

УДК 629.3.021-59

**ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ НА СИЛЫ,
ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КОНТАКТИРУЮЩЕЙ ПАРЕ «ТОРМОЗНАЯ
КОЛОДКА – БАРАБАН»**

Холодный Ю.Ф., к.т.н., доц., Старков Н.В., доц., Холодный В.Ю., студ.

*Кременчугский государственный политехнический университет им. М.В. Остроградского
39614, г. Кременчуг, ул. Первомайская, 20*

E-mail: avtotr@polytech.poltava.ua

У статті розглядається вплив коефіцієнту тертя на сили, що діють у контактуючій парі «гальмівна колодка – барабан». Коефіцієнт тертя змінювався в діапазоні від 0 до 1.

Ключові слова: гальмівний механізм, гальмівний момент, коефіцієнт тертя.

In article investigate the factor of friction on the forces working in the contacting pair «brake shoe - a drum» is examined. The factor of friction changed in a range from 0 up to 1.

Key words: the brake mechanism, the brake moment, factor of friction.

Введение. Тормозные механизмы относятся к устройствам, которые оказывают непосредственное влияние на активную безопасность тех конструкций, где они устанавливаются. Для транспортных средств, в частности, это подтверждается требованиями ГОСТ 22895-77 о том, что целый ряд деталей тормозного механизма «должны обладать гарантированной прочностью» [1].

Вместе с тем, следует подчеркнуть, что повышение требований к стабильности и надежности тормозных устройств, уменьшению их габаритов (с целью снижения веса) обуславливает необходимость дальнейшего проведения теоретических и экспериментальных исследований.

Анализ предыдущих исследований. Из экспериментов, проведенных ранее, известно, что коэффициент трения зависит от целого ряда факторов [2]. Для материалов современных фрикционных пар тормозов коэффициент трения, в подавляющем своем большинстве, варьируется от 0,37 до 0,56 [3]. В то же время известно, что коэффициент трения асбеста, армированного металлами, может достигать 0,8 [4]. Поэтому было принято решение для исследований установить еще более расширенный диапазон коэффициента трения, а именно, от 0 до 1, что не противоречит законам трибологии.

В большинстве работ принят нормальный закон распределения нагрузок. При этом важно подчеркнуть, что рассматриваются только законы распределения нормальных реакций со стороны тормозного барабана, а не законы распространения распределенных удельных нагрузок, действующие на барабан со стороны накладки, вызывающие их и являющиеся первопричиной рабочего процесса тормозного механизма [3, 5, 6].

Одновременно с изложенным выше подходом был выдвинут иной, где рассмотрение рабочих процессов в барабанном тормозном механизме предлагается начинать с рассмотрения закона распределения удельных нагрузок, действующих со

стороны накладки тормозной колодки на барабан [7]. Удельная нагрузка, действующая на материал, будет иметь свое максимальное значение в направлении, совпадающем с направлением максимальной деформации материала в рассматриваемой точке. Справедливость данного подхода была наглядно доказана как экспериментально, так и теоретически и нашла свое выражение в формулах элементарной суммарной силы, действующей в рассматриваемой точке и нормальной реакции на эту силу (рис. 1):

$$dF_A = \sqrt{dN_{NA}^2 + (m \cdot dN_{NA})^2}, \quad (1)$$

где dF_A - результирующая сила, действующая в рассматриваемой точке;

dF_{NA} - элементарная нормальная сжимающая сила;

$m \cdot dF_{NA}$ - величина касательной сжимающей силы которую можно реализовать;

$$dN_A = dF_A \cdot \frac{\sin(j_A + r)}{\sin j_A}, \quad (2)$$

где dN_A - нормальная реакция тормозного барабана в точке А накладки на действие элементарной силы dF_A ;

j_A - угол между отрезками, соединяющими рассматриваемую точку с осями вращения тормозного барабана и колодки;

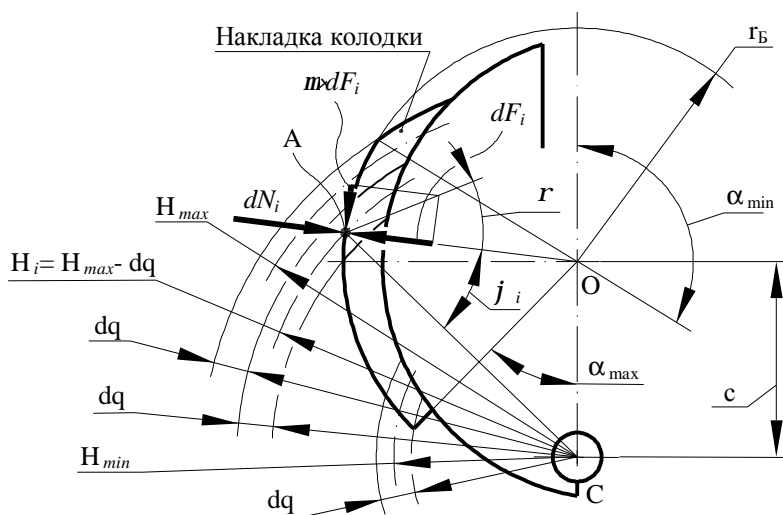
r - угол трения.

Приведенные автором данного метода результаты экспериментальных и теоретических исследований дали все основания в дальнейшем опираться именно на данные выкладки.

Одновременно с этим из работы [7] осталось не до конца выясненным, какое влияние оказывает изменение величины коэффициента трения на:

- направление распределенной удельной нагрузки, действующей в материале тормозной накладки относительно поверхности тормозного барабана;

- величину касательных сжимающих сил;



c - расстояние от оси колодки до оси барабана; r - угол трения; j_i - угол между отрезками, соединяющими рассматриваемую точку с осями вращения тормозного барабана и колодки; H_{max} - расстояние от оси колодки до наиболее удаленной рассчитываемой точки накладки; H_{min} - расстояние от оси колодки до наименее удаленной рассчитываемой точки накладки; α_{max} - угол между отрезками, соединяющими ось вращения барабана с осью поворота колодки и с рассчитываемой точкой накладки наиболее удаленной от оси колодки; α_{min} - угол между отрезками, соединяющими ось вращения барабана с осью поворота колодки и с рассчитываемой точкой накладки наименее удаленной от оси колодки

Рисунок 1 – Расчетная схема тормозной колодки

- характер распределения элементарных сил, действующих в материале тормозной накладки;
- характер распределения нормальных реакций, действующих со стороны тормозного барабана;
- угловую координату расположения максимальной удельной нагрузки, действующей на материал накладки колодки;
- угловую координату расположения максимальной нормальной реакции, действующей со стороны тормозного барабана.

Цель работы. Экспериментально подтвердить явление проскальзывания накладки тормозной колодки относительно рабочей поверхности барабана, а также проведение теоретических исследований влияния величины коэффициента трения на характер распределения удельных нагрузок и нормальных реакций на них.

Материалы и результаты исследований. В качестве объекта исследований был взят барабанный тормозной механизм с внутренними колодками, имеющими одну степень свободы. При этом тип разжимного устройства колодок во внимание не брался. Использование в экспериментальных исследованиях непосредственно накладок колодок было нецелесообразно, т.к. они обладают малой толщиной (от 4 до 16 мм). К тому же высокая твердость материала, из которого они изготовлены, делает невозможным применение технических средств измерений, поскольку на величину деформации накладки (относительное удлинение материала от $6 \cdot 10^{-3}$ до $12 \cdot 10^{-3}$ [8]) будет накладываться величина деформации других деталей тормозного механизма.

К тому же в этом случае будет отсутствовать возможность визуального наблюдения непосред-

ственно за процессом деформации.

В то же время известно, что если изучение "... сложного физического процесса связано с большими трудностями, то часто имеет смысл провести эксперимент в увеличенном или уменьшенном масштабе на модельной системе, свойства которой можно легко изменять ..." [9]. Замена реальных физических систем при помощи моделей обосновывается законами подобия, которые позволяют переносить данные, полученные на моделях, на рассматриваемые физические системы. Два физических процесса называются подобными, если они подчиняются одним физическим законам, и при этом все физические величины, характеризующие один процесс, можно преобразовать в величины для другого процесса умножением на коэффициенты подобия.

Для проведения экспериментов с целью обеспечения возможности визуального контроля за происходящими процессами деформации решено было воспользоваться моделями, подчиняющимися законам подобия Коши и Гука [9]. При этом целью ставилось не численное определение величины проскальзывания накладки тормозной колодки в процессе ее прижатия к тормозному барабану, а визуальное подтверждение наличия данного явления. Это несколько упростило задачу, т.к. отпала необходимость в непосредственном определении величин коэффициентов подобия.

Основываясь на задаче эксперимента и методике его проведения, были сформулированы основные требования к экспериментальной установке:

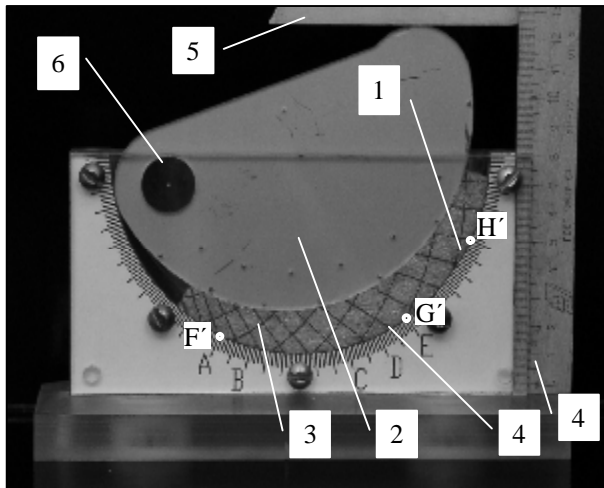
- 1) возможность создания усилий достаточных для деформации материала имитатора накладки;
- 2) высокие прочностные свойства имитатора

тормозного механизма, исключая возможность деформаций, сравнимых с деформациями имитатора накладки;

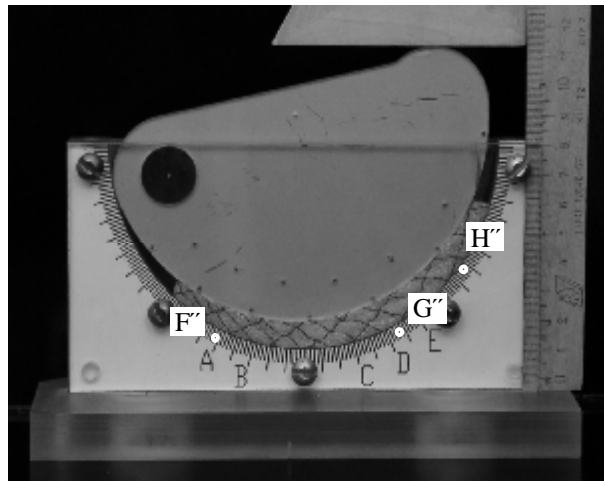
3) возможность визуального наблюдения за происходящим процессом деформации имитатора тормозной накладки;

4) простота конструкции установки должна обеспечивать возможность проведения эксперимента в условиях лаборатории любого уровня.

Всем этим требованиям удовлетворяла экспериментальная установка, представленная на рис. 2.



а)



б)

1 – имитатор неподвижного тормозного барабана; 2 – имитатор тормозной колодки; 3 – имитатор тормозной накладки; 4 – линейка; 5 – треугольник; 6 – имитатор оси колодки; 7 – контрольная шкала

a – испытуемый образец до нагружения; *б* – испытуемый образец после нагружения; F' , G' , H' – рассматривавшиеся точки контактирующей поверхности имитатора накладки до нагружения; F'' , G'' , H'' – рассматривавшиеся точки контактирующей поверхности имитатора накладки после нагружения

Рисунок 2 – Результаты эксперимента

Детали экспериментальной установки, кроме имитатора накладки, с целью повышения их жесткости, были изготовлены из листового плексигласа толщиной 4 и 15 мм. Имитатор тормозной накладки был изготовлен из пенополиуретана, что было обусловлено однородностью его структуры, изотропностью свойств, а также способностью независимо от величины прикладываемой нагрузки не разрушаться. Имитатор накладки был зафиксирован от смещения относительно имитатора колодки при помощи клея.

На имитатор накладки относительно «оси колодки» была нанесена сетка в виде радиально направленных лучей, пересекающихся с концентрическими окружностями (шаг радиусов – 10 мм).

Результаты эксперимента (начальное и конечное положение имитатора колодки) представлены на рис. 2 (а и б).

В процессе эксперимента проводились последовательные перемещения имитатора колодки с шагом по вертикали, равным 2 мм (относительно шкалы линейки). Сравнение угловых координат (относительно «оси вращения тормозного барабана») расположения произвольно взятых точек на контактирующей поверхности имитатора накладки до и после ее нагружения показало, что все они сместились на разные величины, а именно точка F' – на 2° , G' – на 5° , H' – на 9° . Результаты эксперимента подтвердили ранее выдвинутые положения автора методики [7], что в зоне контакта явление проскальзывания накладки с тормозным барабаном присутствует.

Для проведения теоретических исследований барабанных тормозных механизмов с внутренним размещением колодок были приняты допущения:

1) все детали тормозного механизма, кроме накладки, абсолютно жесткие;

2) материал накладки однороден и изотропен (т.е. одинаковые свойства независимо от направления приложения нагрузки);

3) накладка колодки приработана и всей поверхностью прилегает к тормозному барабану;

4) площадь контакта накладки с барабаном постоянна и равна номинальной (не изменяется);

5) величина коэффициента трения накладки постоянна во всех точках накладки и от расчета к расчету изменяется в пределах от 0 до 1.

Дополнительно было принято, что барабан колодки неподвижен (т.е. отсутствуют явления самоприжатия и самоотжатия колодок), рассматривается только плоская модель тормозного механизма и, следовательно, тормозной колодки. А, т.к. было принято, что тормозной барабан неподвижен, то отсюда следовало, что достаточно рассматривать только одну из двух тормозных колодок (происходящие явления для колодок будут симметричны).

Исходя из задачи теоретического исследования, а также принятых допущений и соответствующей им методики было решено принять к рассмотрению колодки тормозного механизма автомобиля ГАЗ-66 [7].

Рассматриваемый тормозной механизм имел параметры, величины которых указаны в табл. 1.

Расчетные исследования велись с помощью формул работы [7], где основной является формула распределенной удельной нагрузки, действующей со стороны накладки колодки на тормозной барабан (для случаев, когда тормозной барабан неподвижен):

$$p_A = p_{max} \cdot \frac{H_A}{H_m} \cdot \frac{\sin j_A}{\sin j_m} \cdot \frac{\sin(j_A + r)}{\sin(j_m + r)}, \quad (3)$$

где p_{max} – максимальное значение распределенной удельной нагрузки, действующей на материал накладки в произвольной ее точке А;

Таблица 1 – Параметры тормозного механизма

Параметр	Величина
Радиус тормозного барабана	0,190 м
Расстояние от оси барабана до оси колодки	0,144 м
Угол охвата накладки	120°
Угол расположения накладки относительно оси колодки	10°
Ширина накладки	0,1 м

А – индекс, указывающий на принадлежность геометрических характеристик к рассматриваемой произвольной точке накладки А;

m – индекс, указывающий на принадлежность геометрических характеристик к точке накладки, где значение распределенной удельной нагрузки достигает значения p_{max} .

Результаты теоретических исследований представлены на рис. 3-7.

Выводы. По результатам проведенных исследований были сделаны следующие выводы:

1. Подтвердились ранее выдвинутые положения о наличии в процессе прижатия накладки тормозной колодки к рабочей поверхности тормозного барабана явления проскальзывания.

2. С увеличением коэффициента трения происходит увеличение угла между направлением приложения элементарной результирующей силы и отрезком, соединяющим точку ее приложения с осью колодки. Зависимость величины угла от коэффициента трения – линейная.

3. При значениях коэффициента трения близких к 1 угловая координата в точках накладки, наиболее близких к оси колодки, достигает значения 90°.

4. Угловая координата максимального значения распределенной удельной нагрузки не является постоянной величиной и зависит от величины коэффициента трения.

В рассматривавшемся случае для коэффициентов трения от 0 до 1 она изменялась в диапазоне 17°.

5. При значениях коэффициента трения

близких к 0 значения элементарной результирующей силы и нормальной реакции на нее совпадают по величине.

При этом элементарная касательная сила отсутствует.

6. С ростом коэффициента трения происходит угловое смещение максимальных значений элементарной результирующей силы и нормальной реакции на нее.

7. Смещение максимального значения нормальной реакции относительно элементарной результирующей силы может достигать 20°.

8. Элементарные касательные сжимающие силы всегда во всех точках накладки будут меньше нормальных сжимающих сил.

9. Известные методики, о которых говорилось в начале работы, являются лишь частными случаями метода расчета, который исследовался.

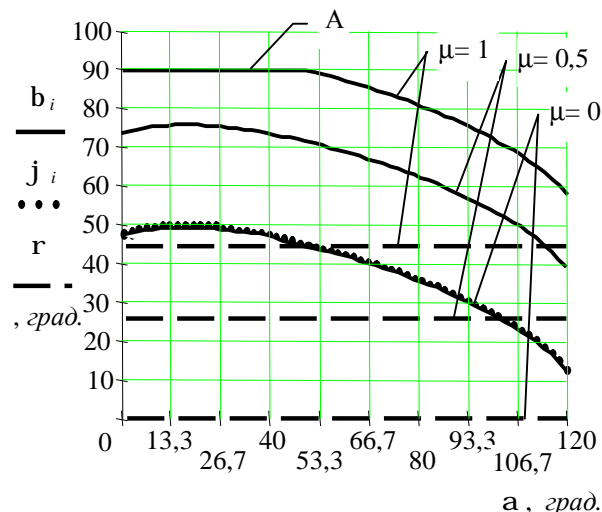


Рисунок 3 – Угловые координаты в рассматриваемых точках накладки и их взаимосвязь с коэффициентом трения

μ – коэффициент трения; α – угол охвата накладки колодки (центральный угол); ϕ_i – угол между отрезками, соединяющими рассматриваемую точку с осями вращения тормозного барабана и колодки; r – угол трения; β_i – угол между элементарными равнодействующими силами и отрезками, соединяющими точки их приложения с осью поворота тормозной колодки

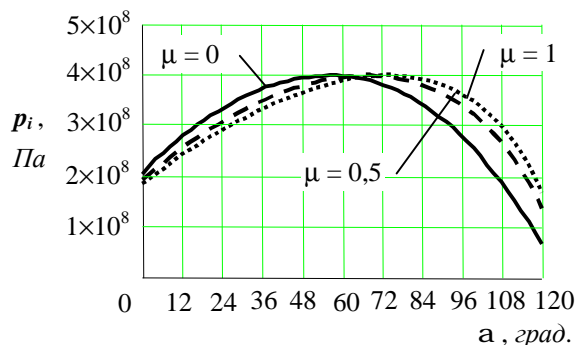


Рисунок 4 – Результаты эксперимента
 p – распределенные удельные нагрузки

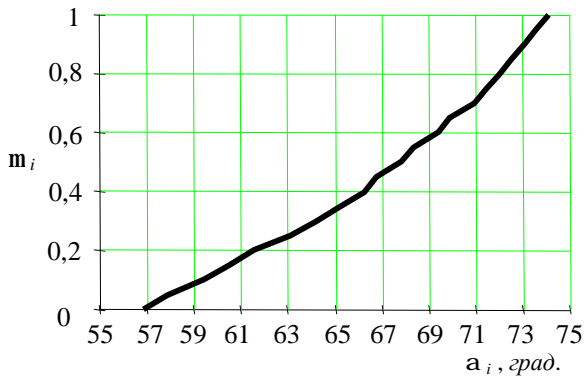


Рисунок 5 – Угловая координата максимального значения распределенной удельной нагрузки при изменении величины коэффициента трения

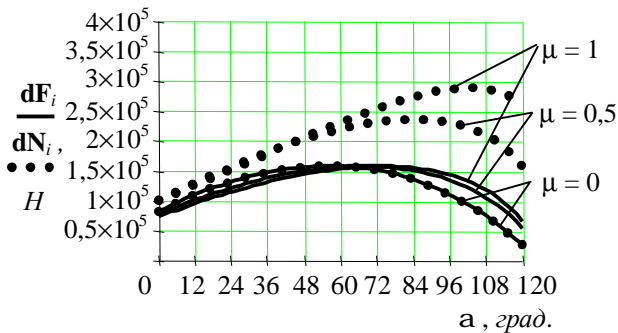


Рисунок 6 – Распределение элементарных сжимающих сил, действующих на материал накладки, и реакций на них

dF_i – сила прижатия элементарного фрикционного элемента (равнодействующая от нормальной и касательной составляющих); dN_i – нормальная реакция со стороны тормозного барабана на действие сил прижатия элементарных фрикционных элементов

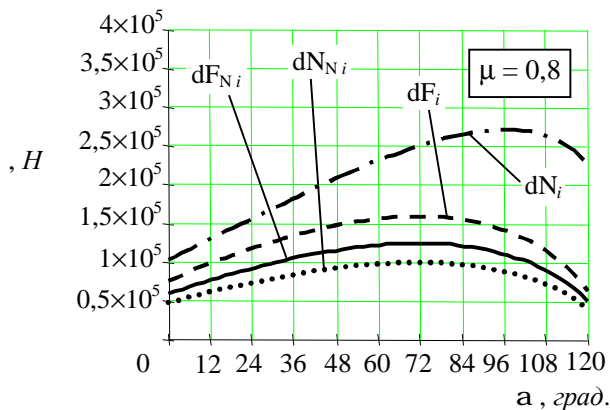


Рисунок 7 – Распределение элементарных сжимающих и результирующих сил, а также реакций на них при коэффициенте трения равном «0,8»

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

1. ГОСТ 22895-77. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Технические требования.; Введ. 01.01.81. - М.: Изд-во стандартов, 1977.
2. Борисов С.Г., Кореник В.С., Эглит И.М. Фрикционные материалы для узлов трения транспортных машин. -М.: МАМИ, 1968. - 54 с.
3. Александров М.П., Лысяков А.Г., Федосеев В.Н., Новожилов М.В. Тормозные устройства: Справочник. - М.: Машиностроение, 1985. - 310 с.
4. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник / А.В. Чичинадзе, А.Л. Левин, М.М. Бородулин, Е.В. Зиновьев/ Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1988. – С. 169.
5. Справочник по триботехнике: В 3 т. / Под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1989. - Т.1: Теоретические основы. - 400 с.
6. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. Функциональный расчет тормозной системы автомобиля с барабанными тормозами: Учебное пособие. - К.: УМК ВО, 1990. - 138 с.
7. Холодный Ю.Ф. Метод расчета автомобильных барабанных тормозных механизмов, основанный на законе распределения удельных нагрузок, определяемых характером перемещения тормозных колодок: Дис... канд. техн. наук: 05.22.02. - Кременчуг, 1998. - 127 с.
8. Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А., Кизман А.М., Кобылянский В.Н. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей. - Львов: Вища школа, 1974. - 234 с.
9. Кунце Х.И. Методы физических измерений: Пер. с нем. - М.: Мир, 1989. - 216 с.