

ет затруднительно, поскольку невозможно учесть все факторы, влияющие на НДС. Решающее слово в таких случаях принадлежит эксперименту.

Реальные детали отличаются от конечно-элементной модели не только отклонением размеров, но и наличием литейных дефектов. Наличие, расположение и характер этих дефектов носит вероятностный характер, но, используя МКЭ, можно учесть их влияние на НДС балки.

Эксперимент хорош там, где геометрические размеры деталей имеют сравнительно небольшие допуски. Иначе экспериментатор получает данные только об одном исследуемом объекте, размеры которого ему во многом неизвестны.

Получено 14.07.2003

B. G. Keglın, A. V. Yakovlev, S. V. Makeyev. The analysis of research techniques stress - deformed state of unspring beam of the freight car.

There given results of theoretical (FEM) and experimental research of stress - deformed state of unspring beam of the freight car. The advantages of theoretical calculation are shown.

Таким образом, компьютерный расчет современными программами с применением метода конечных элементов позволяет наиболее полно решить статическую задачу, а тензометрирование незаменимо при проведении эксплуатационных испытаний.

Список литературы

1 Система конечно-элементного анализа общего назначения MSC/NASTRAN /Перевод с англ. Б. В. Шатров, С. А. Бухаров, Ю. Р. Мартыненко, Д. М. Осипов; Под ред. Б. В. Шатрова. – М.: МАИ, 1994.

2 Игнатенко Ю. В. Экспериментальные методы исследования механических параметров машин. – Брянск: изд.-во БИТМа, 1986. – 68 с.

Вестник Белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт. 2003. № 2(7)

УДК 629.4.077

П. К. РУДОВ, старший преподаватель; Белорусский государственный университет транспорта, Гомель

ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ИЗНОСА НАКЛАДОК ДИСКОВОГО ТОРМОЗА НА ЭФФЕКТИВНЫЙ РАДИУС ТРЕНИЯ

Излагается методика расчета эффективного радиуса трения при неравномерном износе тормозных накладок дискового тормоза. Приведены зависимости эффективного радиуса трения дискового тормоза дизель-поезда ДР1А(П) от величины смещения точки приложения силы нажатия от оптимального значения, соответствующего равномерному износу, для накладок из различных материалов.

В дисковом тормозе распределение удельных давлений по радиальному сечениюновой неприработанной накладки имеет неявно выраженный максимум в местах передачи сосредоточенных сил нажатия [1, 2]. Однако в процессе приработки происходит ускоренный износ тех точек накладки, в которых совершается большая работа сил трения. Изменяется микрогеометрия поверхности трения, появляются изгибающие деформации в башмаке с накладками и происходит перераспределение удельных давлений по их площади. Закон распределения удельных давлений по радиальному сечению приближается к гиперболическому. При обследовании приработанных накладок, расположенных на башмаке дискового тормоза дизель-поезда ДР1А(П), установлено, что в средней части поверхности трения наблюдается так называемый “менисковый” износ, глубина которого достигает нескольких долей миллиметра. Это подтверждает протекание описанных выше процессов в период приработки фрикционного

элемента. В зависимости от координат точек приложения сосредоточенных сил нажатия происходит либо равномерный, либо один из видов неравномерного износа накладок. В последнем случае линии равного износа, а значит, и равной удельной мощности трения расположены параллельно друг другу и принимают форму прямых, так как износ накладок происходит в плоскости диска [3, 4]. При неравномерном износе накладок, вызванном смещением точки приложения силы нажатия, изменяется эффективный радиус трения, используемый при определении коэффициента трения при исследованиях и в тормозных расчетах. В таких случаях для получения более точных результатов при выполнении расчетов необходимо принимать соответствующий эффективный радиус трения.

Закон распределения удельных давлений по площади фрикционного контакта при неравномерном износе в направлении наружной или внутренней периферии имеет вид [5]

$$k_{\text{во}} [1 + C_{ky} (\rho \cos \alpha - \rho_{\text{в}})] = p(\rho, \alpha) \varphi(\rho, \alpha) v(\rho), \quad (1)$$

где $k_{\text{во}}$ – удельная мощность трения точки внутренней периферии накладки, лежащей на оси симметрии; C_{ky} – коэффициент неравномерности износа по оси симметрии накладки. Имеет знак “плюс” при увеличении износа к наружной периферии, знак “минус” – при увеличении износа к внутренней периферии;

$$C_{ky} = C_y / k_{\text{во}},$$

C_y – коэффициент, учитывающий изменение удельной мощности трения на единицу длины вдоль оси симметрии накладки;

$$C_y = \frac{k_{\text{но}} - k_{\text{во}}}{\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}},$$

$k_{\text{но}}$ – удельная мощность трения точки наружной периферии накладки, лежащей на оси симметрии; α – угол наклона радиальной линии, проходящей из центра вращения диска через рассматриваемую точку, к оси симметрии накладки; ρ – текущий радиус рассматриваемой точки; $\rho_{\text{в}}$ – радиус внутренней периферии накладки; $\rho_{\text{н}}$ – радиус наружной периферии накладки; $p(\rho, \alpha)$ – функция распределения удельных давлений по площади накладки; $\varphi(\rho, \alpha)$ – функция, показывающая изменение коэффициента трения материала накладки с изменением радиуса и угла, является функцией удельного давления p и скорости трения v ; $v(\rho)$ – линейная скорость трения;

$$F_{\text{T}} = \frac{k_{\text{во}}}{\omega} (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}) \left[\alpha_c + C_{ky} (\rho_{\text{н}} + \rho_{\text{в}}) \sin \frac{\alpha_c}{2} - C_{ky} \rho_{\text{в}} \alpha_c \right], \quad (3)$$

$$M_{\text{T}} = \frac{k_{\text{во}}}{\omega} (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}) \left[\frac{(\rho_{\text{н}} + \rho_{\text{в}}) \alpha_c}{2} (1 - C_{ky} \rho_{\text{в}}) + \frac{2}{3} C_{ky} (\rho_{\text{н}}^2 + \rho_{\text{н}} \rho_{\text{в}} + \rho_{\text{в}}^2) \sin \frac{\alpha_c}{2} \right]. \quad (4)$$

Эффективный радиус трения

$$r_3 = \frac{M_{\text{T}}}{F_{\text{T}}}. \quad (5)$$

С учетом уравнений (5) и (6)

$$r_3 = \frac{\frac{(\rho_{\text{н}} + \rho_{\text{в}}) \alpha_c}{2} (1 - C_{ky} \rho_{\text{в}}) + \frac{2}{3} C_{ky} (\rho_{\text{н}}^2 + \rho_{\text{н}} \rho_{\text{в}} + \rho_{\text{в}}^2) \sin \frac{\alpha_c}{2}}{\alpha_c + C_{ky} (\rho_{\text{н}} + \rho_{\text{в}}) \sin \frac{\alpha_c}{2} - C_{ky} \rho_{\text{в}} \alpha_c}. \quad (6)$$

Таким образом, эффективный радиус трения при неравномерном износе тормозной накладки является функцией геометрических параметров площади фрикционного контакта трущихся пар и коэффициента неравномерности износа (рисунки 1), который может быть выражен через линейный износ точек, лежащих на наружной и внутренней периферии по оси симметрии накладки. От фрикционных характеристик материала накладки эффективный радиус трения не зависит.

Для накладок любой геометрической формы аналогичным образом можно получить следующие выражения:

$$v(\rho) = \rho \omega,$$

ω – угловая скорость диска.

Так как величина линейного износа пропорциональна удельной работе (мощности) трения, коэффициент неравномерности износа C_{ky} на практике можно определить по формуле

$$C_{ky} = \frac{\delta_{\text{но}} / \delta_{\text{во}} - 1}{\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}}, \quad (2)$$

где $\delta_{\text{но}}$, $\delta_{\text{во}}$ – линейный износ точек соответственно наружной и внутренней периферий накладки, лежащих на оси симметрии.

Для определения эффективного радиуса трения необходимо знать суммарную силу трения F_{T} , создаваемую на фрикционной поверхности дискового тормоза, и полный тормозной момент M_{T} . Причем сила F_{T} должна определяться арифметическим суммированием сил, действующих на элементарные площадки накладки. Для накладки, выполненной в виде кольцевого сектора,

$$F_{\text{T}} = \int_{\rho_{\text{в}}}^{\rho_{\text{н}}} \int_{-\alpha_c/2}^{\alpha_c/2} p(\rho, \alpha) \varphi(\rho, \alpha) \rho \, d\rho \, d\alpha \quad (3)$$

$$M_{\text{T}} = \int_{\rho_{\text{в}}}^{\rho_{\text{н}}} \int_{-\alpha_c/2}^{\alpha_c/2} p(\rho, \alpha) \varphi(\rho, \alpha) \rho^2 \, d\rho \, d\alpha \quad (4)$$

После преобразований уравнений (3) и (4) получим

$$F_{\text{T}} = \frac{k_{\text{во}}}{\omega} \int_{S_{\text{н}}} [1 + C_{ky} (\rho \cos \alpha - \rho_{\text{в}})] \, dS; \quad (9)$$

$$M_{\text{T}} = \frac{k_{\text{во}}}{\omega} \int_{S_{\text{н}}} [1 + C_{ky} (\rho \cos \alpha - \rho_{\text{в}})] \rho \, dS; \quad (10)$$

$$r_3 = \frac{\int_{S_{\text{н}}} [1 + C_{ky} (\rho \cos \alpha - \rho_{\text{в}})] \rho \, dS}{\int_{S_{\text{н}}} [1 + C_{ky} (\rho \cos \alpha - \rho_{\text{в}})] \, dS} \quad (11)$$

или

$$r_3 = \frac{S_H + C_{ky} \int \rho^2 \cos \alpha dS - C_{ky} \rho_B S_H}{\int \frac{dS}{S_H \rho} + C_{ky} \int \rho \cos \alpha dS - C_{ky} \rho_B \int \frac{dS}{S_H \rho}}, \quad (12)$$

где S_H – площадь фрикционной поверхности накладки.

Для тормозных накладок, имеющих фрикционную поверхность сложной геометрической формы, интегралы в формулах (9) – (12) определяются методами приближенного вычисления.

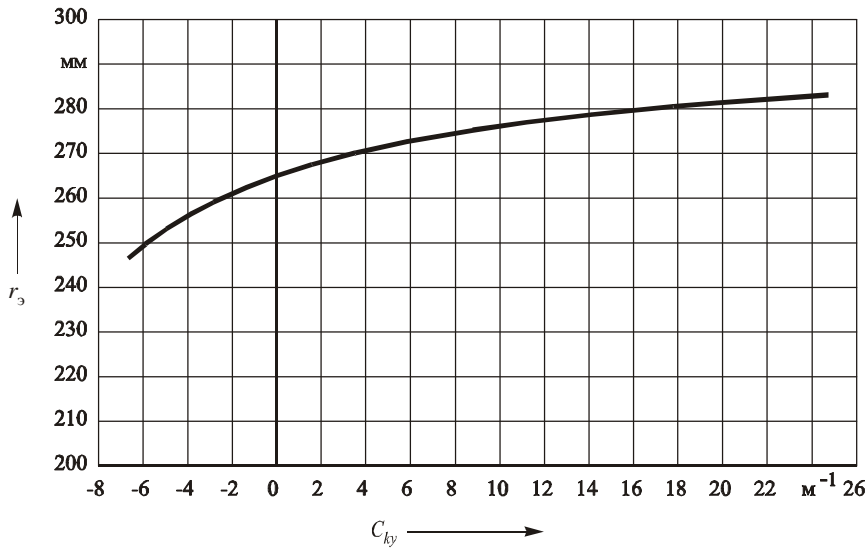


Рисунок 1 – График зависимости $r_3 = f(C_{ky})$

Изменение эффективного радиуса трения вследствие смещения точки приложения силы нажатия на накладку приводит к изменению тормозного момента, действующего на оси колесной пары. В одних случаях это может явиться причиной заклинивания колесных пар, а в других – причиной уменьшения тормозной эффективности.

Как отмечалось выше, эффективный радиус трения не зависит от триботехнических свойств материалов фрикционных элементов дискового тормоза. В то же время триботехнические свойства при неравномерном износе накладок оказывают влияние на коэффициент неравномерности износа.

Поэтому при смещении Δy точки приложения силы нажатия от оптимального значения, соответствующего равномерному износу, на одну и ту же величину для накладок из различных материалов коэффициенты неравномерности износа, а значит, и эффективные радиусы трения могут быть разными (рисунок 2). Следует также иметь в виду, что при неравномерном износе накладок, вызванном смещением точки приложения силы нажатия, при одних и тех же силе нажатия и скорости движения коэффициент трения накладки может иметь разные значения из-за перераспределения удельных давлений по площади фрикционного контакта.

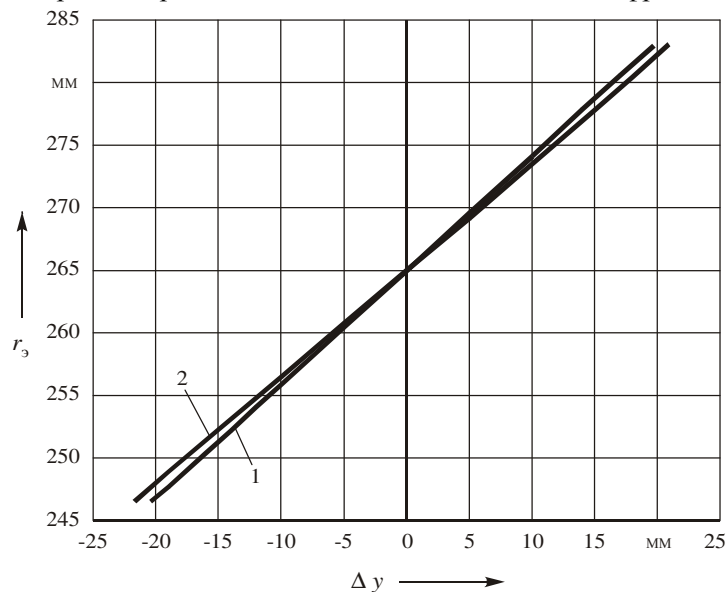


Рисунок 2 – Графики зависимости $r_3 = f(\Delta y)$:
1 – материал накладки 140-42; 2 – материал накладки 8-1-66

Приведенные на рисунках 1 и 2 зависимости рассчитаны для дискового тормоза дизель-поезда ДР1А(П) по вышеизложенным формулам с использованием методики расчета точки приложения силы нажатия, приведенной в литературе [5]. Расчеты выполнялись для скорости движения дизель-поезда 100 км/ч и силы нажатия на накладку 10 кН. С целью упрощения расчетов фрикционная поверхность накладки рассматривалась в виде кольцевого сектора.

Список литературы

1 Тищенко П. А. Нестационарные температурные поля в элементах дискового тормоза скоростного вагона с учетом неустойчивости теплового контакта: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Брянск: БГТУ, 2003. – 20 с.

Получено 11.11.2003

P. K. Rudov. The influence of uneven wear of disk brake cover plate on effective friction radius.

The methods of calculation of effective friction radius at uneven wear of disk brake cover plate are suggested. There given dependences of effective friction radius of diesel unit DR1 A(P) disk brake against shift value of pressure force application point from optimal meaning, corresponding to even wear, for cover plates of different materials.

2 Галай Э. И. Тормоза локомотивов и вагонов: Проблемы и перспективы: Учеб. пособие. Ч. II. Фрикционные узлы тормозов. – Гомель: БелИИЖТ, 1993. – 69 с.

3 Галай Э. И., Рудов П. К. Исследование износа фрикционных накладок дискового тормоза дизель-поезда ДР1 // Совершенствование конструкции и технологии изготовления вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. – Гомель: БелГУТ, 1994. – С. 49–54.

4 Рудов П. К. Выбор точки приложения силы нажатия для обеспечения равномерного износа фрикционных элементов дискового тормоза // Совершенствование конструкции и технологии изготовления вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. – Гомель: БелГУТ, 1994. – С. 57–61.

5 Рудов П. К. Исследование неравномерного износа накладок дискового тормоза // Трибофатика: Пр. 4-го Міжнародного симпозіуму з трибофатики (ISTF 4), 23–27 вересня 2002 р., Тернопіль (Україна) / Відп. ред. В.Т. Троценко. – Тернопіль: Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, 2002. – Т. 2. – С.772 –776.