

УДК 621.81.004.1:624.04

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА СКОРОСТНОГО ВАГОНА

Моисеенко М.А.

ФГБОУ ВПО «Брянский государственный технический университет», Брянск, Россия, e-mail: mmoiseenko@rambler.ru

Выполнен анализ нагруженности деталей дискового тормоза скоростного выгона со стальным и чугуном дисками. При определении их теплового и напряженно-деформированного состояния учитывался пульсирующий характер подвода тепловой мощности в диск тормоза. Это явление возникает в тормозах при неполном перекрытии диска тормозной колодкой. Для моделирования этого явления была разработана уточнённая математическая модель теплообмена при трении, основанная на решении уравнения нестационарной теплопроводности с доминирующим конвективным переносом тепла. Результаты моделирования показали, что в поверхностных слоях диска возникают колебания температур и напряжений, которые необходимо учитывать при оценках нагруженности диска тормоза. Нагруженность деталей дискового тормоза оценивалась по возникающим в них уровням максимальных температур и интенсивности температурных напряжений. При экстренном торможении в чугунном диске максимальные значения температуры и температурных напряжений были соответственно на 8 % и 17 % ниже, чем в стальном. Размах колебаний температуры и интенсивностей температурных напряжений в чугунном диске соответственно на 28 % и 17 % иже, чем в стальном.

Ключевые слова: дисковый тормоз, фрикционное торможение, математическая модель; теплообмен, доминирующий конвективный перенос тепла.

ANALYSIS OF HIGH-SPEED CARRIAGE DISK BRAKE DETAILS LOADING

Moiseenko M.A.

FSBEI HPE «Bryansk state technical university», Bryansk, Russia, e-mail: mmoiseenko@rambler.ru

Analysis of loading of the high-speed carriage disk brake details with steel and cast iron disks is implemented. A pulsating character of thermal power conducted to the brake disk was taken into account at determination of thermal and stress-strain states. This effect has place in the brakes owing to incomplete overlapping of the disk by a brake shoe. The specified mathematical model of heat exchange under friction, based on solution of non-stationary heat conductivity equation with dominating convection transport of heat, was developed for modeling this phenomenon. The results of modeling make it clear that in the disk surface layers such oscillations of temperature and stresses arise that they must be taken into account at estimation of the brake disk loading. Loading of the disk brake details was evaluated by the levels of maximum arising temperatures and temperature stresses intensities. Maximum values of temperatures and temperature stresses in the cast iron disk at emergency brake application were accordingly 8 % and 17 % less then in steel disk. The temperature and temperature stresses intensity oscillation range in the cast iron disk accordingly 28 % and 17 % less then in steel disk.

Key words: disk brake, frictional braking; mathematical model, heat exchange, dominating convection transport of heat.

По прогнозам экспертов на ближайшее будущее фрикционные тормоза останутся самым распространённым видом тормозных устройств на железнодорожном подвижном составе [6]. В то же время их конструкция должна постоянно совершенствоваться, чтобы отвечать постоянно растущим требованиям к увеличению тормозной мощности, вызванным ростом скоростей движения, нагрузкой на ось и длиной составов. Для многих зарубежных фирм создание надёжных тормозов с высокой энергоёмкостью стало приоритетной задачей. Её решение они видят в поиске новых конструкционных материалов для изготовления деталей тормоза и

оптимизации их геометрических форм. На этом пути они уже достигли значительных результатов [6], чему не в малой степени способствовало использование методов математического моделирования. Широкое использование этих методов на практике позволяет существенно сократить затраты на проектирование, доводку новых и модернизацию существующих конструкций тормозов железнодорожного подвижного состава.

Тормозные системы, которыми оснащён отечественный подвижной состав, уже не отвечают возросшим требованиям к тормозной мощности, что негативно сказывается на положении дел в отрасли: «...сегодня сдерживающими, тормозящими ... являются и тормозные средства». [1]. Чтобы ускорить процессы проектирования и доводки новых тормозных устройств, необходимо располагать моделями, способными с высокой точностью описывать процессы теплообмена при торможении. Математические модели, которые используются в настоящее время для оценки нагруженности деталей тормозов, не удовлетворяют этому требованию. Их главный недостаток – неадекватность, причиной которой является использование упрощающих предположений, нарушающих условия подобия.

Проблема построения модели, адекватно описывающей теплообмен при сухом трении, была решена Х. Блоком 1937 году [2]. В своей теории распределения тепла при трении он показал, что такая модель должна строиться с учётом конвективного переноса тепла, обусловленного относительным скольжением деталей, образующих пару трения. Для этого случая уравнение теплового баланса имеет вид:

$$c\rho\left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla T\right) = \nabla \cdot (\mathbf{k}\nabla T) + q, \quad (1)$$

где c , ρ и \mathbf{k} – теплоёмкость, плотность и теплопроводность материала среды соответственно; \mathbf{v} – скорость движения среды; q – источник тепла; ∇ – оператор Гамильтона (Набла).

При торможении интенсивность процесса переноса тепла конвекцией во много раз выше интенсивности процесса диссипации тепла при теплопроводности. Получение решения уравнения (1) при доминирующем конвективном переносе тепла требует применения специальных численных методов [8], обладающих большой вычислительной сложностью. Несмотря на это, такой способ моделирования полей температур при торможении широко используется в работах зарубежных авторов. Он позволяет с высокой точностью исследовать температурные поля в деталях тормозов, в том числе, и при термоупругой неустойчивости (Thermoelastic Instability Phenomenon) [9], приводящей к появлению зон с аномально высокой температурой (hot-spots). В этих работах для решения уравнения (1) используются стабилизированные схемы галёркинского типа, среди которых предпочтение отдаётся методу Streamline Upwind Petrov-Galerkin (SUPG). Недостатками этого метода являются большие затраты на вычисление стабилизирующих членов и сложность выбора оптимального значения параметра стаби-

лизации. При внешнем трении твердых тел задача транспорта тепла решается сравнительно просто [7]. Для этого случая методы расщепления [4] оказываются более эффективным способом получения решения уравнения (1), чем метод SUPG.

В настоящем исследовании для решения (1) использовался алгоритм расщепления по физическим процессам, описанный в работе [8]. В этом алгоритме уравнение (1) расщепляется на два уравнения, которые описывают процессы более простой физической структуры: первое – процесс переноса (транспорта) тепла без теплообмена, второе – процесс теплопроводности (диссипации тепла).

Получить решения этих уравнений в областях со сложной геометрической формой можно только численными методами, среди которых большой популярностью пользуется метод конечных элементов (МКЭ). Его применение для решения рассматриваемых задач имеет ряд особенностей.

Для получения дискретного аналога задачи нестационарной теплопроводности обычно используется метод частичной дискретизации. Результатом его применения является система обыкновенных дифференциальных уравнений, которая отличается высокой жёсткостью. Для обеспечения устойчивости её численного решения использовались специальные методы, разработанные для решения задач с быстроменяющимися граничными условиями [3].

Указанные методы были реализованы в специализированном комплексе программ (СКП), разработанном автором. Его уникальной особенностью является возможность использования переходных элементов высоких порядков точности. Применение переходных элементов позволяет использовать преимущества *hp*-сходимости конечно-элементных схем, чтобы существенно сократить размерность дискретной задачи. Другой особенностью СПК является реализация методов декомпозиции области, что позволяет исследовать сложные объекты по частям. Наличие таких возможностей сделало СПК эффективным инструментом исследования теплового и напряжённо-деформированного состояния деталей дискового тормоза скоростного вагона Тверского вагоностроительного завода (ТВЗ).

Конструкция этого тормоза неоднократно подвергалась доработкам, в ходе которых были существенно изменены геометрические формы деталей башмака и тормозной колодки. Геометрическая форма диска тормоза и способ его крепления на оси колёсной пары уже долгое время остаются неизменными. Тормозной диск отливается из жаропрочной стали 20X13. Коэффициент теплопроводности у этой стали меняется в диапазоне от 26 Вт / (м·К), при 20 °С, до 21 Вт / (м·К), при 500 °С. Материал диска тормоза имеет сравнительно низкий коэффициент теплопроводности, поэтому следует ожидать, что с увеличением скоростей движения поездов резко возрастёт нагруженность этой детали.

Общепризнанной рекомендацией, позволяющей ограничить темпы роста температур и температурных напряжений в деталях тормоза, является применение для их изготовления материалов с высокой теплопроводностью. Многие фирмы, следуя этой рекомендации, выбирают для изготовления тормозных дисков чугуны и алюминиевые сплавы. Механические свойства этих материалов не уступают сталям, а коэффициент теплопроводности значительно выше. Их опыт – серьёзный аргумент в пользу поиска материала, обладающего более высокой теплопроводностью, чем сталь 20Х13, которая используется для изготовления диска тормоза ТВЗ.

Опыт создания тормозных устройств большой мощности показывает, что хорошей альтернативой жаропрочным сталям являются чугуны. Например, бейнитный чугун имеет хорошее сочетание теплофизических и прочностных свойств: коэффициент теплопроводности $k = 45$ Вт / (м·К), удельная теплоёмкость $c = 500$ Дж / (кг·К), плотность $\rho = 7250 \dots 7350$ кг/м³, коэффициент линейного расширения $\alpha = 1,01 \cdot 10^{-5}$ К⁻¹, коэффициент Пуассона $\mu = 0,267$, модуль упругости при растяжении $E = 1,6 \dots 2,0 \cdot 10^{11}$ Па, временное сопротивление $\sigma_s = 900 \dots 1500$ Па, предел текучести $\sigma_{0,2} = 700 \dots 1260$ МПа. Из приведённых данных следует, что по наиболее важным показателям (k , σ_s , $\sigma_{0,2}$) этот чугун в 1,2...2,0 раза превосходит сталь 20Х13.

Сравнительный анализ нагруженности стального и чугунного дисков тормоза выполнялся для режима экстренного торможения поезда со скорости 160 км/ч до полной остановки. Время торможения составляло 52 с. Для этого режима рассчитывались поля температур и напряжений в деталях тормоза со стальным и чугунным дисками.

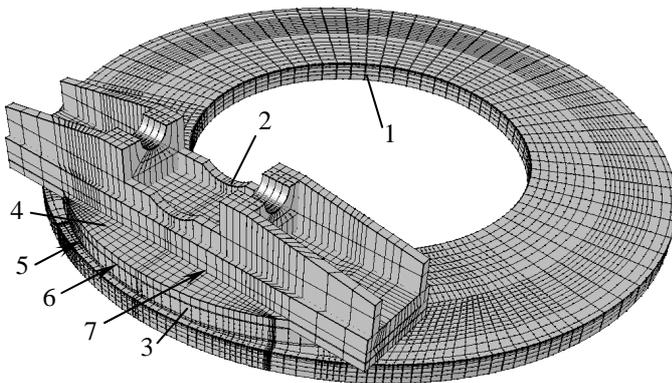


Рис. 1. Конечно-элементная модель дискового тормоза: 1 – диск; 2 – башмак; 3 – накладки; 4 – пластина; 5, 6, 7 – контактные элементы

Конечно-элементная модель дискового тормоза показана на рис. 1. Она представляет собой одну из симметричных половин тормоза и включает в себя: диск 1; башмак 2; накладки 3; пластину 4. Между этими деталями расположены слои контактных элементов 5, 6 и 7. Представленная на рис. 1 модель состоит из 24644 переходных конечных элементов высоких порядков точности и имеет

117836 узлов.

При построении этой модели толщина элементов при приближении к поверхностям трения уменьшалась до 0,2 мм, а их порядок увеличивался до 3 (*hp*-схемы МКЭ). Чтобы точнее аппроксимировать градиенты температуры у кубических элементов, смещались промежуточ-

ные узлы на рёбрах (r -схемы МКЭ) по принципу – чем ближе узел к поверхности трения, тем больше его смещение.

Условия неидеального теплового контакта между деталями тормоза моделировались с помощью введения между контактирующими поверхностями дополнительных (буферных) слоёв конечных элементов. Модель теплового взаимодействия деталей, образующих пару трения, показана на рис. 2.

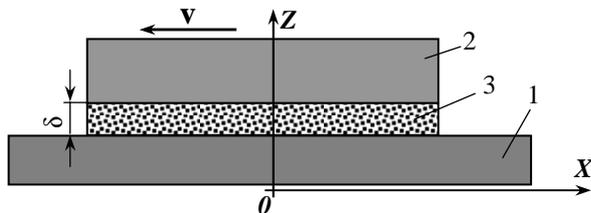


Рис. 2. Модель теплового взаимодействия при сухом трении: 1 – накладка тормоза; 2 – тормозной диск; 3 – буферный слой; v – скорость скольжения; δ – толщина буферного слоя

Толщина δ буферного слоя и его теплофизические свойства рассчитывались из условия создания термического сопротивления заданной величины, которая зависит от величины контактных давлений, шероховатостей поверхностей и теплофизических свойств сопрягаемых деталей.

Интенсивность тепловыделения при трении в

подвижном соединении определялось по формуле:

$$q = v f_T p, \quad (2)$$

где v – текущая скорость движения поезда; f_T – коэффициент трения; p – давление.

Коэффициент трения для пары трения материала накладок («Челябиск-8») по стали 20Х13 мало зависит от скорости скольжения. В расчётах он принимался, равным 0,25. Распределение контактных давлений между диском тормоза и накладками определялось из решения задачи механического контакта. Расчёт выполнялся при силе нажатия на башмак 23кН с помощью модифицированного метода Дирихле-Неймана [10], позволяющего решать задачи механического контакта с учётом трения. Особенность решения задачи механического контакта состояла в том, что в процессе торможения детали тормоза нагреваются и изменяют свою первоначальную форму. Поэтому задачу механического контакта приходится решать заново через заданное число шагов по времени с учётом тепловых деформаций деталей тормоза, которые находятся из решения задачи несвязанной термоупругости.

Для моделирования теплоотдачи в окружающую среду использовались граничные условия 3-го рода. Температура окружающей среды принималась равной нулю; коэффициент теплоотдачи, выбирался по методике, описанной в работе [5]; температура деталей тормоза в начале торможения считалась равной температуре окружающей среды.

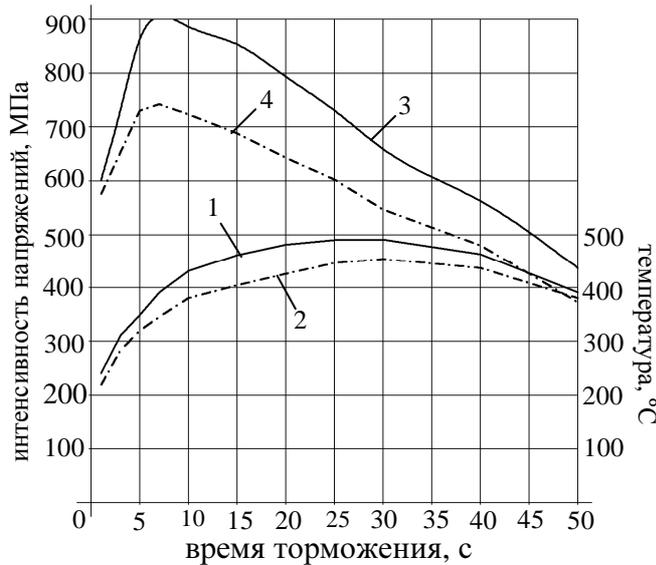


Рис. 3. Максимальные значения температур и интенсивностей температурных напряжений в диске тормоза во время торможения. Температуры (°C): 1 – стальной диск; 2 – чугунный диск. Интенсивность напряжений (МПа): 3 – стальной диск; 4 – чугунный диск

торможения. В этот момент времени интенсивность напряжений в стальном диске достигает значения 902 МПа; в чугунном – 742 МПа.

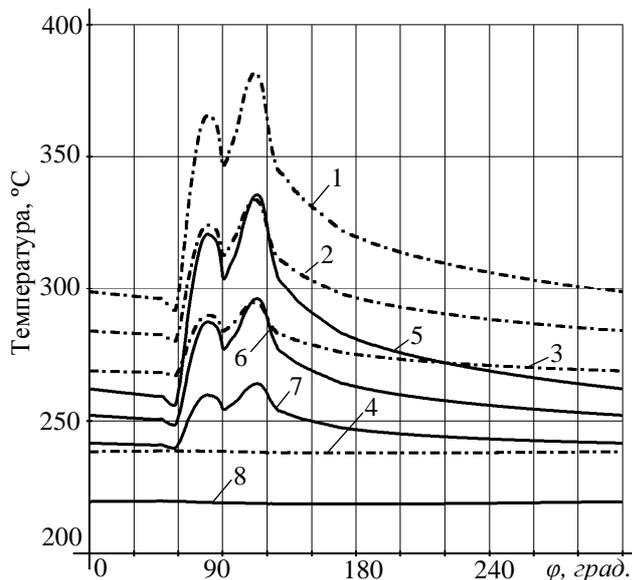


Рис. 4. Распределение температур по окружности диска тормоза на 7-й секунде торможения. Стальной диск, расстояние от поверхности (мм): 1–0; 2–0,5; 3–1,0; 4–2,0. Чугунный диск, расстояние от поверхности (мм): 5– 0; 6–0,5; 6–1,0; 8–2,0

При решении задачи нестационарной теплопроводности шаг по времени составлял $2,1 \cdot 10^{-4}$ с. Его величина определялась из условий устойчивости вычислительного процесса.

Расчёты, выполненные по рассмотренной методике, показали, что максимальных значений температуры на поверхности диска достигают на 31 с торможения: в стальном диске они составляют 491 °C; в чугунном – 453 °C (рис. 3). Эти значения близки к предельно допустимым температурам для обоих материалов. Максимум интенсивности напряжений на поверхности диска тормоза приходится на седьмую секунду

Пулсирующий характер температурного поля проявляется только в поверхностных слоях диска (рис. 4). На глубине более 2 мм от поверхности трения колебания температур и напряжений полностью затухают. Амплитуда колебаний температуры уменьшается при снижении скорости движения.

Размах колебания температуры на 7-й секунде торможения в стальном диске достигает 89 °C, в чугунном – 64 °C. Опасность этого явления состоит в том, колебания температуры такой величины вызывают колебания интенсивности напряжений с размахом 342 МПа в стальном и – 284 МПа в чугунном дис-

ках (рис. 5). Высокочастотные колебания такой величины могут оказать неблагоприятное влияние на прочность деталей диска.

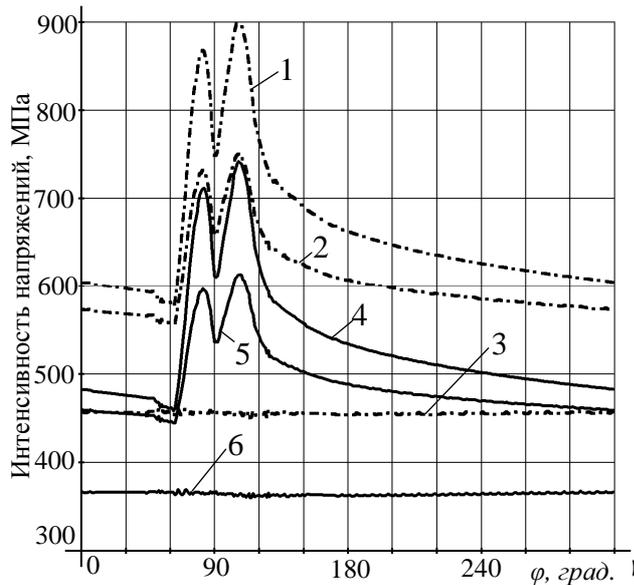


Рис. 5. Распределение интенсивности напряжений по окружности диска тормоза на 7-й секунде торможения. Стальной диск, расстояние от поверхности (мм): 1–0; 2–0,5; 3–3,0. Чугунный диск, расстояние от поверхности (мм): 4–0; 5–0,5; 6–2,0

Характерной особенностью полей температур и напряжений является очень неравномерное распределение температур и напряжений на поверхности тормоза. Высокие уровни температур и напряжений локализуются в сравнительно небольших зонах. Это явление проявляется особенно ярко на ранних стадиях торможения.

Другой особенностью полей температур и напряжений является то, что максимумы температур и напряжений постоянно меняют своё расположение во время торможения. Если в начале торможения максимум температур совпадает с максимумом распределения контактных давлений, который смещен в направлении набегающего края башмака, то уже через несколько миллисекунд он перемещается в направлении вращения диска к сбегающему краю башмака. Максимум температуры не совпадает с максимумом распределения тепловых потоков.

Из анализа результатов моделирования можно сделать следующие выводы.

1. Характер протекания процессов выделения и распределения тепла между деталями тормоза зависит от многих факторов, учёт которых требует применения сложных математических моделей.
2. Фактором, который оказывает определяющее влияние на характер формирования температурного поля деталей тормоза, является конвективный перенос тепла, возникающий при относительном скольжении деталей, образующих пару трения.
3. В конструкциях тормозов с неполным перекрытием диска тормоза тормозной колодкой возникает прерывистый подвод тепла в диск тормоза. Это вызывает колебания температур на поверхности диска тормоза, размах которых достигает нескольких десятков градусов. Размах этих колебаний быстро затухает при удалении от поверхности диска и на глубине более 2 мм практически равен нулю.
4. Колебания температуры на поверхности диска с размахом в несколько десятков градусов приводят к возникновению колебаний напряжений в поверхностных слоях диска тормоза

с размахом в сотни мегапаскалей. Высокочастотные колебания напряжений увеличивают нагруженность деталей тормоза.

5. Нагруженность чугунного диска тормоза ниже, чем стального, что объясняется более высокой теплопроводностью этого материала. Так, максимальные температуры в чугунном диске ниже на 40 °С, а максимальные значения интенсивности температурных напряжений – на 160 МПа. Размах колебаний температуры и интенсивности напряжений в чугунном диске соответственно на 28 % и 17 % ниже, чем в стальном.

Список литературы

1. Гапанович В. А. Безопасность движения. «Тормозная наука» - несомненный приоритет безопасности движения поездов // Евразия Вести. – 2005. – II. – URL: <http://www.eav.ru/publ1.php?publid=2005-02a03> (дата обращения: 11.02.2012)
2. Крагельский И. В., Щедров В. С. Развитие науки о трении. Сухое трение. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – 237 с.
3. Исполов Ю. Г., Шабров Н. Н. Конечно-элементный анализ нестационарных полей температур в деталях ГТУ // Проблемы прочности. – 1989. – № 12. – С. 82-87.
4. Марчук Г. И. Методы расщепления. – М.: Наука. 1988. – 264 с.
5. Сакало В. И. Коссов В. С. Контактные задачи железнодорожного транспорта. – М.: Машиностроение, 2004. – 496 с.
6. Современные тормозные системы // Железные дороги мира. – 2003. – № 4. – С. 40-44.
7. Старостин И. П. Численное решение задачи теплопроводности в парах трения с малым коэффициентом перекрытия // Математическое моделирование. – 2005. – Т. 17. – № 7. – С. 23-30.
8. Donea J., Huerta A. Finite Element Methods for Flow Problems. – Wiley, 2003. – 350 p.
9. Eltoukhy M., Asfour S. Braking Process in Automobiles: Investigation of the Thermoelastic Instability Phenomenon // Department of Industrial Engineering, College of Engineering, University of Miami USA – URL: <http://intechweb.org/downloadpdf.php?id=5380> (дата обращения: 11.02.2012).
10. Krause R. H., Wohlmuth B. I. A Dirichlet-Neumann type algorithm for contact problems with friction. – 6 p. URL: <http://www.m2.ma.tum.de/download-publications/FUB01.ps.gz> (дата обращения: 21.01.2012)

Рецензенты:

Сакало В. И., д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Прикладная механика» ГУП ВПО «Брянский государственный технический университет», г. Брянск.

Болдырев А. П., д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Динамика и прочность машин» ГУП ВПО «Брянский государственный технический университет», г. Брянск.