

ПРОВЕРЕН
196 Г.

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

РЕМЕТНИКОВ ЕВГЕНИЙ БОРИСОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ

(специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы")

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ПРОВЕРЕН

Харьков - 1973

589.81
РЧ7

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ



1596

РЕМЕТИКОВ ЕВГЕНИЙ БОРИСОВИЧ

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой

ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
(специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы")

ДИССЕРТАЦИЯ на соискание ученой степени

доктора технических наук, профессора, заведующего кафедрой
(специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы")

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук, профессора, заведующего кафедрой
(специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы")

Харьков - 1973

ХНАД
Науковий або

БІБЛІОТЕКА

Харківського автомобільно-
дорожнього інституту

Мік. №

Работа выполнена в Харьковском автомобильно-дорожном институте.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ:

А.Б. ТРЕЛЕСКИЙ, доктор технических наук, профессор.

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОПРОНЕНТЫ:

Т.В. МАКСАДЕТТИ, доктор технических наук, профессор.

Б.Б. ТЕННОМ, кандидат технических наук, доцент.

ВЕЛУЩЕЕ ПРЕДПРИЯТИЕ:

Запорожский автомобильный завод.

Автореферат разослан " " 1973 г.

Засыпка диссертации состоится " " 1973 г.

в _____ часов на заседании Ученого Совета Харьковского автомобильно-дорожного института, г. Харьков - 78, Петровского, 25, актовый зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

УЧЕНИЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА

/САВЕНКО С.Л./

ГАННОВСКИЙ

А.С.С.П.А.П.А.
Харьковский автомобилестроительный институт

бюджетный

бюджетный

кое падение эффективности при нагреве, недостаточную стабильность действия, тепловую деформацию, затрудненный теплоотвод. В то же время требования к стабильности характеристик тормозных механизмов, как объектов автоматического регулирования, непрерывно возрастают.

В дисковых тормозах в той или иной степени исключаются недостатки, присущие барабанным. Имеется большое количество конструктивных схем дисковых тормозов, которые отличаются между собой по количеству дисков, типу привода, способу охлаждения, усиливающему эффекту и др. Укрупненная классификация принципиально различных типов дисковых тормозов может быть представлена в следующем виде:

1. Закрытые дисковые тормоза, в том числе:
 - a) сухого трения;
 - b) работающие в масле.
- 2). Дисковые тормоза с двумя поверхностями трения и вращающимся корпусом.

П. Открытые дисковые тормоза.

Каждый из указанных типов дисковых тормозов обладает рядом своих специфических достоинств и недостатков, поэтому не всячко из них может быть в любом случае отдано предпочтение. Полная реализация эксплуатационных преимуществ, свойственных данному типу дискового тормоза, возможна лишь при его соответствии типу и классу автомобиля, условиям эксплуатации и правильном выборе конструктивных параметров тормозного механизма.

Объем исследовательских работ, проведенных в этой области, у нас в стране весьма невелик. Из числа выполненных следует отметить работы Т.С. Лысих, Ю.А. Танькина, Т.Е. Джеира, нашими, а также сравнительные исследования барабанных и дисковых тормозов, проведенные в НАМИ. В настоящее время изучением работы дисковых тормозов в значительном объеме занимается кафедра автомобилей Харьковского автомобильно-дорожного института. Часть этих исследований представлена в настоящей диссертации.

Конкретными задачами диссертационной работы явились: анализ применимости различных типов дисковых тормозов в конструкциях автомобилей, выявление наиболее перспективного типа дискового тормоза для автомобилей общим весом до 4 тс и исследование его тепловой напряженности, как основного фактора, влияющего на стабильность действия автомобильного тормоза.

ГЛАВА I

АНАЛИЗ ПРИМЕНЯЕМОСТИ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

В КОНСТРУКЦИЯХ АВТОМОБИЛЕЙ

В качестве определяющих параметров при анализе применимости дисковых тормозных механизмов были приняты основные показатели, характеризующие их работу: эффективность, стабильность и тепловая напряженность. При этом эффективность рассматривалась в двух аспектах: как эффективность непосредственно тормозного механизма и эффективность тормоза как системы "привод - тормозной механизм".

В качестве оценочного параметра эффективности тормозного механизма принят коэффициент эффективности (K_{ϕ}), равный отношению суммарной касательной силы трения к сумме сил, приложенных со стороны привода. В качестве комплексной характеристикой эффективности тормоза как системы тормозного механизма и его привода принята зависимость тормозного момента от давления в аппаратах привода. Стабильность тормозного механизма оценивалась степенью изменения тормозного момента с повышением температуры барабана или диска. Термовая напряженность тормозного механизма оценивалась по нагреву теплопоглощающих частей тормоза в процессе горячего торможения. При рассмотрении нагрева тормозов выделены три основных режима их работы:

1. Единичное экстренное торможение.
2. Циклическое торможение.
3. Длительное непрерывное торможение.

Сравнительная обобщенная оценка барабанных и дисковых тормозов показала, что многодисковые тормоза как сухого трения, так и работающие в масле, могут обладать очень высокой эффективностью действия. К основным недостаткам тормозов с двумя поверхностями трения относят необходимость существенного повышения приводного усилия. Анализ показал, что такое увеличение является следствием отсутствия в дисковых тормозах самотормозящегося, свойственного барабанным. Кроме того, снижение эффективного радиуса трения требует повышения приводного усилия до 35%. В дисковых тормозах также может быть использован эффект самоусиления, однако, при этом исключается одно из основных преимуществ дискового тормоза — стабильность действия.

Поскольку различные типы дисковых тормозов имеют свои

существенные отличительные особенности, был выполнен сравнительный анализ каждого типа тормоза с барабанным. В основу этого анализа были положены данные эксплуатации дисковых тормозов в объеме машиностроения и различных видах транспорта, а также личные имеющиеся в этой области исследований. Однако, ограниченность материалов, позволяющих в достаточной степени оценить эффективность, стабильность и тепловую напряженность некоторых типов тормозов, привело к необходимости проведения специального цикла испытаний. С этой целью были спроектированы, изготовлены и испытаны три типа закрытых дисковых тормозов:

1. Многодисковый тормоз с четырьмя поверхностями трения с улучшенными условиями теплоотвода и пневматическим приводом.
2. Дисковый тормоз с двумя поверхностями трения и пневматическим приводом.
3. Дисковый тормоз с двумя поверхностями трения и гидравлическим приводом.

Испытания этих тормозов проводились на инерционном стенде кафедры автомобилей ХАДИ.

Проведенный сравнительный анализ дисковых и барабанных тормозов позволил сделать следующие выводы:

- I. Многодисковые тормозные механизмы отличаются высоким значением коэффициента эффективности. С уменьшением количества поверхностей трения K_{ϕ} падает. Основной причиной увеличения приводных усилий в дисковых тормозах с двумя поверхностями трения является относительно меньшая их эффективность в связи с отсутствием у них свойственного барабанным самоусиления и

и уменьшением эффективного радиуса трения.

2. Терловая напряженность тормоза сухого трения, даже в случае развитой поверхности охлаждения выше, чем барабанного, и не может удовлетворить требованиям, предъявляемым к автомобильным тормозным механизмам.

Многодисковые тормоза, работающие в масле отличаются высокой эффективностью и стабильностью действия, имеют большую энергоемкость и износостойкость. В этом тормозе легко обеспечить практически любой требуемый тепловой режим. Все это позволяет заключить, что многодисковые тормоза, работающие в масле, несмотря на их сложность, могут найти применение на автомобилях особо большой грузоподъемности.

Закрытые дисковые тормозные механизмы с двумя поверхностями трения без самоусиления имеют по сравнению с барабанными преимущества по энергоемкости, стабильности действия, а также весовым показателям, в связи с чем могут найти применение на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, работающих в плохих дорожных условиях. Требование высоких приводных усилий и связьное с этим некоторое усложнение конструкции привода не может служить основанием для отрицательной оценки перспективности применения этих тормозов.

3. Наиболее перспективной конструкцией для легковых, а также грузовых автомобилей и автобусов малой грузоподъемности является дисковые тормоза открытого типа.

4. Основным фактором, влияющим на стабильность действия дисковых тормозных механизмов, их износные параметры и подбор фрикционных пар, является тепловой режим. В то же время следует отметить чрезвычайно малый объем работ, выполненных в направ-

лении изучения тепловой напряженности открытых дисковых тормозных механизмов. Некоторые результаты проведенных исследований носят противоречивый характер. Исследования нагрева открытых дисковых тормозов на режиме длительного торможения практически полностью отсутствуют. На тепловую напряженность этих тормозов оказывает влияние не только режим торможения, но и конструктивные параметры, в частности, коэффициент взаимного перекрытия ($K_{\text{вз}}$). Однако, специальные исследования по изучению этого вопроса применительно к автомобильным тормозам не проводились.

В связи с изложенным и исходя из поставленных в настоящей работе задач исследования, определился объект дальнейшего исследования — открытые дисковые тормоза. Проведенный анализ позволил уточнить подлежащие изучению вопросы тепловой напряженности открытых дисковых тормозов. Исследовалась: I. Нагрев элементов дискового тормозного механизма на различных режимах торможения.

2. Влияние коэффициента взаимного перекрытия на тепловую напряженность открытого дискового тормоза.

ГЛАВА II

НАПРЯЕМ ОТКРЫТЫХ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ ПРИ ЕДИНСТВЕННОМ ПОВТОРНО-КРАТКОВРЕМЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ

До настоящего времени на большинстве автомобильных заводов тепловой расчет тормозов ведется по методике, предложеной акад. Е.А. Чудаковым, который на основании баланса тепла за бесконечно малое время получил формулы для расчета температуры при единичном, динамическом и длительном торможении.

Однако, расчет по этим уравнениям не может дать точных результатов, поскольку не учитывается процесс теплопроводности.

Решение дифференциального уравнения Фурье классическими методами известно лишь для простых тел. При расчете деталей тормоза приходится делать много допущений. Определение температуры нагрева элементов тормоза с учетом механических и теплофизических факторов с достаточной точностью может быть выполнено по критериальным уравнениям. Однако, этот метод требует большого количества экспериментального материала и не позволяет определить распределение температурных полей в элементах тормоза.

Во Львовском политехническом институте успешно выполняется в настоящее время исследования температурных полей методом моделирования тепловых процессов на электропроводной бумаге. Нами был предложен способ расчета нагрева тормозных механизмов на ЭВМ на базе конечно-разностных методов. При этом представляется возможным определение как непосредственно нагрева элементов тормоза, так и температурных полей. Эта методика была нами апробирована при анализе нагрева тормозного барабана. Принцип расчета заключается в следующем. Тормозной барабан (или диск) разбивается на m блоков. Для каждого блока записывается уравнение теплового баланса:

$$Q_5 = \sum_{i=1}^k Q_n + Q_r, \quad (1)$$

или

$$\mathcal{J}_L'' \left(\sum_{i=1}^k M_i^i + B_L \right) - \sum_{i=1}^k M_i^i \mathcal{J}_L'' = B_L \mathcal{J}_L^{n-1} + q S_{L0} R_r; \quad (2')$$

для граничных блоков, имеющих поверхность трения, записывается уравнение

$$Q_b = \sum_{i=1}^k Q_n - Q_r, \quad (3)$$

или гранецентрическое уравнение

$$\mathcal{J}_L'' \left(\sum_{i=1}^k M_i^i + B_L + d S_{L0} R_r \right) - \sum_{i=1}^k M_i^i \mathcal{J}_L'' = B_L \mathcal{J}_L^{n-1} + d S_{L0} R_r \mathcal{J}_L''; \quad (3')$$

для граничных блоков, имеющих поверхность трения и поверхности охлаждения. Центральный блок имеет уравнение

$$Q_b = \sum_{i=1}^k Q_n + Q_r - Q_o, \quad (4)$$

или

$$\mathcal{J}_L'' \left(\sum_{i=1}^k M_i^i + B_L + d S_{L0} R_o \right) - \sum_{i=1}^k M_i^i \mathcal{J}_L'' = B_L \mathcal{J}_L^{n-1} + d S_{L0} R_r \mathcal{J}_L'' + q S_{L0} R_o, \quad (4')$$

где:

\mathcal{J}_L'' – температура рассматриваемого блока; \mathcal{J}_L^{n-1} – температура рассматриваемого блока в предыдущий момент времени; M_i^n – температура соседнего блока; q – тепловой поток; S_{L0} – ширина поверхности трения блока; R_r – радиус трения; S_o – ширина поверхности охлаждения блока; R_o – радиус поверхности охлаждения блока; d – коэффициент теплоотдачи;

$$Q_r = \sum_{i=1}^k Q_n, \quad (1')$$

(2)

дух; μ_L^i - межблочный коэффициент; B_i - блочный коэффициент.

Блочные и межблочные коэффициенты зависят от теплофизических параметров материала барабана или диска, от способа разбивки на блоки и их размеров. Составляя уравнения типа (1), (2), (3) и (4) для каждого блока, получаем систему из m уравнений с неизвестными температурами блоков.

При анализе нагрева тормозного барабана на режиме единичного торможения было установлено, что за время торможения в теплопоглощении участвует не весь барабан, а лишь его цилиндрическая часть, практически равная ширине тормозной накладки. Тепло не успевает распространиться по телу тормоза. Кроме того было установлено, что теплоствою в окружающую среду практическим образом отсутствует. Очевидно, для идентичных режимов торможения эти выводы могут быть качественно перенесены и на другие типы тормозов, в частности дисковые.

Таким образом, при единичном торможении задача определения температур в элементах тормоза может быть сведена к решению линейного дифференциального уравнения Фурье с постоянными коэффициентами

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2}, \quad (5)$$

с краевыми условиями

при $x = 0 \quad \lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = -q$; $x = l \quad \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = 0$;

при $x = b$ имеет вид $\frac{\partial \vartheta}{\partial x} = \zeta$; $x = a$ имеет вид $\vartheta = 0$.

для всех x при $t = 0 \quad \vartheta = 0$,
где:

x - текущая координата по толщине элемента пары;
 t - время торможения; λ - коэффициент теплопроводности;
 q - коэффициент температуропроводности.

Решения этой задачи существуют. В частности, хорошие результаты при вычислении температуры нагрева автомобильных тормозов дает решение, полученное А.В. Чичинадзе. Используя это решение, был выполнен сравнительный анализ средней температуры нагрева поверхности трения барабанного и открытого дискового тормоза. Сравнивались тормоза, выполненные в разных габаритах, теплофизические коэффициенты элементов пар трения принимались одинаковыми и постоянными. Оказалось, что средняя температура нагрева поверхности диска на 30-35% ниже, чем барабана. Если конструкция дискового тормоза предопределает равномерное распределение давлений по радиусу тормозной накладки, максимальная температура поверхности диска будет у его наружного радиуса. Даже в этом случае она на 15-25% ниже, чем у барабана.

Но полученный результат относится к средней температуре поверхности трения диска. Каждый элемент поверхности трения диска за один оборот находится под действием теплового потока в течение времени t_n прохождения под накладкой и нагревается до температуры ϑ_{nmax} (рис. I для $K_B = 0,1$). После выхода из-под накладки температура элемента поверхности трения начинает резко уменьшаться в результате теплопередачи вглубь диска и средняя его температура за один оборот будет равна

ϑ_{navr} .

В отличие от диска, каждый элемент поверхности трения

накладки находится под воздействием теплового потока в течение всего времени торможения. Если принять допущение, что

- одновременно трение и теплоотдача на поверхности трения одинаковы, то градиент температуры по толщине третьего тела равен нулю, то кривая АВ характеризует собой изменение температуры по

утгу тормозной накладки.

- Определение поверхностной температуры диска в любой момент времени t , и температурного поля в диске при таком

$K_{\delta 3} < K_4$ при единичном торможении сводится к решению линейного дифференциального уравнения Фурье с переменными граничес

ными условиями: $\varphi_{\text{вн}} = \varphi_{\text{вн}}(t)$, $\varphi_{\text{вн}}(0) = 0$; $\frac{\partial \varphi}{\partial x} = 0$;

при $x = 0$ $\lambda \frac{\partial \varphi}{\partial x} = q_1$ при $0 < (\varphi - \omega t) < \gamma$; $\frac{\partial \varphi}{\partial x} = 0$ при $\gamma < (\varphi - \omega t) < 2\pi$;

для всех x при $t = 0$ $\varphi = 0$, $\varphi = 0$ при $t = \infty$.

где: φ - изменение температуры накладки, измеряемое в градусах; λ - коэффициент теплопроводности накладки; q_1 - интенсивность отвода тепла от накладки в единицах вт/м²; ω - угловая скорость вращения диска в рад/сек; γ - угол перекрытия. Решение этой задачи классическими методами не представляется возможным. Ее решение было нами получено на ЭВМ по ранее

изложенной методике. Расчет выполнен для передних колес автомобилей общим весом от 2 до 4 т при значениях коэффициента взаимного перекрытия 0,05; 0,1; 0,2; 0,3 на режиме торможения

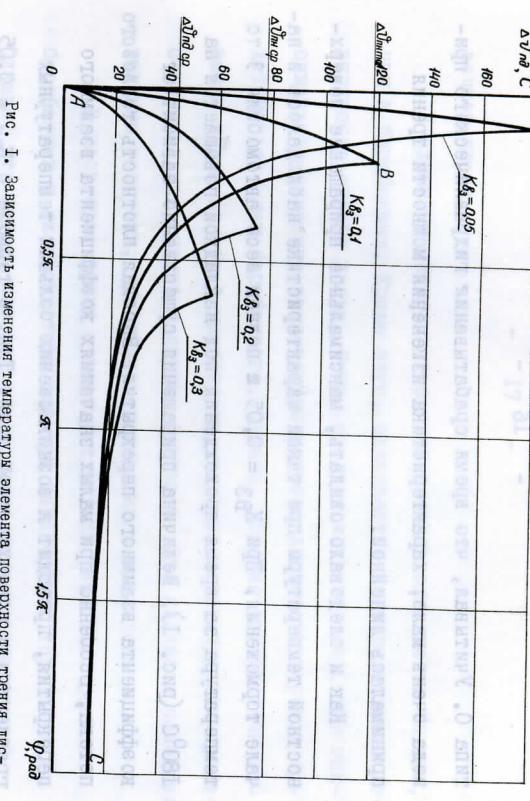


Рис. 2. Приращение средней объемной температуры тормозного диска (кривая 2) и средней температуры поверхности диска (кривая 1), в зависимости от угловой координаты φ при различных $K_{\delta 3}$ и $G_4 = 3$ тс.

Рисунок 2 показывает, что приращение средней объемной температуры тормозного диска (кривая 2) и средней температуры поверхности тормозной накладки (кривые 3, 4, 5, 6) при различных $K_{\delta 3}$ и $G_4 = 3$ тс. зависят от времени торможения.

типа 0. Учитывая, что время срабатывания гидравлического привода очень мало, характеристика изменения мощности трения принималась линейной.

Как и следовало ожидать, максимальное приращение поверхностной температуры при такой характеристике наблюдалось в начале торможения. При $K_{B3} = 0,05$ в полном весе автомобиля \exists температура за время прохождения под накладкой повышается на 180°C (рис. 1). Величина приращения существенно зависит от коэффициента взаимного перекрытия. Высокая плотность теплового потока, особенно при малых значениях коэффициента взаимного перекрытия, приводит к возникновению больших температурных градиентов в поверхностной зоне. Так, в тормозе с $K_{B3} = 0,05$ при торможении автомобиля общим весом 4 тс максимальный температурный градиент достигает $530^\circ\text{C}/\text{мм}$. С увеличением коэффициента взаимного перекрытия максимальные значения температурного градиента резко уменьшаются.

Таким образом, при единичном торможении диск тормоза работает в тяжелых условиях теплоимпульсного режима. В первую очередь это относится к тормозным механизмам с малым коэффициентом взаимного перекрытия.

Как показали результаты расчета, коэффициент взаимного перекрытия оказывает очень малое влияние на среднюю температуру поверхности трения диска (рис. 2). Значительно более существенным оказалось влияние K_{B3} на среднюю температуру поверхности трения накладки, которая при изменении K_{B3} от 0,3 до 0,05 возрастает на 50%.

Анализ нагрева автомобильных лисковых тормозов на режиме повторно-кратковременных торможений выполнен лишь в постан-

вочном плане.

В открытых дисковых тормозах площадь охлаждения больше, чем в барабанных. Кроме того, охлаждается непосредственно поверхность трения диска. Можно предположить поэтому, что максимальное значение температуры нагрева дискового тормоза будет меньше, чем барабанного. Однако, условия теплоотдачи за-

висят также от общей компоновки, наличия конструкции гризли, отражательных щитков и других факторов. Это является самостоятельным вопросом, требующим специального исследования.

В настоящее время существуют методы теплового расчета барабанных и дисковых тормозов при циклических торможениях. Однако, эти методы позволяют выполнять лишь сравнительный анализ напряга различных механизмов для искусственно принятого режима циклических торможений. Для объективной оценки нагрева тормозов необходимо располагать данными о реальных режимах работы и энергонагруженности тормозов в различных условиях эксплуатации.

1735 1596

ПАРЕНЬ ОТКРЫТИЯ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ ПРИ ЛИНЕЙНОМ ТОРМОЖЕНИИ

Исследование тепловой напряженности дискового тормоза, работающего в режиме длительного торможения, выполнялось на макетах как аналитически, так и экспериментально. Аналитический метод был применен при оценке влияния коэффициента взаимного перекрытия на нагрев трения пар и определении соотношений объемной температуры диска, средних и максимальных поверхностных температур диска и накладки в процессе торможения.

случае, на ЗВМ. При расчете имитировался предварительный этап испытания типа I способом непрерывного торможения. Тормозной момент принимался равным 8, 12, 16, 20 и 24 кгсм, охатывая тем самым категорию автомобиля общим весом от 1700 до 5000 кгс. Расчет производился при различных значениях K_{B3} . Оказалось, что угла соприкосновения

I). Время торможения (до 4 мин)

- сдел испытаний типа I способом непрерывного торможения. Тор-
мозной момент принимался равным 8, 12, 16, 20 и 24 кгсм,
охватывая тем самым категории автомобиля общим весом от 1700
до 5000 кгс. Расчет производился при различных значениях K_{B3} .

Оказалось, что хотя с уменьшением коэффициента взаимно-
го перекрытия приращение поверхности температуры возрастает,
абсолютные ее значения невелики. Даже при $K_{B3} = 0,05$ и

при этом моменте 24 кгсм приращение температуры не превышает 16°C .

С уменьшением коэффициента взаимного перекрытия увеличивается площадь охлаждения диска, а следовательно, улучшаются условия теплоотдачи. Однако, как показали результаты расчета, изменение K_{B3} от 0,3 до 0,05 практически не оказывает влияния на температуру нагрева листа и цепочки.

Таким образом, при длительном торможении средние значения температуры поверхности трения диска $\bar{T}_{\text{нагр}}$ и накладки $\bar{T}_{\text{нагр}}$ будут лишь на несколько градусов отличаться от средней объемной температуры диска \bar{T}_v . Если учесть, что при

длительном торможении объемная температура листка может достичь **500°С** и более, можно с достаточным основанием полагать, что независимо от величины коэффициента взаимного перекрытия $\vartheta_{\text{пар}} = \vartheta_{\text{пар}} = -\vartheta_v$.

Экспериментально тепловая напряженность открытых листковых тормозов исследовалась в зависимости от следующих факторов:

того представлена на рис. 3. На ведущем валу I устанавливались плавающий диск 2 тормоза с приводом от электродвигателя через многоступенчатый редуктор. Тормозные колодки с на-
кладками 3 были выполнены в двух вариантах - неподвижные 4 и подвижные 5, относительно плоскости вращения диска и самоустановливющиеся (показаны на схеме). Для $K_3 > 0$, I колодки были изготовлены в виде отдельных секторов с углом 360° каждый, имеющих неизменное крепление. Осевое усилие создавалось винтовым за-
жимным устройством и передавалось к тормозным колодкам через

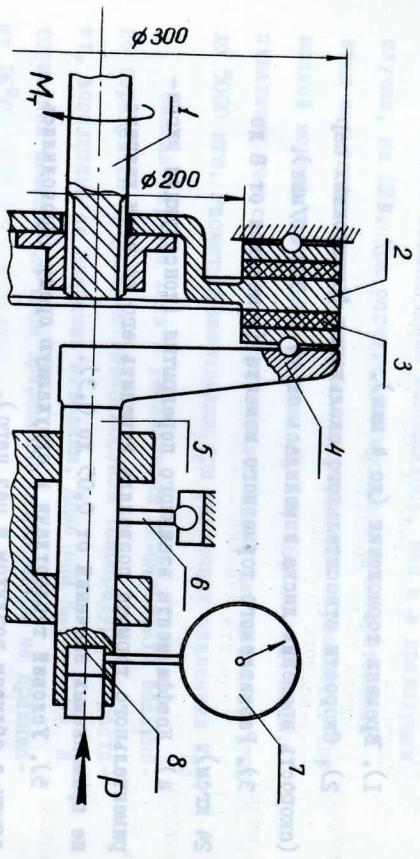


Рис. 3. Схема испытательного стенда.

гидроцилиндр 8, шток 5 и нажимной сектор 4. Конструкция стены позволила имитировать практически любой режим длительного торможения автомобилей общим весом до 5 тс. В качестве основного был выбран режим предварительного торможения испытаний типа I автотранспортных средств способом непрерывного торможения в формулировке, ранее предусматривавшейся Правилами № 13 Европейской экономической комиссии при ОИИ.

В процессе исследования регистрировались следующие параметры:

- 1). Приводное усилие (помощью тензометрической балочки).
- 2). Тормозной момент (помощью измерительного датчика).
- 3). Температура диска, колеса и накладки (посредством 18 термопар, установленных в различных точках элементов пар трения). И измерение фрикционного зазора между колесом и диском манометром винтовой манометрии.

4). Скорость вращения диска.

5). Время торможения.

Эти параметры записывались на ленту осциллографа. Кроме того, величина приводного усилия, тормозного момента и время торможения контролировались также визуально. Износ тормозных накладок определялся методом микрометрирования.

Проведение всесторонних исследований по всем варьируемым параметрам привело бы к чрезмерному усложнению эксперимента.

Поэтому были проведены предварительные опыты с целью качественной, а в ряде случаев количественной оценки влияния различных факторов на нагрев дискового тормоза, его стабильность и износостойкость.

Анализ результатов измерений нагрева по толщине диска показал, что разница между средними значениями температур, регистрируемых термопарами, установленными на различном расстоянии от поверхности трения, не превышала погрешности измерений каждой отдельно взятой термопары. Это подтвердило вывод, сделанный при аналитическом исследовании, что средняя температура поверхности трения диска прилизительно равна общей температуре диска в данной области.

Обдув тормозного механизма незначительно влияет на нагрев диска за нормальное время торможения, однако время охлаждения при обдуве существенно сокращается.

Стабильность оценивалась изменением условного коэффициента трения от температуры. Условный коэффициент трения материала на каучуковом связующем при температуре 200°C резко падает. Материал ФК-24А сохраняет стабильные его значения до температур 500°C. Абсолютная величина износа материала

БКХ-ГБ в 2,5 + 3 раза выше, чем ФК-24А.

Проведение предварительных опытов позволило сузить область дальнейшего исследования. Изучение вопросов нагрева поверхности трения диска, распределения температур по радиусу диска и телу колодка, а также по толщине тормозной накладки проводилось в зависимости от развиваемого тормозного момента, оборотов диска и коэффициентов взаимного перекрытия.

В качестве материала тормозных накладок использовался резинакс ФК-24А, применявшийся самоустанавливающейся конструкции колодок, обдув лиска воздухом не проводился.

При постановке эксперимента использовались методы его математического планирования, которые позволили значительно повысить эффективность и точность эксперимента, обосновать последовательность его проведения и получить математическую модель исследуемого процесса.

В результате обработки опытных данных была получена следующая зависимость нагрева поверхности трения диска от оборотов диска (X_1), тормозного момента (X_2); времени торможения (X_3) и коэффициента взаимного перекрытия (X_4):

$$\Delta T_{\text{нр}} = 102,42 + 67,94X_1 + 49,5X_2 + 94,44X_3 - 11,33X_4^2 + \\ + 37,5X_1X_2 + 67,25X_1X_3 + 49,875X_2X_3 + 37,5X_1X_2X_3. \quad (6)$$

Значимость отдельных членов регрессии определялась по критерию при 5% уровне значимости.

На рис. 4 показана экспериментальная зависимость температуры поверхности трения диска от времени торможения при различных значениях развивающего тормозного момента и оборо-

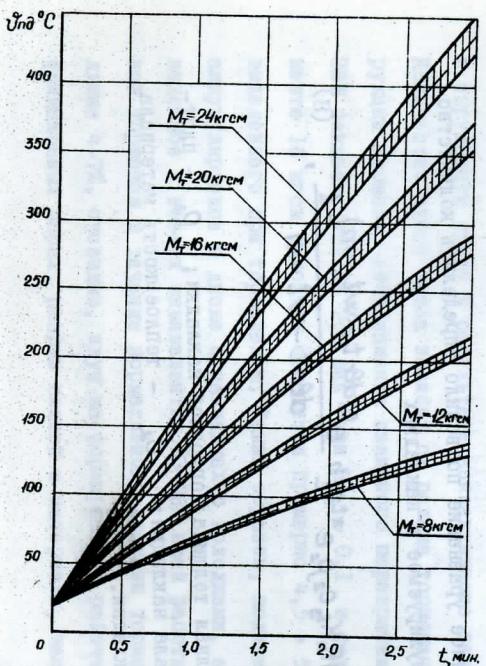


Рис. 4. Средняя температура нагрева поверхности диска в зависимости от времени торможения при различных значениях тормозного момента.

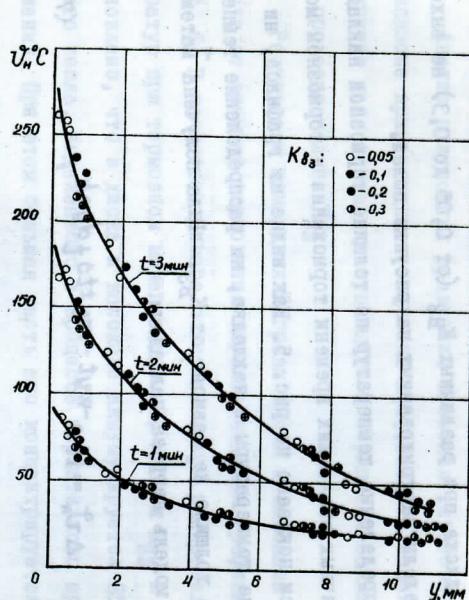


Рис. 5. Распределение температуры по толщине тормозной накладки для различного времени торможения при $M_t = 16$ кгс·см.

так диска $n = 322$ об/мин. Изменение поверхностной температуры диска при различных K_{B3} (от 0,05 до 0,3) не выходило за пределы заштрихованных на рисунке полей.

Распределение температур по толщине тормозной накладки при различных значениях времени торможения и тормозном моменте 16 кгсм показано на рис. 5. Как видно из графиков, ни абсолютные температуры в накладке, ни распределение температур по ее толщине не зависят от K_{B3} . Была получена математическая модель нагрева накладки:

$$\Delta \bar{U}_h = H \cdot e^{-wyt} - my^2 t^3 t dy^4 h, \quad (7)$$

где:

y — текущая координата по толщине накладки (за начало координат принята поверхность трения); t — текущее время торможения; H, w, m, β, d, h — коэффициенты, зависящие от теплофизических параметров и геометрических размеров диска.

Полученное уравнение позволило определить количество тепла, аккумулируемое в накладках

$$Q = 2Hf_i K_3 C_2 \rho_2 e^{w(dent-wt-m)} \frac{e^{0(dent-wt-m)} - 1}{dent - wt - m}, \quad (8)$$

где:

B — полная толщина тормозной накладки; ρ_2 — плотность материала накладки; C_2 — теплоемкость материала тормозной накладки.

Анализ полученных уравнений позволил установить, что в диапазоне применяемых значений коэффициента взаимного перекрытия доли тепла, поступающего в тормозные накладки, пропорциональна K_{B3} .

Результаты измерения нагрева диска и колодок в зависимости от времени торможения характеризуются графиками на рис. 6. В качестве примера показаны эпюры распределения температур при тормозном моменте $M_T = 16$ кгсм и $K_{B3} = 0,1$. Установлено, что в диске и колодке аккумулируется 85–90% всего тепла, выделенного в процессе нормативного времени торможения. При этом большая часть его концентрируется непосредственно в диске. Анализ полученных эпюр показывает, что к концу 2,5-минутного торможения в колодке переходит около 20% всего тепла, поступившего в диск. Максимальную температуру диска имеет у наружного радиуса трения в результате более высокой скорости скольжения и затрудненного теплоотвода.

В процессе длительного торможения часть тепла отводится в окружающую среду в результате конвективного теплообмена. Количество этого тепла зависит от режима торможения, конструкции тормоза, коэффициента взаимного перекрытия. Расчет на ЭВМ показал, что за 2,5 мин при $K_{B3} = 0,1$ и тормозном моменте 16 кгсм в колодках отводится примерно 4,5 + 5,5% тепла, выделенного при торможении. Таким образом, количество тепла, аккумулируемое в диске и накладках с колодками, а также отведенное в воздух эквивалентно 93–96% всей работы, выполненной 4–7%, очевидно, идет на формирование рабочего слоя во фрictionных парах, разрыв связей в материале, часть тепла

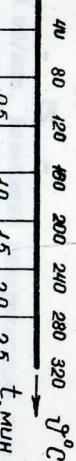


Рис. 6. Эпюры распределения температур в диске и колесе при $M_T = 16$ кгсм для различного времени торможения.

выносятся также с продуктами износа.

ОБЩЕ ВВОДЫ

1. Многодисковые тормоза сухого трения оладают большим эффективностью и энергоемкостью, однако, вследствие неудовлетворительного теплового режима при повторно-кратковременных и длительных торможениях они не могут найти применения в автомобилестроении. Многодисковые тормоза, работающие в масле,

являются перспективными для автомобилей особо большой грузоподъемности. На автомобилях средней и большой грузоподъемности могут найти применение закрытые лисковые тормоза с двумя поверхностями трения без серводействия.

2. Наиболее перспективной конструкцией для легковых, а также грузовых автомобилей и автобусов малой грузоподъемности являются лисковые тормозные механизмы открытого типа.

3. Сравнительный анализ напора барабанных и лисковых (открытых - здесь и далее) тормозов показал, что при единичном торможении средняя температура поверхности трения диска меньше, чем барабана на 15-25%. Однако, пиковая температура элемента поверхности диска во время прохождения под накладкой, максимальные значения температурного градиента диска и температура поверхности трения накладки при малой величине коэффициента взаимного перекрытия могут быть значительно выше, чем в барабанном тормозе. Поэтому при проектировании лисковых тормозных механизмов не следует выбирать коэффициент взаимного перекрытия меньше 0,12-0,15.

4. При длительном торможении разница между средней температурой поверхности диска, его объемной температурой и максимальной температурой элемента диска под накладкой незначительна и не зависит от величины коэффициента взаимного перекрытия; за нормативное время торможения при испытании типа I автомобилей общим весом до 5 тс нагрев диска может достигать 400-450°C.

5. При длительном торможении величина коэффициента взаимного перекрытия не оказывает влияния ни на температуру поверхности трения фрикционной накладки, ни на распределение

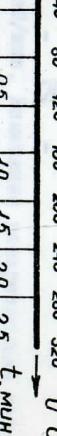


Рис. 6. Эпюры распределения температур в диске и колесе при $M_t = 16$ кгсм для различного времени торможения.

выносятся также с продуктами износа.

ОБЩЕ ВВОДЫ

1. Многодисковые тормоза сухого трения охлаждают большой объемность. На автомобилях средней и большой грузоподъемности могут найти применение закрытые лисковые тормоза с двумя поверхностями трения без сервовоздействия.

2. Наиболее перспективной конструкцией для легковых, а также грузовых автомобилей и автобусов малой грузоподъемности являются дисковые тормозные механизмы открытого типа.

3. Сравнительный анализ напрява барабанных и дисковых (открытых — здесь и далее) тормозов показал, что при единичном торможении средняя температура поверхности трения диска меньше, чем барабана на 15-25%. Однако, пиковая температура элемента поверхности диска во время прохождения под накладкой, максимальные значения температурного градиента диска и температура поверхности трения накладки при малой величине коэффициента взаимного перекрытия могут быть значительно выше, чем в барабанном тормозе. Поэтому при проектировании дисковых тормозных механизмов не следует выбирать коэффициент взаимного перекрытия меньше 0,12-0,15.

4. При длительном торможении разница между средней температурой поверхности диска, его объемной температурой и максимальной температурой элемента диска под накладкой незначительна и не зависит от величины коэффициента взаимного перекрытия; за нормативное время торможения при испытании типа I автомобилей одним весом до 5 тс нагрев диска может достигать 400-450°C.

5. При длительном торможении величина коэффициента взаимного перекрытия не оказывает влияния ни на температуру поверхности трения трения накладки, ни на распределение

температуру по ее толщине.

б. Распределение тепловых потоков между элементами трения пар зависит не только от теплофизических характеристик материалов, но также от времени торможения и коэффициента взаимного перекрытия. Причем, с увеличением времени торможения до 1,5-2 мин. доля тепла, поступающего в накладку увеличивается, а затем стабилизируется на уровне 3% для исследовавшихся материалов пар трения и $K_{B3} = 0,1$. С увеличением значения коэффициента взаимного перекрытия (в пределах его варириования при эксперименте) доля тепла, поступающего в накладку пропорционально возрастает.

7. Если при единичном торможении все тепло, поступившее в диск, в нем, в основном, аккумулируется, то при длительном торможении в течение 2,5-3 мин до 20% тепла поступает в колодку, причем в ступицу за это время тепло практически не передается. Это следует учитывать при аналитическом расчете.

8. Для тепловых расчетов тормозных механизмов представляется целесообразным использовать ЭВМ и предложенную методику, что позволит более точно оценить величину и распределение температур в элементах трения пар, по сравнению с существующими методами и резко сократить объем опытно-конструкторских работ при создании автомобильных тормозов, отвечающих современным требованиям.

9. При проектировании лисковых тормозных механизмов следует ориентироваться на применение трения пар материалов на смоляной основе (типа "ретинакс"), обеспечивающих более высокую стабильность действия тормоза и его износостойкость, чем материалы на каучуковом связующем. Установлено, что величина коэффициента взаимного перекрытия при его изменении от

0,05 до 0,3, практически не оказывает влияния на стабильность листового тормоза.

10. Для объективной оценки тепловой напряженности лисковых тормозов при повторно-кратковременных торможениях необходимо дальнейшее исследование реальных режимов торможения в различных условиях эксплуатации.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Решетников Е.Б. Сравнительная оценка эффективности барабанных и закрытых лисковых тормозов. — Сб. "Автомобильный транспорт", вып. 5, Киев, "Техника", 1968.

2. Решетников Е.Б. Методика стендовых испытаний эффективности тормозных механизмов автомобилей. — Сб. "Автомобильный транспорт", вып. 7, Киев, "Техника", 1970.

3. Тредескул А.Б., Малишев А.А., Решетников Е.Б., Туренко А.Н. Исследование закрытых лисковых тормозов для колесных машин.

— Сб. "Автомобильный транспорт", вып. 8, Киев, "Техника", 1971.

4. Решетников Е.Б. Исследование теплового режима тормозов грузовых автомобилей на ЭВМ. — Сб. "Автомобильный транспорт", вып. 8, Киев, "Техника", 1971.

5. Решетников Е.Б. Исследование тепловой напряженности лисковых тормозов при длительном торможении. — Сб. "Тезисы к IV Всесоюзной межвузовской конференции по использованию автомобилей и автомобильных дорог в условиях жаркого климата и высокогорья", Ташкент, 1971.

6. Реметников Е.Б. Тягловая напряженность автомобильного дискового тормоза в режиме длительного торможения. "Автомобилная промышленность", 1972, № 12.

7. Трефескул А.Б., Реметников Е.Б., Булгаков Н.А., Троции Ю.В. Налимайко В.Н. Разработка конструкций и исследование дисковых колесных тормозов для тяжелых грузовых автомобилей. Научно-технический отчет Кременчугскому автомобильному заводу. № тос. рег. 68041612 Б061503. Сборник рефератов НИР №6696/16 - 17, Всесоюзный научно-технический информационный центр, 1970.

Научно-технический отчет Кременчугскому автомобильному заводу. № тос. рег. 68041612 Б061503. Сборник рефератов НИР №6696/16 - 17, Всесоюзный научно-технический информационный центр, 1970.

Методические критерии Результаты работы доказывались:

1. На научно-техническом семинаре "Состояние и перспективы улучшения тормозных систем автомобилей" (НАМИ-ВДНХ, №.К. от 20-24 октября 1969 г., Москва).
2. На научно-технической конференции Кременчугского автомобильного завода (КамАЗ, 15-18 сентября 1970 г.).
3. На IV Всесоюзной межвузовской конференции по использованию автомобилей и автомобильных дорог в условиях жаркого климата и высокогорья (Ташкент, 28 сентября - 2 октября 1971 г.).
4. На научных сессиях Харьковского автомобильно-дорожного института (1967 - 1972 г.г., Харьков).

Ответственный за выпуск канд. техн. наук ФЕДОСОВ А.С.

БЦ № 2003 З Подписано к печати 8/П-1973 г.

Заказ 8 , тир. 150 экз., усл.-печ.л. 1,5.