической аппаратурой, которая обеспечивала запись на ленту осциллографа зависимостей Мтр и ω_1 и ω_2, температуры пары трения в двух точках и нажимного усилия пружин Рну сцепления по времени буксования.

Для изучения нагруженности сцепления в различных условиях эксплуатации использовалась легкосъёмная аппаратура, позволявшая постоянно проводить такие испытания при минимальных затратах времени и без всяких переделок агрегатов.

Однако главным инструментом экспериментального исследования были стенды, преимуществом которых является стабильность задания нагрузок, отсутствие необходимости моделирования конструктивных особенностей узла, высокая точность измерения и большая производительность.

Исследования проводились в основном на стендах СИКС-I, ИКС-I, ИКАР-I, разработанных прежде всего для производственных целей. Стенд СИКС-I[X] инерционного типа, с электроприводом, предназначенный для испытаний сцеплений и их пар трения, с двумя испытуемыми сцеплениями, одно из которых работает в режиме разгона, а другое в режиме торможения. Схема этого стенда: "Двигатель - маховая масса - испытуемое сцепление - инерционная масса - испытуемое сцепление". Стенд имеет привод мощностью 87 квт и обеспечивает задание инерционных нагрузок в диапазоне 0,5 - II кгмсек^2 и скоростей в диапазоне 100-2000 об/мин. Он оборудован приборами и аппаратурой, измерябщей с высокой точностью практически все параметры процесса включения сцепления. Стенды типа СИКС явились первым отечественным стендом для испытаний сцеплений, изготовленным в нескольких экземплярах.

Стенд ИКАР-I[XX] предназначен для испытания накладок сцеплений на разрушение от действия центробежных сил. Схема этого стенда: "Двигатель - ременная передача - шпиндель с испытуемой накладкой". Максимальное число оборотов шпинделя - 15000 об/мин; нагревательное устройство обеспечивает температуру в испытательной камере свыше 300^{0}С.

X - стенд разработан автором совместно с И.И.Васильевым, В.А.Гусевым, В.Н.Закурдаевым, И.Б.Колпаковым, А.И.Коряевой.

XX - конструкция коллектива под руководством И.В.Колпакова, техническое задание на которую выполнено автором.

Стенд ИКС-I[xxx] инерционный, с электроприводом и одним испытуемым сцеплением, работающем в режиме торможения. Принципиальная особенность стенда состоит в том, чтоб между инерционной массой и испытуемым сцеплением помещен повышающий редуктор, который путем смены передаточных чисел позволяет изменять приведенный момент инерции массы (в отличии от других инерционных стендов, где он изменяется с помощью набора маховиков различного веса и размера) и увеличивать одновременно частоту вращения испытуемого сцепления без увеличения частоты вращения инерционной массы. Стенд обеспечивает измерение практически всех параметров процесса включения при испытании сцеплений и их пар трения с инерционными нагрузками до I8 кгмсек^2 и в диапазоне скоростей до 6000 об/мин. Опыт эксплуатации двух таких стендов во ВНИИАТИ показал их эффективность и надёжность, в связи с чем эта конструкция явилась первым в отечественной практике стендом для испытаний сцеплений, пригодным для серийного производства, что является одной из главных препосылок к унификации в СССР методов стендовых испытаний этого узла.

Изложенные выше методы расчёта Аб и теплообразования при включении автомобильных сцеплений, позволили оценить их эксплуатационную нагруженность в § 2 "Нагруженность автомобильных сцеплений и тенденции её изменения".

Для оценки нагруженности сцеплений в различных условиях эксплуатации использовались 3 показателя: удельная работа буксования приходящаяся на один километр пути (a_z), объёмная установившаяся температура нажимного диска ($t_{v\,нд}$) и максимальное значение удельной работы буксования (a_{max}). До этого были известны лишь отдельные разрозненные данные, относящиеся либо к отдельной модели автомобиля, либо к одним дорожным условиям, причем все эти данные относились к одному определенному отрезку времени в прошлом и находились по различным методикам, что лишает их практической ценности.

Нами они были получены для всех массовых моделей отечественных автомобилей, данные по которым приводятся в диссертации.

Оценка тенденций развития эксплуатационных (динамических) показателей нагруженности проводилась нами по результатам собственных экспериментов с I966 года, а до этого времени - по результатам Н.А.Бухарина, Ю.А.Ечеистова, Р.В.Кугеля, С.А.Лаптева, С.В.Соколова и других исследователей. На рис. I и 2 представлены графики измене-

---

[xxx] - стенд разработан автором совместно с И.И.Васильевым, В.А.Соколовым, Ю.Н.Сахаровым, С.Г.Борисовым и И.М.Эглитом.

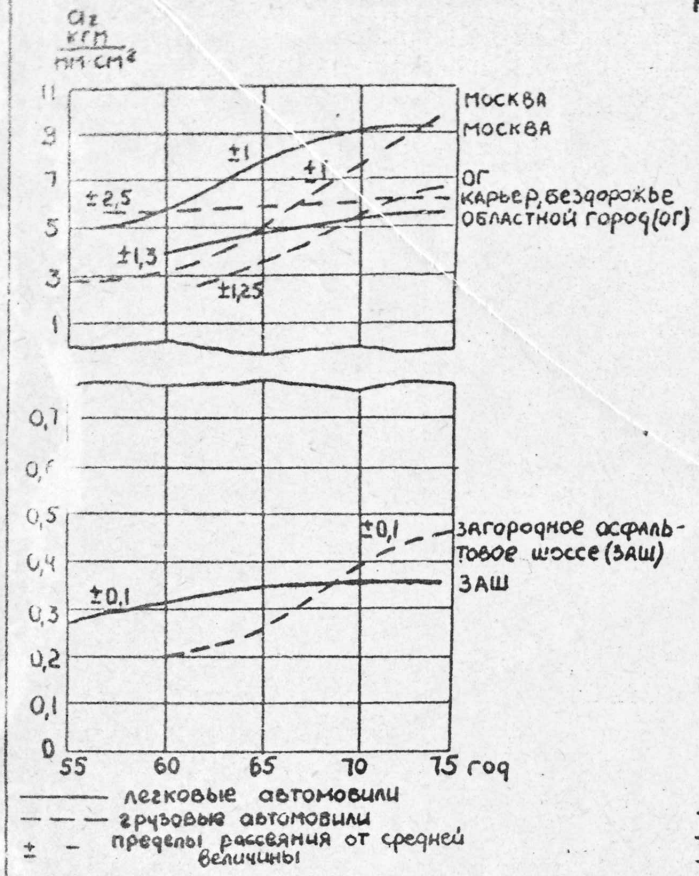


Рис 1. a_z карбюраторных автомобилей.

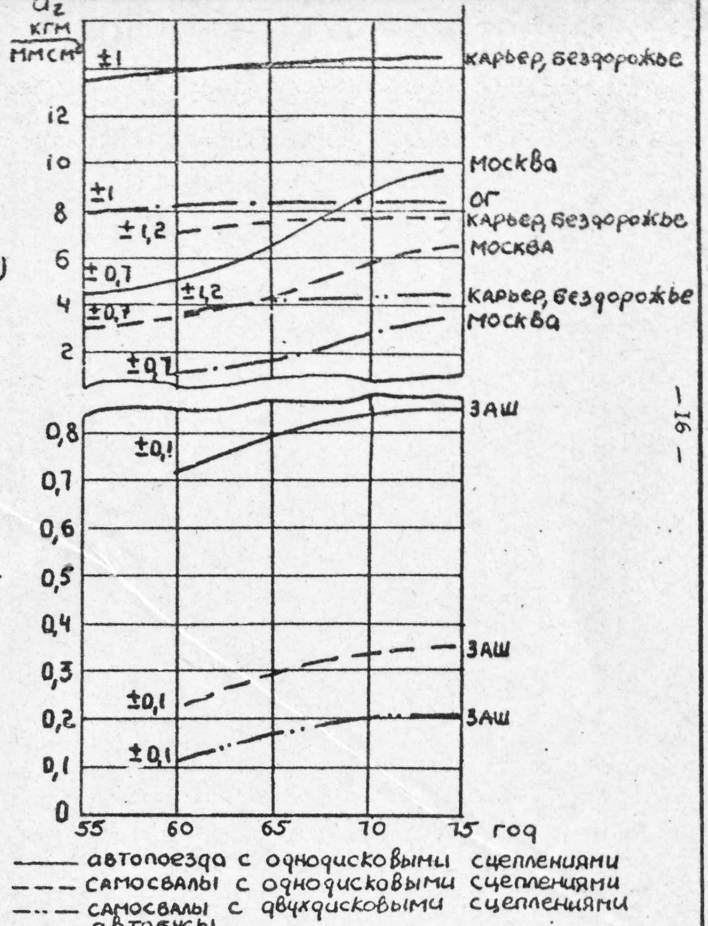


Рис.2. a_z дизельных автомобилей

ния a_z основных классов автомобилей для условий эксплуатации, которые являются для них характерными, откуда следует, что в большинстве случаев рост этой величины замедляется, что является следствием роста удельной мощности автомобилей, улучшением организации движения и состояния дорог и т.д.

В диссертации показано, что наибольшего роста a_z в ближайшем будущем можно ожидать прежде всего у двухдисковых сцеплений, в конструкции которых заложен целый ряд не используемых в настоящее время резервов.

Испытания последних лет показали, что $t_{v\,нд}$ лежит в диапазоне 40-I40°С для всех массовых моделей, что находится в полном соответствии с данными других исследователей. Сравнение $t_{v\,нд}$, полученных в I960г. О.В.Соколовым, в I966г. нами и в I969г. А.Н.Мусиным, показало, что за I0 последних лет $t_{v\,нд}$ практически не изменилась, что объясняется повышением быстроходности современных ДВС, совершенствованием системы вентиляции сцеплений и другими причинами. На этом основании в диссертации делается вывод, что в нормальных условиях эксплуатации $t_{v\,нд}$ будет лежать в диапазоне I50-I60°С.

Аналогичность тенденций изменения показателей a_z и a_{max} позволяют распространить на последний выводы, сделанные по a_z.

В результате регулярного определения по единой методике установленного комплекса показателей эксплуатационной нагруженности трения, появилась возможность создания надежных основ выбора характерных режимов работы автомобильного сцепления для расчётов и испытаний на долговечность и корректировки этих режимов с учётом изменения нагруженности во времени.

В § 3 "Влияние параметров нагрузочного режима на характеристики процесса буксования сцепления" на основе классификации параметров на группы и установления между группами, а в ряде случаев и между отдельными параметрами, причинных связей, исследуются зависимости между задаваемыми (начальными) параметрами нагрузочного режима (J_a, $\omega_н$, темп включения τ и Мс) и характеристиками процесса буксования (t_v, Мтр, Аб, N, КПД сцепления η и ускорение автомобиля j_a).

Испытания показали, что с ростом τ :

- значения Мтр и j_a увеличиваются по кривым, близким к параболе;
- значение мощности трения вначале растет (до τ = 20-50 $\frac{кгм}{сек}$), а затем уменьшается;
- значения Аб и $t_{v\,нд}$ уменьшаются, а значения КПД увеличиваются по степенной зависимости.

М296978

МВТУ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Эти выводы сделаны по результатам наших испытаний на стендах и автомобилях в сцеплениях и парах трения различного типа, а также по результатам дорожных испытаний Б.В.Гольда и А.И.Яганта, ЯМЗ и ЗИЛа, что дает достаточные основания полагать, что полученные зависимости и выводы являются общими для всех типов автомобильных сцеплений сухого типа с механическим или гидравлическим приводом без усилителя.

Аналогичный подход к решению задачи соблюдался и при анализе влияния других факторов. Так, с увеличением начальной скорости ведущих частей сцепления $n_ц$ перед включением:

- Аб и $t_{v нз}$ увеличиваются по зависимости, близкой к степенной;
- пропорционально растут мощность трения и поверхностная температура;
- момент трения и КПД сцепления уменьшаются,

что подтверждает выводы, сделанные в теоретических разделах работы. С увеличением момента сопротивления Мс, увеличиваются по степенной зависимости и значения Аб, причем при определенном значении Мс, Аб $\longrightarrow \infty$, а разгон автомобиля становится практически невозможным. Одновременно с Аб растут значения мощности, момента трения и температур.

В § 4 "Процессы трения и износа при включении сцепления" исследуются зависимости характеристик трения и износа - коэффициента трения μ и износостойкости j - от конструктивных факторов, материалов и параметров нагрузочных режимов[x].

Анализ результатов испытаний практически всех отечественных сцеплений, полученных на стендах и автомобилях, проводился с позиций адгезионно-деформационной теории трения и усталостной теории износа.

Установлено, что в условиях, характерных для обычной эксплуатации, наибольшее влияние на величину коэффициента трения оказывает давление, с увеличением которого μ уменьшается и проходит через минимум в диапазоне 1,8-2,5 кг/см^2, температура, с увеличением которой μ может оставаться постоянным, увеличиваться или уменьшаться и скорость приложения нагрузки, с увеличением которой μ уменьшается. Показано, что форма зависимостей μ от давления, температуры и скорости приложения нагрузки сильно зависит от состава асбофрикционного материала и его способности образовывать рабочий слой на поверхности трения. В работе сделан анализ влияния отдельных ингреди-

[x] - в экспериментах принимали участие А.И.Коряева и В.А.Соколов.

ентов асбофрикционных материалов на формирование зависимостей коэффициента трения. Показано, что для условий обычной эксплуатации наибольшее влияние на износостойкость оказывает тепловой режим сцепления, особенно поверхностная температура, с увеличением которой j обычно уменьшается с различной интенсивностью, зависящей от состава асбофрикционного материала и от конструктивных особенностей сцепления. Последние влияют на характеристики трения и износа как непосредственно, так и через давление, скорость буксования и температуру. Так, увеличение фактической площади контакта за счёт повышения податливости ведомого диска в осевом направлении резко увеличило износостойкость пары трения при незначительном уменьшении коэффициента трения. В связи с этим установлены основные закономерности изменения μ и j для автомобильных сцеплений с различной жесткостью в осевом направлении и степень её влияния на рабочие характеристики привода выключения, что позволило установить оптимальные соотношения между ними. Полученные результаты получили дальнейшее подтверждение в последующих испытаниях НАМИ, ЯМЗ, ЗИЛа, МеМЗа.

Из других факторов существенное влияние оказывают: коэффициент соотношения масс контртел, с приближением которого к единице характеристики трения и износа улучшаются, коэффициент взаимного перекрытия, с увеличением которого μ и j несколько повышаются и отношение внутреннего радиуса накладки к наружному, с увеличением которого μ увеличивается, а износостойкость уменьшается. Для последнего отношения были найдены достоверные значения (например, для сцеплений легковых автомобилей оно равно 0,65), обеспечивающие оптимальные соотношения между μ и j.

В процессе работ по данному разделу были установлены: соотношения температур и характер их распределения по глубине и ширине основных деталей пар трения; периодическая закономерность изменения температуры деталей сцепления, причины возникновения этих колебаний и пути уменьшения отрицательного влияния этого явления; влияние физико-механических и теплофизических свойств асбофрикционных материалов на рост температур при повторном - кратковременном режиме работы сцепления.

В § 5 "Основные дефекты пар трения и некоторые пути их устранения" на основе анализа экспериментальных данных установлены наиболее вероятные дефекты пар трения современных сцеплений: повышенный износ и разрушение накладок ведомого диска и дефекты нажимного диска у сцеплений грузовых автомобилей и потеря парой трения

способности к передаче крутящего момента двигателя и дефект "Дергание" у сцеплений легковых автомобилей.

В диссертации показано, что долговечность фрикционных накладок может быть соизмерима со сроком службы двигателя до первого капитального ремонта при соблюдении правил эксплуатации автомобиля, при правильном выборе фрикционных накладок по основным параметрам и конструктивным особенностям сцепления и при повышении износостойкости накладок, причем недооценка даже одного из этих факторов резко ухудшает эффективность работ по повышению долговечности. Расчёты и испытания, результаты которых приведены в диссертации, показали, что разрушение накладок происходит при комбинированном воздействии центробежных сил, тепловых напряжений и изгибных напряжений, возникающих при нарушении соосности ведущего и ведомого валов. Для накладок всех отечественных сцеплений установлены значения допускаемых напряжений и коэффициента запаса прочности; показано влияние рецептурных и технологических факторов на прочностные свойства накладок, а также получены зависимости частоты вращения, при которой разрушается накладка, от температуры, размеров и состава материала, что позволило внести обоснованные нормы и методы определения механической прочности накладок в ОСТ-38I4I8-73 и ГОСТ I786-74.

Анализ литературных источников, относящихся в основном к тормозам, и результатов экспериментального исследования, проведенного на стендах СИКС-I и ИКС-I, на специально оборудованных автомобилях и в эксплуатации показал, что дефекты "Коробление нажимного диска" (КНД) и растрескивание поверхности контртел являются следствием неравномерного по глубине и радиусу нагреву - охлаждению контртел в процессе работы сцепления. Исследовано[X] влияние состава и технологии изготовления нажимных дисков и асбофрикционных накладок и конструктивных особенностей сцеплений и ведомого диска на состояние поверхностей трения контртел и КНД, в результате чего разработаны практические рекомендации, эффективно уменьшающие эти дефекты:

- введение в состав чугунов определенного процента марганца;
- уменьшение твердости асбофрикционных накладок;
- увеличение осевой податливости ведомого диска;
- уменьшение разницы между наружным и внутренним диаметрами накладок;
- увеличение толщины нажимного диска и увеличение отношения весов контртел.

X - раздел выполнен совместно с А.И.Коряевой.

Три первых рекомендации прошли широкую проверку в эксплуатации и получили положительную оценку в промышленности.

На основе литературных данных и экспериментов на стендах и автомобилях сделан анализ причин, вызывающих появление дефектов "Дергание" при трогании автомобиля с места. Показано, что это явление возникает тогда, когда частота возбуждающей силы приближается или совпадает с частотой собственных колебаний системы, причем источником такой силы могут быть: несоосность ведущих и ведомых частей сцепления, неполадки в системе зажигания и питания, нарушения в приводе выключения сцепления, механические релаксационные колебания и целый ряд других факторов.

Глава IУ "Расчёт режимов стендовых испытаний и основных параметров пары трения" содержит 4 параграфа.

§ I "Расчёт режимов ускоренных стендовых испытаний" [x] посвящен созданию метода расчёта нагрузочных режимов, задаваемых при стендовых испытаниях пар трения автомобильных сцеплений. Актуальность постановки этого вопроса вызвана почти полным отсутствием работ в этой области, что сдерживает решение давно назревшей проблемы переноса основного объёма экспериментов с автомобилей в лабораторию. Расчёт режимов испытаний выполнен на основе известных работ по испытанию автомобильных узлов и деталей и работ по усталостной теории износа (С.В.Серенсен, В.П.Когаев, О.Ф.Трофимов, И.В.Крагельский и др.). Так как при стендовых испытаниях пары трения являются неотъемлемой частью сцепления, то задача сводится к моделированию эксплуатационных нагрузок. Впервые для расчёта нагрузок на сцепление, эквивалентных по своему разрушающему действию всему спектру эксплуатационных нагрузок, использована гипотеза линейного суммирования относительных повреждений деталей, работающих при различных уровнях переменных нагрузок. Главным критерием правильности расчёта приняты (по Р.В.Кугелю и Б.В.Гольду) идентичность вида и характера повреждений пары трения при испытании на стенде и в эксплуатации.

Специфика работы сцепления предполагает решение следующих вопросов не рассмотренных в известной литературе или рассмотренных применительно к другим деталям:

- установление основных факторов, влияющих на накопление повреждений в паре трения;
- установление спектра эксплуатационных нагрузок на пару трения;
- создание методики расчёта эквивалентных нагрузок в блоке программы испытания;

x - раздел выполнен совместно с А.И.Коряевой

– установление числа ступеней нагрузок и порядка их чередования внутри блока.

На основании результатов исследований, изложенных в §§ 3–5 главы Ш, в качестве основных нагрузочных параметров, влияющих на износ и появление дефектов пар трения, приняты удельная работа буксования (а) и температурный режим работы сцепления.

На основании данных по фактическим режимам работы сцепления (§ 2 главы Ш) получают спектры изменения a в классифицированных условиях эксплуатации. По ним строятся кривые плотности распределения нагрузок в смешанных условиях эксплуатации с учётом длительности действия каждого уровня нагрузки $u_i = \varphi(a_i)$. Полученные кривые описываются уравнениями, в которых близкие по своим величинам нагрузки объединяются в 3 группы: нагрузки при переключении передач и при трогании автомобиля с места на первой и второй передачах. Тогда уравнение кривых плотности распределения нагрузки a в смешанных условиях эксплуатации будет иметь вид:

$$u_i = \begin{cases} u_n' \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-t_1^2/2}, & a_{min} \le a_i \le a_1 \\ u_1' \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-t_2^2/2}, & a_1 \le a_i \le a_2 \\ u_2' \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-t_3^2/2}, & a_2 \le a_i \le a_{max} \end{cases} \quad \ldots\ldots 20$$

где: u_n', u_1' и u_2' – суммарное число переключений передач и трогания с места на первой и второй передачах;

t_1, t_2, t_3 – нормированные отклонения;

$a_{min}, \ldots\ldots a_i$ – текущие значения удельной работы буксования.

Кривые плотности распределения нагрузок $u_i = \varphi(a_i)$ сопоставляются с кривой $U_i = \Psi(a_i)$, представляющей собой зависимость числа циклов нагружения сцепления, необходимого для полного износа накладок, от удельной работы буксования. Для примера, на рис.3 показано сопоставление этих кривых для автомобиля МАЗ–503.

После этого вычисляется накопленное повреждение Ан, для чего гипотеза линейного суммирования относительных повреждений записывается в виде уравнения:

$$\frac{u_1'}{U_1} + \frac{u_2'}{U_2} + \frac{u_n'}{U_n} = \Sigma \frac{u_i}{U_i} = A_H \quad \ldots\ldots 21$$

Здесь: U_1, U_2, U_n – число включений сцепления, определяющее полный износ накладок при соответствующей величине a .

Для удобства расчёта равномерная шкала на рис.3 преобразуется

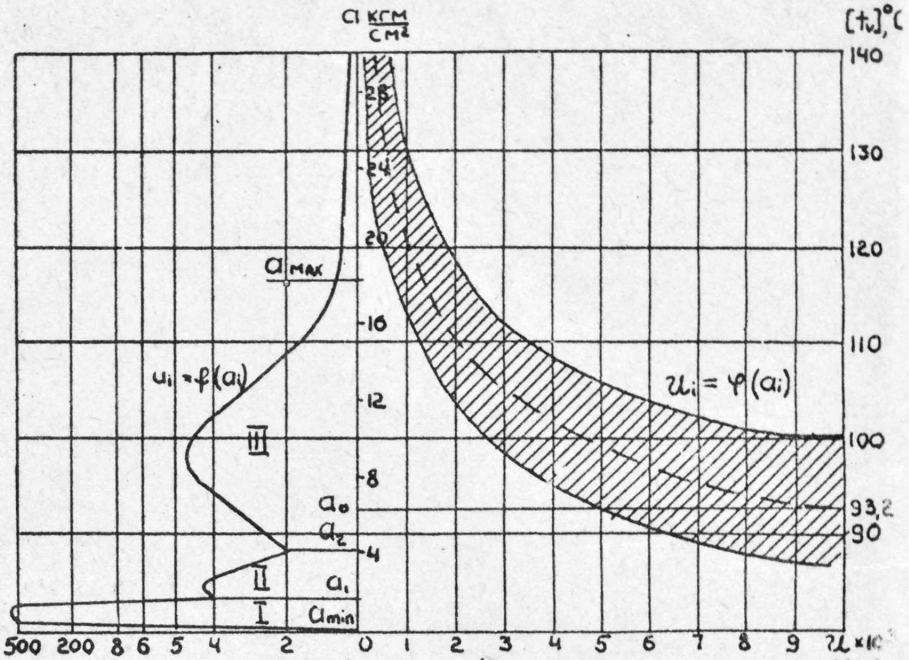


Рис.3. Сопоставление кривых $U_i=\varphi(a_i)$ с кривой плотности распределения $U_i=f(a_i)$

в логарифмическую в результате чего кривая $U_i=\varphi(a_i)$ представляется прямой, уравнение которой в анаформированном виде:

$$U_i a_i^m = U_0 a_0^m = const \quad \ldots\ldots\ldots 22,$$

где $m=tg\varphi$ – угол наклона прямой.

Из 22 имеем:

$$U_i = \left(\frac{a_0}{a_i}\right)^m U_0 \quad \ldots\ldots\ldots 23,$$

где U_0 – базовое число включений сцепления, определяемое значением a_0.

Подставляя 20 и 23 в 21 получим:

$$A_H = \frac{1}{a_0^m U_0}\left[U_n' \int_{a_{min}}^{a_1} \frac{a^m}{\sqrt{2\pi}} e^{-t_1^2/2}\,da + U_1' \int_{a_1}^{a_2} \frac{a^m}{\sqrt{2\pi}} e^{-t_2^2/2}\,da + U_2' \int_{a_2}^{a_{max}} \frac{a^m}{\sqrt{2\pi}} e^{-t_3^2/2}\,da\right] \quad \ldots\ldots 24,$$

где a_0 – значения удельной работы буксования, ниже которых износ пары трения несущественен.

После этого определяется эквивалентная нагрузка, для чего уравнения 22 и 20 представляются в 24, которое после преобразования относительно a и замены U_o на $U_э$ запишется в виде:

$$a_э = \frac{1}{\sqrt[m]{A_н U_э}}\left[\sqrt[m]{U_1'\int_{a_{min}}^{a_1}\frac{a^2}{\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{t_1^2}{2}}da} + \sqrt[m]{U_1'\int_{a_1}^{a_2}\frac{a^2}{\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{t_2^2}{2}}da} + \sqrt[m]{U_2'\int_{a_2}^{a_{max}}\frac{a^2}{\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{t_3^2}{2}}da}\right] \quad .. 25$$

Здесь: $U_э$ – число включений сцепления, соответствующее потере парой трения работоспособности по причине полного износа, разрушения накладок и т.д.

Так как произведение $U_э a_э^m$ в уравнении 22 – величина постоянная, то существует бесконечное число сочетаний $U_э$ и $a_э^m$, удовлетворяющих этому требованию. Для нахождения однозначного решения используется зависимость между a и $[t_v]$, приведенная выше; тогда точка пересечения абсциссы, соответствующей установленному значению $[t_v]$ с кривой $U_i = \varphi(a_i)$ определит искомое значение $U_э$ (см.рис.3). Подсчитанные подобным образом значения $a_э$ и $U_э$ для всех отечественных сцеплений, представлены в диссертации.

Многочисленные опыты на стендах показали правильность изложенной методики расчёта, так как их результаты хорошо согласуются с результатами наблюдений в эксплуатации. Это послужило основанием для разработки размера и формы блоков, применяемых для испытаний различной целенаправленности (рис.4).

Из метода моделирования эксплуатационных нагрузок органически следует метод прогнозирования долговечности пары трения, который излагается в § 2 "Выбор фрикционных накладок и расчёт их долговечности"[x]. Для этого следуя дальше гипотезе линейного суммирования относительных повреждений, можно преобразовать уравнение Б.В.Гольда для нашего случая к следующему виду:

$$\mathcal{D}_P = \frac{100}{z_0'\int_{a_{min}}^{a_{max}}\frac{\varphi(a_i)}{\varphi(a_i)}da} \quad ..... 26$$

При тех же допущениях автором при участии В.А.Соколова получено следующее уравнение:

$$\mathcal{D} = 2L_1\left(\frac{j_1'}{a_{z_1}}K_{n_1} + \frac{j_2'}{a_{z_2}}K_{n_2} + \ldots + \frac{j_n'}{a_{z_n}}K_{n_n}\right)10^3 \quad ..... 27$$

Здесь: Кп – коэффициент распределения пробега автомобиля в определенных дорожных условиях, данные по которому приведены в диссертации;

---

x – раздел выполнен при участии А.И.Коряевой.

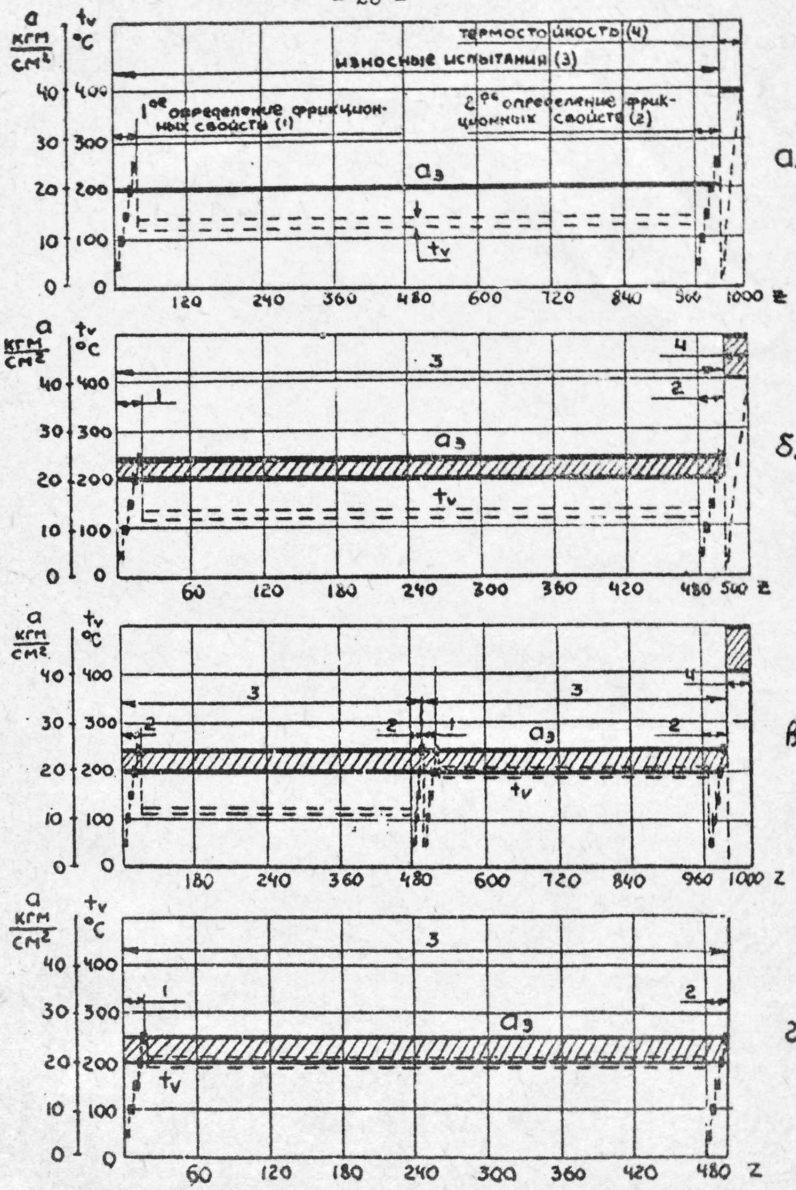


Рис. 4

Основные нагрузочные блоки:

а) ресурсные испытания сцепления ЯМЗ-236

б) испытания по методике NCT-0010C

в) испытания по методике NCT-0012C

г) испытания по ГОСТ 1786-74

$f_1, f_2 \ldots f_n$ - износостойкость пары трения, определенная на стенде в данном температурном диапазоне.

Сопоставление результатов расчёта по уравнениям 26 и 27 с данными эксплуатации, приведенное в диссертации, показывает, что точность расчёта по обоим уравнениям практически одинакова. Однако в уравнении 26 учитывается весь спектр эксплуатационных нагрузок на пару трения и вся кривая $\varphi(a_i)$, в связи с чем достоверность этих данных выше. По тем же причинам расчётные значения долговечности получаются близкими к среднестатистическим, что и предопределяет область применения этой формулы.

Расчётные значения долговечности по уравнению 27 наиболее пригодны для расчёта нижней границы поля рассеяния.

Почти каждое исследование по фрикционным узлам начиналось или заканчивалось проектом единых технических требований (ЕТТ) к накладкам. Однако не одно из них не привело к практическим результатам. Опыт показал, что для решения этой задачи необходимо иметь: единую систему показателей качества накладок, единую систему методов их определения и обоснованную величину каждого показателя. Только после создания унифицированных методов испытаний, описанных в предыдущем параграфе, появилась и основа для создания ЕТТ, которые были разработаны совместно с НАМИ в 1974г.

Главным вопросом расчёта сцепления является определение площади трения $S_н$, который до настоящего времени удовлетворительного решения не имел, в связи с чем он рассмотрен в § 3 "Расчёт площади фрикционных накладок".

Был разработан и обоснован комплекс статических (расчётных) показателей нагруженности сцеплений, учитывающий основные параметры двигателя, трансмиссии, и автомобиля в целом, включающий в себя:

$K_2 = \frac{M_{кр}}{S_н}$ кгм/см^2; $K_3 = \frac{N}{S_н}$ л.с./см^2; $K_4 = \frac{A_б}{S_н}$ кгм/см^2.

где: Мкр - максимальный крутящий момент двигателя по скоростной характеристике;

N - максимальная мощность двигателя;

Аб - расчётная работа буксования, которую для этих целей можно определять по уравнению 13.

Математико-статистической обработкой параметров большого числа автомобилей отечественного и зарубежного производства разных лет исследованы законы распределения каждого показателя, установлены достоверные значения статистик для каждого класса сцеплений и оценена динамика их развития с 1925 - 30 гг. по настоящее время, без

чего невозможна постановка новых задач перед конструкторами, технологами и материаловедами. Затем эти данные по каждому показателю были объединены в две большие группы (для легковых и грузовых автомобилей), что позволило использовать элементы метода случайного баланса для представления в табулированной форме зависимости S_H от N, Мкр и Аб. После обработки этих данных на ЭВМ "Минск-22" для сцеплений каждого типа автомобилей была получена система полиномов второй степени. После совместного решения этих полиномов и некоторых преобразований связь S_H с основными параметрами двигателя, трансмиссии и автомобиля в целом представилась в виде уравнения:

$$S_H = BK' + K'_1 A_\delta (A_\delta - C_1) \pm K'_2 N(N - C_2) \pm K'_3 M_{кр}(M_{кр} - C_3) \quad \ldots\ldots 28$$

где K'_{1-3}, K', C_{1-3} – коэффициенты, учитывающие конструктивные особенности каждого типа автомобилей.

Например для расчёта S_H накладок легковых автомобилей рабочее уравнение имеет вид:

$$S_H = B\cdot 80 + 0{,}1 M_{кр}(82{,}5 - M_{кр}) + 0{,}003N(443 - N) + 0{,}37A_\delta(346 - A_\delta) \quad \ldots\ldots 29$$

Для сцеплений грузовых автомобилей:

$$S_H = B\cdot 533{,}4 + 0{,}5A_\delta(A_\delta - 10) + 0{,}013N(N - 35{,}6) + 0{,}086 M_{кр}(M_{кр} - 4) \quad \ldots\ldots 30$$

Здесь: в – коэффициент, учитывающий особенности эксплуатации соответствующего типа автомобилей:

$$B = A_{\delta c} / A_{\delta o} \quad \ldots\ldots 31,$$

где: $A_{\delta o}$ – суммарная работа буксования за 1000 км пробега автомобиля общего назначения по различным дорогам на характерных для данной модели работах;

$A_{\delta c}$ – то же для автомобиля специального назначения (самосвал, такси и т.д.).

Например определено, что в = 1 для автомобилей общего назначения, в= 2,5 – для автомобилей с прицепами и такси, в=4 – для самосвалов.

После определения S_H из уравнений 29-30 на основе известных соотношений вычисляется наружный диаметр накладки:

$$D_H = \sqrt{\frac{(S_H + S_3)1{,}27}{i(1 - \lambda^2)}} \text{ см.} \quad \ldots\ldots 32,$$

где: i – необходимое число пар накладок на одно сцепление;

S_3 – площадь отверстий под заклепки и вентиляционные канавки;

$\lambda = D_B / D_H$. Статистическими исследованиями определено, что для сцеплений легковых автомобилей $\lambda = 0{,}67 \pm 0{,}07$, а для сцеплений

грузовых автомобилей $\lambda = 0{,}55 \pm 0{,}03$.

В диссертации приводятся данные расчёта $S_н$ всех массовых моделей отечественных автомобилей и анализируются результаты сопоставления этих данных с действительными значениями $S_н$, запроектированными на автозаводах.

Последний параграф IУ главы "Методика расчёта основных параметров пары трения".

Из краткого обзора следует, что в настоящее время в отечественной практике отсуствует обоснованный метод проектного и поверочного расчётов основных параметров пар трения автомобильных сцеплений, которые определяются по известным аналогам.

На основании результатов предыдущих разделов работы предлагается следующая последовательность расчёта.

I. Определяется $S_н$ и размеры накладок по уравнениям 28-32.

2. Определяется значение K_4, которое сравнивается со среднестатистическим показателем для аналогичного класса автомобиля.

3. Определяется коэффициент запаса сцепления β.

Методика его определения базируется на результатах, изложенных в § 3 главы П и на известных из теории автомобиля соотношениях и приводится подробно в диссертации.

4. Определяется расчётный момент трения сцепления:

$$M_{тр} = \beta M_{кр}$$

5. Определяются принципиальные особенности конструкции ведомого диска (упругий или жесткий, способ крепления накладок и т.д.) в соответствии с рекомендациями, данными в главе Ш, а так же толщина ведомого диска в сборе, толщина накладок (по ГОСТ - I786-74) и размер от поверхности трения накладок до головок заклепок L_1.

6. Определяется нажимное усилие пружин и удельное давление для ведомого диска, изношенного на величину $2L_1$.

7. Определяется марка накладок из ГОСТ I786-74 с учётом рекомендаций, изложенных в параграфе 2 настоящей главы.

8. Производится тепловой расчёт спроектированной пары трения, для чего:

а) определяется прирост температуры за единичное включение сцепления Δt_v;

б) определяется $[t_v]$, которая должна быть меньше уровня, допустимого для данного фрикционного материала $t_{v\,доп}$; если $[t_v] > t_{v\,доп}$, то $S_н$ необходимо увеличить в $[t_v]/t_{v\,доп}$ раз;

в) определяются (одно или оба) минимально возможное значение t_o, при котором $[t_v] \leq t_{vдоп}$ и максимально возможное число включений Z, которое может выдержать материал накладки, по уравнению I4.

г) по уравнению I5 определяется $+^{*}$.

9. Определяется долговечность накладок по методике, изложенной в § 2 настоящей главы.

После изготовления опытных образцов сцеплений проводятся ускоренные стендовые испытания, результаты которых могут служить основой для уточнения отдельных параметров, полученных расчётом. Таким образом на основе теоретических и экспериментальных исследований создана методика, где в отличие от известных способов, все параметры определяются однозначно, во взаимосвязи и с достаточной точностью.

ВЫВОДЫ

I. Фрикционное сцепление с механической КПП будет занимать доминирующее положение на отечественных автомобилях еще не менее 25 лет. Современные пары трения, среди которых наибольшее распространение и впредь будут иметь комбинации с асбофрикционными материалами, должны развиваться прежде всего в направлении соответствия требованиям, предъявляемым к сцеплениям по надёжности, долговечности и комфортабельности действия.

2. Разработан метод, предложены и исследованы рабочие уравнения для параметров, характеризующих процесс буксования автомобильного сцепления (работа, мощность, время), пригодные для наиболее вероятных условий эксплуатации наиболее распространенного типажа автомобилей и обладающие достаточной для практических целей точностью, что обусловило их применение в работе ряда НИИ и заводов.

3. На базе предложенного метода расчёта процесса буксования и известных работ по теплообразованию при трении предложена методика расчёта параметров температурного поля, оказывающих наибольшее влияние на надёжность и долговечность пар трения сцепления, что позволило оценить уровень теплонапряженности этого узла для всех массовых моделей современных отечественных автомобилей, а также определить и нормировать уровень допустимых температур для всех серийно выпускаемых асбофрикционных материалов.

4. Разработан и создан комплекс оборудования для испытания сцеплений и их пар трения, включающий в себя:

а) Два стенда типа СИКС, который явился первым отечественным стендом, изготовленным в нескольких экземплярах.

б) Стенд для испытания накладок сцеплений ИКАР-1, которым оснащены все заводы отрасли.

в) Два универсальных стенда типа ИКС, схема которых признана наилучшей и для приемо-сдаточных испытаний по ГОСТ 1786-74, в связи с чем в настоящее время идет процесс их внедрения в промышленность.

5. Для оценки нагруженности пар трения сцеплений разработана система и методы определения динамических показателей для классифицированных условий эксплуатации и статических показателей, учитывающих основные параметры двигателя, трансмиссии и автомобиля в целом. Эти показатели впервые в отечественной практике определяются регулярно, по единой методике, для всех классов автомобилей, что позволило создать надежные основы выбора характерных режимов работы пары трения сцепления для расчётов и испытаний на долговечность и корректировки этих режимов с учётом динамики изменения нагруженности во времени.

6. Анализом результатов стендовых и дорожных испытаний установлены общие для характерных условий эксплуатации пар трения современных сцеплений зависимости между задаваемыми параметрами нагрузочного режима и характеристиками процесса буксования, подтвердившими результаты теоретического исследования этого вопроса, и зависимости между промежуточными параметрами нагрузочного режима и характеристиками трения и износа, оказывающими наибольшее влияние на показатели надёжности и долговечности.

7. Экспериментально установлены:

- соотношения температур и характер их распределения по глубине и ширине основных деталей пары трения;
- периодическая закономерность изменения температуры пары трения сцепления, причины её возникновения и пути уменьшения отрицательного влияния этого явления;
- влияние физико-механических и теплофизических свойств асбофрикционных материалов на рост температур при повторно - кратковременном режиме включения сцепления.

8. Установлено влияние рецептуры и технологии изготовления материала накладок и конструктивных особенностей сцепления ($K_{вз}$, отношение $R_в/R_н$ и т.д.) на характеристики трения и износа. Подробно исследовано влияние податливости ведомого диска в осевом направлении, с увеличением которой f несколько уменьшается, Δ резко увеличивается, КНД резко уменьшается, а состояние поверхностей трения значительно улучшается, а также степень влияния жест-

кости ведомого диска на рабочие характеристики привода выключения сцепления, что позволило установить оптимальные соотношения между ними.

9. Исследованы и установлены причины появления наиболее распространенных дефектов пар трения современных автомобильных сцеплений, в результате чего разработаны эффективные рекомендации материаловедческого и конструктивного характера, большинство которых апробировано в эксплуатации и на заводах Миннефтехимпрома и Минавтопрома.

10. Предложен метод расчёта основных нагрузочных параметров, задаваемых при стендовых испытаниях пар трения автомобильных сцеплений, основывающийся на гипотезе линейного суммирования относительных повреждений, что впервые позволило разработать размер и формы унифицированных блоков, пригодных:

а) для ресурсных испытаний пар трения автомобильных сцеплений;

б) для подбора пар трения к вновь разработанным сцеплениям и сцеплениям с новой областью применения;

в) для контроля качества выпускаемых заводами АТИ накладок по ГОСТ 1786-74.

11. Разработаны методы расчёта нижней границы поля рассеяния долговечности накладок и среднего ресурса накладок в определенных условиях эксплуатации.

12. Разработаны общие принципы оптимального применения асбофрикционных накладок в автомобильных сцеплениях, учитывающие показатели прочности и износно-фрикционные свойства материалов, способность материалов к восприятию механических и тепловых нагрузок, конструктивные особенности сцепления, назначение автомобиля и запроектированные технико-экономические показатели по надежности и долговечности, основные параметры двигателя, трансмиссии и автомобиля в целом.

13. Предложен метод и получены расчётные уравнения для определения площади трения и размеров накладок, учитывающие параметры и преимущественные условия эксплуатации автомобиля. Сопоставление расчётных и действительных значений показало достаточно высокую точность расчёта.

14. На базе теоретических и экспериментальных исследований разработана методика проектного и поверочного расчётов пар трения автомобильных сцеплений, в которой все параметры определяются однозначно и во взаимосвязи.

15. Впервые предложена классификация асбофрикционных накладок и на этой основе рассмотрены и исследованы их основные компоненты технология, свойства и перспективы применения в парах трения всех

отечественных сцеплений, что способствовало внедрению в производство ряда материалов, находящихся на уровне лучших зарубежных образцов.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах автора.

1. Испытания накладок сцепления грузовых автомобилей. ж."Автомобильная промышленность", 1967, № 6 (соавтор И.И.Васильев).
2. О влиянии некоторых параметров на коэффициент трения накладок сцеплений.ж."Автомобильная промышленность", 1968, № 6 (соавторы И.И.Васильев, В.А.Соколов).
3. Уточненный способ определения работы буксования. ж."Автомобильная промышленность", 1968, № 10.
4. Исследование износно-фрикционных свойств некоторых пар трения. "Известия ВУЗ(ов) СССР. Машиностроение". 1969, № 4 (соавтор В.А.Соколов).
5. Оценка качества пары трения автомобильного сцепления. В сб. "Автомобилестроение", НИИНавтопром, 1970, № 2 (соавтор В.А.Соколов).
6. Определение прочности накладок муфт сцепления на стенде ИКАР-1. ж."Тракторы и сельхозмашины", 1970, № 6 (соавторы И.М.Эглит, И.В.Колпаков, М.А.Гребнева, В.А.Соколов, С.Г.Борисов).
7. "Инерционный стенд для испытания муфт сцеплений и их пар трения" Авторское свидетельство СССР № 274431 от 29.01.69 (соавторы В.А.Соколов, Ю.Н.Сахаров, С.Г.Борисов, И.И.Васильев,И.М.Эглит).
8. Некоторые характеристики температурного поля пары трения автомобильного сцепления. "Известия ВУЗов СССР. Машиностроение". 1972, № 11 (соавтор В.А.Соколов).
9. Причины коробления нажимных дисков сцеплений и пути повышения их работоспособности. В сб. "Повышение надёжности и долговечности узлов и деталей тракторов и двигателей", выпуск 7. ЦНИИТЭ тракторосельхозмаш, М., 1972 (соавторы А.И.Коряева, В.А.Кулев).
10. Расчёт нагруженности и основных размеров накладок сцеплений грузовых автомобилей с дизельными двигателями. "Известия ВУЗов СССР. Машиностроение". 1973, № 7 (соавторы А.И.Коряева, И.И.Васильев, Е.В.Зеленов, В.А.Малинин).
11. Расчёт основных размеров и параметров муфт сцепления автомобилей и тракторов. ж. "Вестник машиностроения", 1973, № 2 (соавтор В.А.Кулев).

12. Характеристики асбофрикционных материалов в автомобильных сцеплениях с упругими ведомыми дисками. ж. "Производство Шин, РТИ и АТИ", 1973, № 8 (соавтор В.В.Седышев).
13. ОСТ 381418-73 "Накладки сцепления фрикционные асбестовые. Метод стендовых испытаний на прочность при действии центробежных сил". М., Миннефтехимпром, 1973. (соавторы В.А.Соколов, С.М.Нечаева, Л.Р.Горелов, Г.И.Татаринов).
14. ОСТ 381419-73 "Накладки сцепления фрикционные асбестовые. Метод стендовых испытаний в натурном узле". М., Миннефтехимпром, 1973. (соавторы А.И.Коряева, В.А.Соколов, Л.П.Красичева).
15. ГОСТ 1786-74 "Накладки сцепления фрикционные асбестовые". М., Госстандарт, 1974, (соавторы А.И.Коряева, С.М.Нечаева).
16. Прогнозирование эксплуатационной долговечности накладок сцепления по результатам стендовых испытаний. В сб. "Трение, износ и методы испытания асбофрикционных материалов" М., 1974, (соавтор В.А.Соколов).
17. Нагруженность сцеплений современных легковых автомобилей. В сб. "Трение, износ и методы испытания асбофрикционных материалов" М., 1974, (соавторы В.А.Соколов, В.Д.Бортовой, Л.Р.Горелов).
18. Расчёт основных размеров пар трения автомобильных сцеплений. В сб. "Трение, износ и методы испытания асбофрикционных материалов" М., 1974.
19. Основные дефекты пары трения сцепления и некоторые пути их устранения. В сб. "Трение, износ и методы испытания асбофрикционных материалов" М., 1974 (соавтор А.И.Коряева).
20. Оценка соответствия пары трения сцепления основным конструктивным параметрам и условиям эксплуатации автомобилей с дизельными двигателями. В сб. "Трение, износ и методы испытания асбофрикционных материалов" М., 1974, (соавтор А.И.Коряева).
21. "Инерционный стенд для испытания фрикционных муфт". Авторское свидетельство СССР № 491067 (соавторы В.А.Соколов, М.И.Грицишин).
22. Расчёт работы трения при включении автомобильного сцепления. В сб. "Труды ГСКБ по автобусам", Львов, 1974 (соавтор Л.К.Пыжевич).
23. Методика расчёта долговечности пар трения автомобильных сцеплений и режимов их испытаний. В сб. "Фрикционные и антифрикционные пластмассы", М., "Знание", 1975 (соавтор А.И.Коряева).

24. Служебные свойства современных асбофрикционных материалов для автомобильных сцеплений. В сб. "Фрикционные и антифрикционные пластмассы", М., "Знание", 1975 (соавторы А.И.Коряева, В.И.Дормаков).

25. Авторское свидетельство СССР № 492776. Бюллетень изобретений № 43, 1975 (соавторы В.А.Кулев, А.И.Коряева, В.А.Соколов, А.В.Чичинадзе).

26. Надёжность и долговечность асбофрикционных накладок автомобильных сцеплений. М., ЦНИИТЭнефтехим, 1975.