

Министерство высшего и среднего специального образования  
У С С Р

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ



ТУРЕНКО Анатолий Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКРЫТЫХ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ ДЛЯ  
ТАЖЕЛЫХ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

(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

ХАРЬКОВ – 1973

Министерство высшего и среднего специального образования  
УССР

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

ТУРЕНКО Анатолий Николаевич

~~1765~~ 1692

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКРЫТЫХ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ ДЛЯ  
ТАЖЕЛЫХ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

(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



029  
7-82

Работа выполнена в Харьковском автомобильно-дорожном институте.

З В Е Д Е Н И Е

Научный руководитель:

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

Официальные оппоненты:

Б.М. ФИЛЬТЕРМАН, доктор технических наук, профессор.

А.Ф. МАШЕНКО, кандидат технических наук, доцент.

ВЕДУЩЕЕ ПРЕДПРИЯТИЕ:

Курганский завод колесных тягачей.

Автореферат разослан "20" сентябрь 1973 г.  
Защита диссертации состоится "10" октябрь 1973 г.

В 14.10 часов на заседании Ученого Совета Харьковского автомобильно-дорожного института, г. Харьков - 78, Петровского, 25, актовый зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Актуальная

Ученый секретарь совета

/САВЕНКО С.Л./

Одним из главных требований, предъявляемых к тормозной системе современного автомобиля, является стабильность выходных параметров. Наиболее нестабильным звеном системы является тормозной механизм. Поэтому большое значение имеет дальнейшее совершенствование применяемых конструкций тормозов.

В последние годы, в связи с увеличением выпуска тяжелых грузовых автомобилей, повышением скоростей движения транспорта, необходимости снижения веса конструкций и повышения надежности тормозных систем для отечественного автомобильстроения важно раскрытие перспектив применения дисковых тормозов, в том числе закрытых дисковых тормозов для грузовых автомобилей. Кроме того, в условиях развиця производства вездеходов и автомобилей повышенной проходимости, во многих случаях становится целесообразной герметизация тормоза. В дисковом тормозе с вращающимся корпусом последняя задача решается принципиально проще.

Г л а в а I

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

Несмотря на ряд усовершенствований барабанных тормозов, у некоторых автомобилей они находятся на пределе своей эффективности и не соответствуют основным требованиям, предъявляемым к ним по стабильности действия и долговечности их работы.

Большим препятствием на пути повышения эффективности барабанных тормозов большегрузных автомобилей является сравнительно малый диаметр их колес. Традиционное место установки тормоза – подобное пространство, с ростом грузоподъемности остается

практически постоянным в связи с тем, что повышение несущей способности шины достигается, в основном, за счет большего размера профиля. В то же время радиус качения колеса увеличивается более интенсивно. Все это вызывает определенные трудности в размещении колесного тормоза с оптимальными расстояниями параметрами трения и силой пары. Для получения необходимых тормозных моментов требуется ся повышать приводные усилия или применять тормоза с сервомеханизмом. Оба метода могут привести к увеличению нагруженности тормозов и к снижению стабильности их работы.

Все вышеизложенное определяет пелесообразность постановки поисковых теоретических и экспериментальных исследований дисковых колесных тормозов различных типов.

Во многих странах имеется большое количество патентов на конструктивные схемы дисковых тормозов, которые различаются между собой по общей конструктивной схеме, типу привода, числу трущихся пар, усиливающему эффекту, способу охлаждения и др. Укрупненная классификация принципиально различных типов дисковых тормозов может быть представлена в следующем виде:

#### I. Открытие дисковые тормоза.

##### П. Закрытие дисковые тормоза, в том числе:

- 1) Многодисковые тормоза.
- 2) Тормоза с двумя поверхностями трения и вращающимся корпусом.

практически постоянным в связи с тем, что повышение несущей способности шины достигается, в основном, за счет большего размера профиля. В то же время радиус качения колеса увеличивается более интенсивно. Все это вызывает определенные трудности в размещении колесного тормоза с оптимальными расстояниями параметрами трения и силой пары. Для получения необходимых тормозных моментов требуется ся повышать приводные усилия или применять тормоза с сервомеханизмом. Оба метода могут привести к увеличению нагруженности тормозов и к снижению стабильности их работы.

Все вышеизложенное определяет пелесообразность постановки поисковых теоретических и экспериментальных исследований дисковых колесных тормозов различных типов.

Во многих странах имеется большое количество патентов на конструктивные схемы дисковых тормозов, которые различаются между собой по общей конструктивной схеме, типу привода, числу трущихся пар, усиливающему эффекту, способу охлаждения и др. Укрупненная классификация принципиально различных типов дисковых тормозов может быть представлена в следующем виде:

Во многих странах имеется большое количество патентов на конструктивные схемы дисковых тормозов, которые различаются между собой по общей конструктивной схеме, типу привода, числу трущихся пар, усиливающему эффекту, способу охлаждения и др. Укрупненная классификация принципиально различных типов дисковых тормозов может быть представлена в следующем виде:

#### I. Открытие дисковые тормоза.

##### П. Закрытие дисковые тормоза, в том числе:

- 1) Многодисковые тормоза.
- 2) Тормоза с двумя поверхностями трения и вращающимся корпусом.

#### Моделиям.

Многочисленные эксперименты, проведенные рядом зарубежных фирм, а также НАМИ, показывают, что закрытие дисковые тормоза с полным охватом и врашающимся корпусом могут преодолеть барабанные по эффективности торможения при одинаковых габаритных размерах. Кроме того, одним из основных преимуществ их является стабильность действия, а также более благоприятный тепловый режим работы при всех условиях торможения.

Объем исследований, проведенных в этой области у нас в стране, сравнительно невелик. Единственной отечественной работой по автомобильным закрытым дисковым тормозам является исследование Т.С. Лысых в НАМИ, а также экспериментальные работы Курганского завода колесных тягачей. С 1967 г. конструкцию и работу закрытых дисковых тормозов для тяжелых грузовых автомобилей типа КРАЗ исследует кафедра автомобилей Харьковского автомобильно-дорожного института. Часть этих исследований, выполненная автором при его непосредственном участии, представлена в настоящей диссертации.

В работе были поставлены следующие конкретные задачи:

1. С целью опытной проверки выходных показателей и определения наиболее перспективной конструкции для тяжелых грузовых автомобилей с осевой нагрузкой до 10 тс, изготовить и испытать несколько вариантов закрытых дисковых тормозов.
2. Исследовать тепловую напряженность, а также проверить стабильность действия, выбранного наиболее приемлемого варианта закрытого дискового тормоза в сравнении с барабанным.
3. Исследовать влияние жесткости корпуса на выходные характеристики закрытых дисковых тормозов.

Каждый из указанных типов дисковых тормозов обладает рядом своих специфических достоинств и недостатков, поэтому не всякому из них может быть в любом случае отдано предпочтение.

В настоящей главе приводится краткий анализ конструкций различных типов дисковых тормозов применительно к грузовым авто-

## ГЛАВА II

### ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ЗАКРЫТОГО ДИСКОВОГО ТОРМОЗА ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Для выбора рациональной схемы тормоза в ХАДИ, при непосредственном участии автора, были спроектированы, изготовлены и испытаны три конструктивных схемы закрытых дисковых тормозов применительно к автомобилям КРАЗ:

1. Дисковый тормоз с четырьмя поверхностями трения и с непосредственным пневматическим приводом (тип I).

2. Дисковый тормоз с двумя поверхностями трения и с пневматическим приводом (тип II).

3. Дисковый тормоз с двумя поверхностями трения и с гидравлическим приводом (тип III).

Анализ компоновочных возможностей размещения двух дисковых тормозов в разных габаритах с применением барабанных тормозов приводит к выводу о необходимости существенного повышения приводных усилий. Этого можно избежать использовав серводействие (самозаклинивание) в дисковом тормозе. Такой тормоз был в свое время изготовлен и испытан в НАМИ. Однако и теоретический анализ, и испытания показали, что использование серводействия сводит на нет главное преимущество дискового тормоза — стабильность действия. Поэтому в наших опытных образцах дисковых тормозов серводействие не предусматривалось.

Тормоз первого типа имел три тормозных диска с фрикционными накладками, установленными на шлицевом суппорте, и два вращающихся диска с развитыми шипами на наружном диаметре, входящими в пазы барабана, соединенного со ступицей колеса. Весь пакет дис-

ков сжимался колцевой пневматической камерой.

Использование в этом тормозе только четырех поверхностей трения позволило, в какой-то мере, усилить теплоотвод от вращающихся дисков через их направляющие шипы и, в то же время, повысить эффективность тормоза при непосредственном приводе от пневматической камеры.

Конструкция двухдискового тормоза типа II состоит из врашающегося разъемного корпуса 1 (рис. 1) внутри которого могут перемещаться на шлицах неподвижного суппорта два тормозных диска 3 с трениями накладками 2. Между тормозными дисками расположено разжимное кольцо 5, которое может поворачиваться на некоторый угол относительно суппорта при помощи кулака 6 и обычной схемы привода от пневматической камеры.

На внутренних сторонах тормозных дисков укреплены опорные кольца 4, на которых, так же, как и на разжимном кольце, имеются наклонные канавки с заложенными в них шариками 7. При повороте разжимного кольца шарики перекатывались по канавкам и прижимали тормозные лиски к поверхностям трения корпуса.

В двухдисковом тормозе типа III были использованы те же корпус 1 (рис. 5), закрепленный на ступице колеса 5, суппорт 4 и тормозные лиски 2, что и в тормозе типа II. Между тормозными дисками был установлен колцевой гидравлический цилиндр 3, в который подавалась тормозная жидкость от пневматического усилителя, применяемого в тормозной системе автомобиля Урал - 375.

Как показали испытания, тормоз типа III обеспечивал даже не-

сколько большую эффективность, чем серийный барабанный тормоз.

В то же время, тормоз типа I имел низкую эффективность. В этом тормозе оказалось практически невозможно создать необходимое

усиление нажатия кольцевой пневматической камерой, поскольку давление в ней определялось существующими нормами для систем пневматического периода ( $6 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ), а рабочая площадь ограничивалась возможностями компоновки тормоза. Кроме того, действительная характеристика магнитной камеры оказалась на 10-20% ниже, чем расчетная, определявшаяся обычными методами. Очевидно, в этом сказалось влияние жесткости самой магнитной и других, не учтенных в расчете факторов.

В качестве оценочного параметра эффективности тормозного механизма принят коэффициент эффективности  $K_g$ , равный отношению суммарной касательной силы трения  $\Sigma X$  на всех поверхностях трения тормоза к сумме примыкающих сил  $\Sigma P$ , действующих на диски (колодки) тормоза со стороны привода. При определении  $K_g$  рассчитывали  $\Sigma X$  по фактическим тормозным моментам.  $\Sigma P$  для дисковых тормозов находили экспериментально, а для барабанного – рассчитывали для данных параметров привода.

Самый высокий  $K_g$  был у тормоза типа I. Это вполне объяснимо, поскольку этот тормоз имел четыре поверхности трения и только с одной стороны пакета дисков действовало усилие от привода  $\Sigma P$ .

В двух других типах дисковых тормозов было по две поверхности трения, а усилие  $\Sigma P$  действовало от привода на каждый диск в отдельности.  $K_g$  тормоза типа I был в 1,8-2,5 раза выше, чем у серийного барабанного тормоза. При правильном определении расчетных данных и одинаковых средних радиусах трения,  $K_g$  у дисковых тормозов типа II и типа III должен быть равен расчетному значению коэффициента трения  $\mu = 0,35$ , а у тормоза типа I – в четыре раза больше. Фактически же не было получено такое соотношение. У тормоза типа I под нагрузкой деформировался опорный диск, и средний

радиус трения  $R_{cp}$  уменьшился, что снижало  $K_g$ , а у тормозов типа II и типа III с деформацией корпуса увеличивались  $R_{cp}$  и  $K_g$ .

У тормоза типа II  $K_g$  значительно превышал коэффициент трения. Это можно объяснить не только отмеченным выше влиянием изменения

$R_{cp}$  с деформацией корпуса, но и дополнительным самоусищением, которое в конструкции тормоза не предусматривалось.

Для оценки этого явления предполагаем общую методику его расчета. Тормозной момент  $M_T$  для любого дискового тормоза определяется по формуле:

$$M_T = Q \cdot R_{cp} \cdot \mu \cdot \pi, \quad (1)$$

где  $Q$  – осевое усилие на диск;  $R_{cp}$  – средний радиус трения;

$n$  – количество поверхностей трения тормоза.

Осевое усилие на тормозной диск в тормозе типа II (рис. 1),

$$Q = \frac{P_{np}}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (2)$$

где  $P_{np}$  – приводное усилие, приложенное на радиус расположения шариков и действующее на один ряд шариков;  $\alpha$  – угол наклона канавок (принято  $\alpha = 18^\circ$ ).

Правильное усилие определяется выражением

$$P_{np} = \frac{P_{rk} \cdot R_{rk} \cdot R_i}{2 \cdot R_{kyl} \cdot R_w}, \quad (3)$$

где  $P_{rk}$  – усилие, развиваемое тормозной камерой;  $R_{rk}$ ,  $R_i$ ,  $R_{kyl}$  и  $R_w$  – см. рис. I.

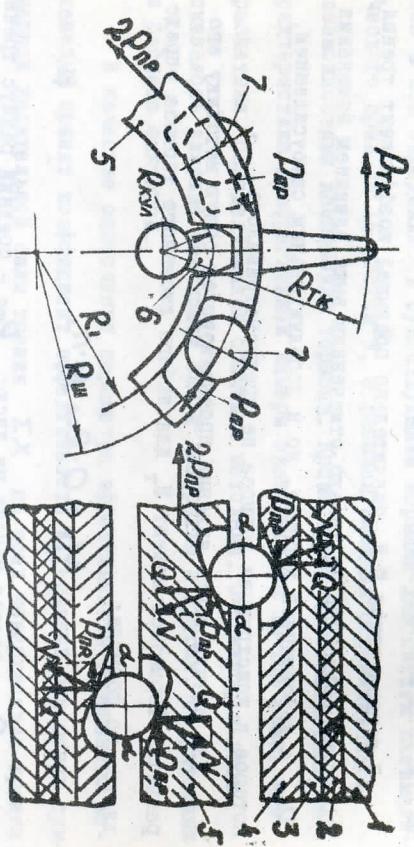


Рис. I. Схема сил, действующих от шариков на колесах тормоза без учета деформации и сил трения

Отсюда тормозной момент рассматриваемого дискового тормоза с двумя поверхностями трения ( $\mu = 2$ )

$$M_T = \frac{P_{T_k} \cdot R_{T_k} \cdot R_1 \cdot R_{Cpr} \cdot \mu}{R_{kuk} \cdot R_w \cdot t g \alpha} \quad (4)$$

Согласно уравнению (4), тормозной момент прямо пропорционален усилию на штоке тормозной камеры и коэффициенту трения, т.е. самоусиления в тормозе нет (коэффициент самоусиления равен 1). В то же время стендовые испытания тормоза с регистрацией тормозного момента, давления воздуха в тормозной камере и момента на валу кулака, позволили обнаружить отклонение коэффициента самоусиления в определенных условиях в оде стороны от единицы.

Тормозные моменты при переднем ходе значительно превышали значения, рассчитанные по формуле (4) при  $\mu = 0,35$  и действительных усилиях в тормозной камере, а при заднем ходе были значительно меньше.

Такой характер изменения  $M_T$  с изменением направления вращения может быть объяснен заклиниванием при переднем ходе и расклиниванием шариков в канавках при заднем ходе за счет деформаций деталей тормоза под нагрузкой. Это предположение подтверждалось также появлением значительных вибраций корпуса тормоза и инерционного стенда при переднем ходе, тогда как при заднем ходе они не наблюдались.

Если предположить, что обнаруженное самоусиление было вызвано накатыванием абсолютно жестких шариков по жестким пакетным поверхностям канавок при деформациях только щлицевой части дисков и суппорта, то из схемы сил (рис. I) следует, что одновременно должны были увеличиваться сила  $2P_{pr}$  и момент на валу кулака. Однако, в процессе торможения при определенном давлении момент на валу кулака, а следовательно, и сила  $2P_{pr}$  оставались практически постоянными.

Это значит, что самоусиление заменялось в механической части привода и происходило за счет изменения расчетного угла  $\alpha$  в связи с деформациями и дисков на щлицах, и суппорта, и контактными контактными напряжениями смятия, проявлялись в наибольшей степени в виде образования дополнительного угла заклинивания  $\alpha$  отрицательного при переднем ходе и положительного при заднем.

Отсюда

$$M_r = \frac{P_{rk} \cdot R_{rk} \cdot R_r \cdot R_{eo} \cdot \mu}{R_{kym} \cdot R_w \cdot \operatorname{tg}(\alpha \pm \lambda)}, \quad (5)$$

Где величина  $\lambda$  зависит от конкретных условий контакта деталей тормоза.

Убедившись в наличии самоусиления и сущестенной нестабильности тормоза типа I, мы искали его из числа возможных к использованию в автомобильных конструкциях.

Тепловую напряженность тормозов оценивали по нагреву теплопоглощающих частей тормоза в условиях циклических торможений с периодичностью около 50 с при давлении в пневматическом приводе 3 кгс/см<sup>2</sup> и при поглощении каждым тормозом за цикл торможения энергии инерционной массы, примерно равной энергии, приходящейся на задний тормоз грузового автомобиля КРАЗ-255Б, затормаживаемого со скоростью 40 км/ч. Сравнивали тепловую напряженность дисковых тормозов с серийным барабанным тормозом.

Тепловая напряженность дискового тормоза типа I была существенно выше, чем у серийного барабанного тормоза, а у дисковых тормозов типа II и III – соответственно ниже.

Интересно сопоставление весовых показателей сравниваемых тормозов. Вес комплекта деталей тормоза и относящейся к нему части привода составлял: серийный барабанный тормоз – 109 кгс; дисковый тормоз тип I – 127 кгс; дисковый тормоз тип II – 108 кгс; дисковый тормоз тип III – 91 кгс.

К тормозам семейства грузовых автомобилей предъявляется обычно важное компонентное требование – тормоз должен успешно вписываться не только в отводимые габариты на ведомых управляемых и ведущих неуправляемых осях, но и на ведущих управляемых осях, где

сильно развит корпус поворотного кулака.

Из рассмотренных трех типов дисковых тормозов только тип II не компоновался на ведущих управляемых осях, поскольку имел слишком малые габаритные размеры по внутреннему диаметру.

Давая оценку технологичности конструкции тормозов, нельзя не признать, что барабанный тормоз обладает в этом направлении существенными преимуществами перед дисковыми тормозами. всех трех типов. Из дисковых тормозов технологически наилуче сложен тормоз типа II, где можно ожидать высокой трудоемкости и сложности изготовления разжимного и опорного колец с канавками для шариков.

Таким образом, по показателям технологичности, по компоновочным, весовым и конструктивным преимуществам тормоз типа III с пневматическим приводом значительно превосходил два других варианта дисковых тормозов (типа I и II), а по тепловой напряженности, весу и возможностям герметизации имел существенные преимущества перед барабанным тормозом. Все это определило целесообразность его дальнейшего углубленного исследования.

### ТАБЛИЦА III

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ ЗАКРЫТЫХ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ

Одним из главных факторов, влияющих на эффективность, стабильность действия и износстойкость тормозов, является тепловой режим, при котором они работают.

Методы теплового расчета тормозов чрезмерно схематичны, громоздки и сложны для практического применения, либо требуют большого объема экспериментальных исследований. Поэтому был использо-

Был метод электрического моделирования нестационарных тепловых процессов на моделях из электропроводной бумаге с применением электронинтегратора ЭИНП-3/66, значительно сокращающий опытно-конструкторские работы для выбора оптимальных решений.

Б.Б. Тенбом и Г.С. Гудз ранее успешно применили этот метод во Львовском ордена Ленина политехническом институте для изучения тепловой напряженности барабанных тормозов. Автор, при их содей-  
ствии, выполнил исследование тепловой напряженности закрытых дисковых тормозов на кафедре автомобилей ЛДПИ методом электро-  
моделирования, теоретические основы и результаты которого описаны в третьей главе работы.

Для проведения исследований тепловой напряженности методом электромоделирования необходимо иметь достоверные данные о значении коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , который, как известно, зависит от большого числа факторов (размеров и форм поверхностей окружющей среды и т.д.). Предлагаемые различными авторами приближенные зависимости для определения  $\alpha$  имеют частный характер и не могут применяться при определении теплоотдачи от поверхностей отложения корпуса закрытого дискового тормоза.

Коэффициенты теплоотдачи определялись методом электромоделирования с использованием кривых изменения температур поверхностей трения во времени, полученных при натурных испытаниях закрытых дисковых тормозов с пневматическим приводом на инерционном стенде ХАДИ.

Инерционные массы стенда с одной стороны связаны, через коробку передач, с двигателем ЯМЗ-238, а с другой, через задний мост автомобиля КРАЗ-214 с заблокированным дифференциалом, исполь-

зуемым в качестве раздаточного редуктора, с двумя испытуемыми тормозами. Такая схема стенда позволила в широком диапазоне вым-  
пать начальные скорости торможения и ограничиваться сравнительно небольшими инерционными массами для получения требуемых приведен-  
ных моментов инерции на корпусах тормозов.

При испытаниях непрерывно записывались на ленту осциллографа Н-105 следующие параметры: давление жидкости в гидравлической части привода, время торможения, тормозные моменты, обороты колес, объемная температура корпуса и тормозных накладок, температура поверхности трения.

Конструкция стенда позволяла имитировать практически любой режим торможения. В качестве основного, как наиболее характерного для оценки тепловой напряженности тормозов, был выбран режим предварительного торможения испытаний типа I автогрузовых средств способом непрерывного торможения в формулировке, ранее предусматривавшейся Правилами № 13 Европейской экономической комиссии при ОЭСН. Этот режим имитировался 2,5-минутным наработом тормозного механизма частичным торможением с заданной интенсивностью. При этом тормозной момент от тензодатчика на балке моста записывался на ленту осциллографа и контролировался визуально по микроамперметру.

Температуру регистрировали медно-константановые термометры с диаметром термосклеродов 0,3 мм. Для определения температуры поверхности трения термопары устанавливались в корпусе тормоза, на расстоянии 0,5-0,8 мм от спая до поверхности трения.

Эффективность тормозов проверялась до и после нагрева. Испы-  
тывались тормоза с различной металлическостью и жесткостью стенок корпуса.

У одного из них толщина свободной стенки (стенки, не примы-  
кающие к диску) была уменьшена вдвое.

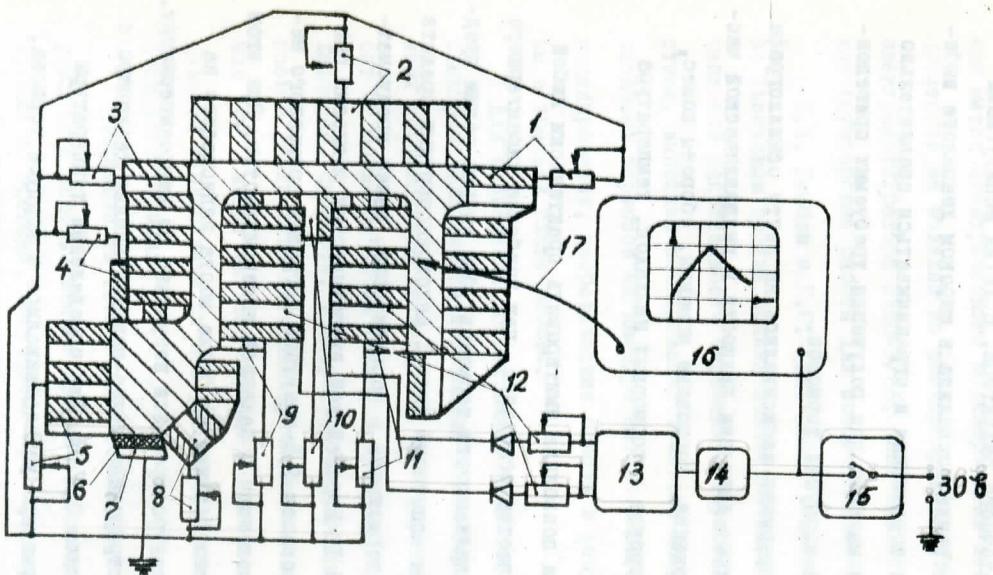


Рис. 2. Принципиальная схема подключения модели к электроинтегратору. 1, 2, 3, 4, 5 - сопротивления, моделирующие теплоотдачу от наружной поверхности корпуса тормоза; 6 - диэлектрическая пленка; 7 - проводящая пластина; 8, 9, 10, 11 - сопротивления, моделирующие теплоотдачу от внутренней поверхности корпуса тормоза; 12 - активные сопротивления для задания граничных условий второго рода; 13 - блок заданий граничных условий второго рода; 14 - формирователь прямоугольных импульсов; 15 - автоматический периодизатор; 16 - электронно-лучевой индикатор ЭИНП - 3/66; 17 - измерительный зонд.

кашет к ступице колеса) составляла 15 мм, а у другого - 10 мм. Стенд позволял раздельно испытания этих тормозов.

Принципиальная схема подключения электрической модели закрытого дискового тормоза к электроинтегратору для решения нестационарной тепловой задачи показана на рис. 2.

Рис. 3 иллюстрирует изменения рабочих температур закрытых дисковых тормозов, полученных при стендовых испытаниях и методом (стационарные линии) (литых-пунктирные) электромоделирования при 2,5-минутном нагреве и охлаждении в течение 15 мин, с различным масштабом времени на участках нагрева и охлаждения.

При изготовлении электрической модели тормоза необходимо было предварительно выяснить влияние разъема корпуса тормоза на характер протекания объемных температур в его цилиндрической части. Как видно из рис. 3 (кривые 3, 4) температура нагрева на расстоянии 1,5 мм в обе стороны от плоскости разъема корпуса отличается незначительно. Поэтому модель тормоза из электропроводной бумаги изготавливается цельная.

Сравнительный анализ нагрева поверхностей трения тормозов показывает, что температуры поверхности трения стенок, прилегающих к ступице колеса, изменяются идентично (кривые 5), а поверхности трения свободных стенок нагреваются больше (кривые 7, 8). Эта разница значительно увеличивается при более тяжелых режимах испытаний. Более низкая температура поверхности трения части корпуса, примыкающей к ступице колеса, объясняется тем, что в этом случае часть теплового потока передается в массу металла ступицы, а затем от ее развитой поверхности охлаждения передается сопротивлением летающим и окружающему воздуху.

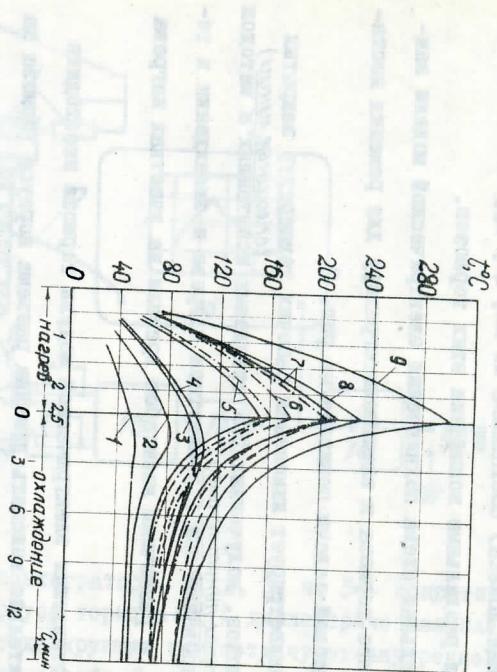


Рис. 3. Изменение рабочих температур при нагреве и охлаждении тормозов

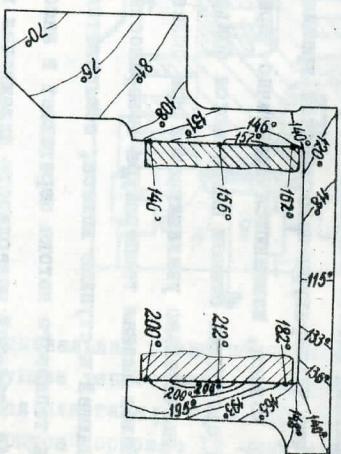


Рис. 4. Изотермическая сетка закрытого дискового тормоза в конце 2,5-минутного режима торможения

При решении поставленной задачи моделировался не только процесс нагрева, но и охлаждения. Как следует из графика (рис. 3), кривые охлаждения поверхностей трения, зафиксированные во время стендовых испытаний при вращающемся корпусе тормоза, и кривые, полученные путем электромоделирования (пунктирные кривые), не совпадают. Такое расхождение можно объяснить тем, что теплоотдача от поверхности трения при отводе тормозных дисков сначала не моделировалась. Для учета влияния этой теплоотдачи были поставлены дополнительные сопротивления 9 и 11 и лишили между функциональными элементами и блоком задания граничных условий второго рода с целью обеспечения стока только через сопротивления 9 и 11 (см. рис. 2). В результате было достигнуто близкое совпадение кривых охлаждения поверхностей трения для модели с экспериментальными кривыми.

Температура поверхности трения серийных барабанных тормозов (кривая 9 рис. 3) на принятом режиме испытания значительно превышала температуру поверхностей трения закрытых дисковых тормозов, т.к. у последних были лучшие условия теплоотвода.

Отмеченная ранее неравномерность нагрева примыкающей к свободной стенке корпуса является существенным недостатком, так как тормозные пальцы, работающие при разных температурных режимах, будут изнашиваться неодинаково.

Изотермическая сетка (рис. 4), полученная методом электромоделирования для тормоза с толщиной свободной стенки 15 мм в конце 2,5-минутного режима торможения, навязано характеризует неравномерность нагрева свободной и примыкающей стенок корпуса. Вследствие большей металлическости стенки корпуса, примыкающей к ступице колеса, теплонапряженность ее гораздо ниже. Объемная температура тормозной пластины, работающей с примыкающей стенкой (кривая 1, рис. 3), также была ниже, чем пальца, работающая со свободной

стенкой корпуса тормоза (кривая 2).

Метод электромоделирования показал возможность выравнивания температуры обеих поверхностей трения за счет выравнивания металлоемкостной свободной и примыкающей стенок. Кривая 6 (рис. 3) характеризует нагрев и охлаждение обеих поверхностей трения при увеличении толщины свободной стенки корпуса с учетом ребер до 27 мм при неизменной толщине примыкающей стенки.

На рис. 4 изотермические линии, построенные при моделировании, а также отмеченные точки, полученные экспериментально, характеризуют распределение температур по радиусу трения тормозных накладок. С увеличением радиуса трения увеличивается скорость скольжения, что должно приводить более интенсивному росту температуры поверхности трения. Однако увеличение температуры с увеличением радиуса трения наблюдается только на поверхности трения примыкающей стенки. Очевидно, на распределение температур в большей степени влияет распределение массы металла по радиусу трения, которая для прымыкающей стенки с уменьшением радиуса увеличивается, а для свободной — уменьшается.

Исследование, выполненное в настоящей главе показывает, что методом электромоделирования с достаточной степенью точности можно решать многие задачи тепловой напряженности закрытых лисковых тормозов, хотя он и основан на ряде допущений — не учитывает влияние изменения скорости скольжения по радиусу трения, деформации корпуса и дискретность контакта тренияционных пар.

## ГЛАВА IV ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ КОРПУСА И СТАБИЛЬНОСТИ ДЕЙСТВИЯ ЗАКРЫТЫХ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ

Закрытый дисковый тормоз имеет П-образный в радиальном сечении корпус с разъемом на цилиндрической части, стянутый болтами (рис. 5). При торможении, за счет осевого усилия создаваемого колыцевым гидравлическим цилиндром, наибольшее перемещение в осевом направлении имеет свободная стенка корпуса, так как другая часть его опирается на ступицу колеса и крепится к ней болтами. По величине этого перемещения при данном давлении оценивалась жесткость корпуса тормоза.

Мы провели теоретический и экспериментальный анализ влияния положения плоскости разъема цилиндрической части корпуса на величину деформации свободной стенки в осевом направлении. Исследовалось следующие варианты корпуса тормоза (рис. 5):  
1 — с фланцевым разъемом стенки, примыкающей к ступице колеса (разъем  $\alpha$ ) и с подкрепляющим ребром жесткости ( $e$ ) на внутреннем радиусе свободной стенки;  
2 — то же, без подкрепляющего ребра (разъем  $\alpha$ , линия  $d$ );  
3 — с разъемом корпуса в средней части, без ребра (разъем  $\delta$ , линия  $d$ );  
4 — с фланцевым разъемом свободной стенки, без ребра (разъем  $c$ , линия  $d$ ).

Результаты теоретических и экспериментальных исследований показали, что наибольшей жесткостью обладает корпус тормоза с фланцевым разъемом стенки, примыкающей к ступице колеса и с подкрепляющим ребром на внутреннем радиусе свободной стенки (вариант 4),

а наименьшей — корпус с фланцевым креплением свободной стенки (вариант 4).

Для оценки влияния жесткости корпуса на эффективность и стабильность действия, проводились сравнительные испытания следующих тормозных механизмов:

- 1 — дискового тормоза с наименьшей жесткостью корпуса — с фланцевым разъемом свободной стенки (вариант 4) толщиной 10 мм;
- 2 — дисковый тормоз с наибольшей жесткостью корпуса — с фланцевым разъемом стенки, примыкающей к ступице колеса (вариант 1) и толщиной свободной стенки 15 мм с кольевым ребром жесткости на внутреннем радиусе;
- 3 — серийного барабанного тормоза автомобиля КРАЗ-255Б.

Полученная зависимость тормозного момента от давления в приводе для дискового тормоза с наиболее жестким корпусом, близка к линейной, а у дискового тормоза с наименее жестким корпусом отклоняется от линейной, что свидетельствует об усиливающем эффекте за счет увеличения среднего радиуса трения при деформации свободной стенки тормоза.

Поскольку сравниваемые тормозные механизмы предназначены для автомобилей одного и того же класса, при проведении стендовых испытаний для оценки стабильности действия исходили из одинаковых тормозных моментов на холодных тормозах. Установив величину тормозного момента 1000 кгс·м, последовательно производили торможения при фиксированном давлении в приводе, соответствующем установленному тормозному моменту, и регистрировали значения тормозных моментов с повышением температуры поверхности трения до 300—350°С. Число оборотов маховых масс стенд перед началом торможения во всех случаях соответствовало линейной скорости автомобиля — 40 км/ч.

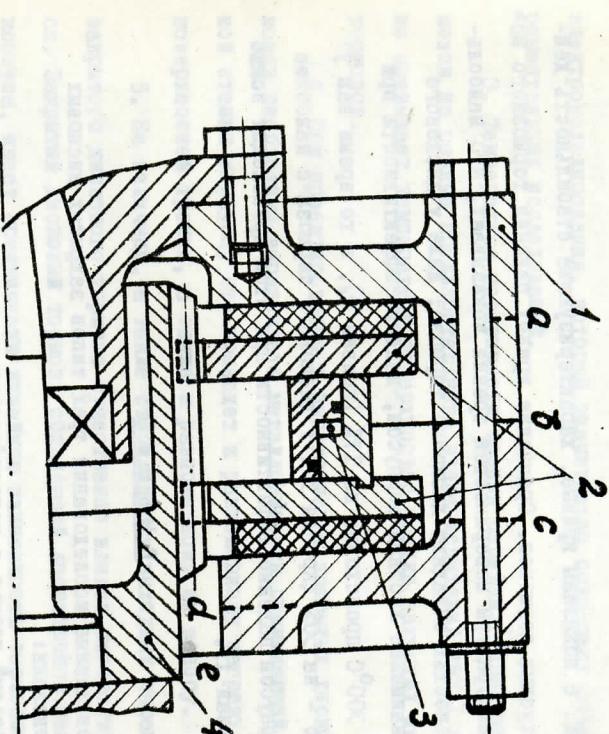


Рис. 5. Дисковый тормоз с пневматическим приводом

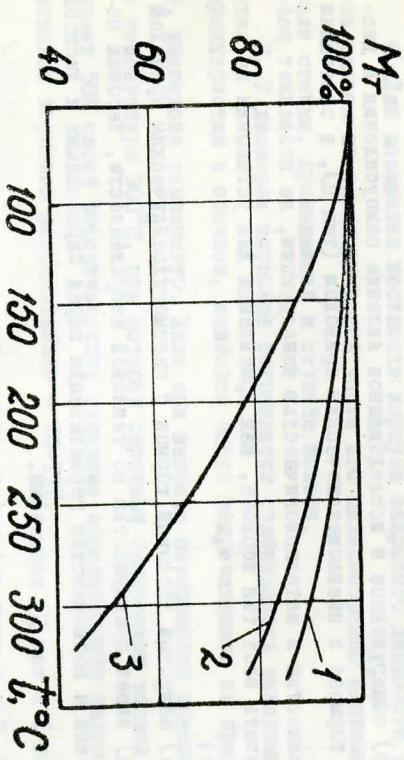


Рис. 6. Падение тормозного момента от температуры поверхности трения

На рис. 6 показаны кривые, характеризующие стабильность действий испытуемых тормозов. Сравнение кривых падения тормозного момента от температуры поверхности трения показывает, что наибольшей стабильностью обладают дисковые тормоза. Даже у дискового тормоза с наименее жестким корпусом, падение эффективности при нагреве до  $300^{\circ}\text{C}$  происходит на 17% (кривая 2), в то время как у барабанного - на 50% (кривая 3). У дискового тормоза с наиболее жестким корпусом падение эффективности при этом происходит всего на 10% (кривая 1).

### Выводы

1. Проведенные исследования трех типов закрытых дисковых тормозов показали:
  - а) дисковый тормоз с непосредственным пневматическим приводом и четырьмя поверхностями трения (тип I) обладает высокой тепловой напряженностью и не может быть использован на автомобилях;
  - б) обнаруженное и исследованное явление самоусиления в дисковом тормозе с пневмомеханическим приводом (тип II), в сочетании со сложностью и нетехнологичностью конструкции, не позволяет рассматривать этот тип тормоза, как приемлемый для установки на автомобиле;
  - в) закрытый дисковый тормоз с пневмогидравлическим приводом (тип III) имеет преимущества по тепловой напряженности, весовым показателям и возможностям герметизации перед барабанными и дисковыми (типа I и типа II) тормозами.
2. Для оценки влияния различных факторов на температурный режим закрытых дисковых тормозов целесообразно применять метод

электромоделирования, который значительно сокращает объем экспериментальных исследований.

3. Температура поверхности трения серийных барабанных тормозов на режиме предварительного этапа испытаний тип I значительно превышает температуру поверхности трения закрытых дисковых тормозов.

4. При проектировании и изготовлении закрытых дисковых тормозов необходимо выравнивать металлоемкости примыкающей и свободной стенки корпуса, что приведет к равномерному нагреву обеих поверхностей трения, а также к равномерному их износу.

5. На величину, а также стабильность выходных параметров закрытого дискового тормоза существенно влияет жесткость корпуса. Закрытый дисковый тормоз, обладающий достаточной жесткостью корпуса, имеет практически линейную зависимость тормозного момента от приводного усилия, что открывает благоприятную возможность применения противоблокировочных устройств и регуляторов тормозных сил.
6. Для повышения жесткости корпуса закрытого дискового тормоза разъем по цилиндрической части его целесообразно располагать возле стакни, примыкающей к ступице колеса.
7. У дисковых тормозов сохраняется стабильность выходных характеристик в обычном, наиболее часто встречающемся на практике, диапазоне температур. Даже при нагреве поверхности трения до температуры  $300^{\circ}\text{C}$ , при которой серийный барабанный тормоз теряет 50% своей эффективности, снижение эффективности закрытых дисковых тормозов незначительно - 10-17%.

8. Проведенное исследование закрытых дисковых тормозов позволяет считать, что они могут иметь преимущества для грузовых автомобилей перед барабанными тормозами по весовым показателям, эффективности, стабильности и износостойкости.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Гредескул А.Б., Малышев А.А., Решетников Е.Б., Туленко А.Н. Исследование закрытых дисковых тормозов для колесных машин. Сб. "Автомобильный транспорт", вып. 8, Киев, "Техника", 1971.
2. Тредескул А.Б., Туленко А.Н. Исследование самоусиления в закрытом дисковом тормозе с пневмомеханическим приводом. Сб. "Автомобильный транспорт", вып. 9, Киев, "Техника", 1972.
3. Гудз Г.С., Туленко А.Н. Исследование тепловой напряженности закрытых дисковых тормозов для колесных машин. Сб. "Автомобильный транспорт", вып. 10, Киев, "Техника", 1973.
4. Тредескул А.Б., Туленко А.Н., Булгаков Н.А., Юрченко В.П., Чаплин А.П., Полков И.А. Разработка конструкции и исследование дисковых колесных тормозов для тяжелых грузовых автомобилей. Научно-технический отчет Кременчугскому автомобильному заводу. № гос. рег. 68041612, ВО1503. Сборник рефератов НИР 16-17, Всесоюзный научно-технический информационный центр, 1970.
5. Туленко А.Н. Исследование закрытых дисковых тормозов с пневматическим приводом для автомобилей КРАЗ. Гл. III научно-технического отчета Кременчугскому автомобильному заводу "Исследование тормозных приводов перспективных автомобилей и автомобилей КРАЗ". № гос. рег. 69034179, Б183964. Сборник рефератов НИР 9-10, Всесоюзный научно-технический информационный центр, 1972.

Результаты работы докладывались:

1. На научно-техническом семинаре "Состояние и перспективы улучшения тормозных систем автомобилей" (НАМИ - ВДНХ, 20 - 24 октября 1969 г., Москва).
2. На научно-технических конференциях Кременчугского автомобильного завода (КРАЗ, сентябрь 1970 г., январь 1972 г.).
3. На научных сессиях Харьковского автомобильно-дорожного института (1967 - 1972 г.г., Харьков).

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

БИ 53075. Подписано к печати 14/3 1973 г.  
Объем 1,75 ф. л. и 1,75 усл. п. л. Формат 60x90 1/16.

Заказ Р3-417. Тираж 200.

Отпечатано на ротаприте в Харьковской городской типографии  
№ 16 Областного управления по делам издательства, полиграфии  
и книжной торговли, Харьков-3, ул. Университетская, 16