

## МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ ФРИКЦИОННЫХ ИЗДЕЛИЙ

В.П.Сергиенко, В.М.Ткачев, А.И.Столяров

*При прессовании фрикционных изделий, содержащих металлическую арматуру, велика вероятность появления трещин и нарушения сплошности композиционного материала. Особенно этот эффект проявляется при использовании бескаучуковых фрикционных композитов с полимерной матрицей.*

*Предлагается решение задачи о механической совместимости в системе металл - фрикционный композит. Представлена модель напряженно-деформированного поведения металлополимерных фрикционных изделий на стадии их изготовления.*

*С использованием метода конечных элементов рассчитаны поля распределений напряжений, деформаций и температур в реальных тормозных системах тракторов. Предложены методы оптимизации металлополимерных тормозных дисков по уровню остаточных напряжений фрикционного композита и металлической основы.*

### ВВЕДЕНИЕ.

Показатели качества металлополимерных фрикционных изделий во многом определяются конструктивным исполнением узла трения и оптимальным сочетанием материалов фрикционной пары. Существующие технологии изготовления металлополимерных фрикционных конструкций из композитных материалов приводят к возникновению в них остаточных напряжений и деформаций. Особенно это проявляется при использовании композитов с полимерной матрицей, не содержащих связующих эластомерного типа. Величину и характер распределения напряжений необходимо учитывать при конструировании изделий, оптимизации технологии изготовления и последующем рассмотрении условий нагружения и деформирования тормозного диска при эксплуатационной нагрузке.

Металлополимерный тормозной диск получают путем прямого прессования накладок на металлической основе в пресс-форме, что существенно снижает себестоимость изделия, трудоемкость изготовления и повышает надежность работы по сравнению с использованием технологии клепки и наклеивания для закрепления фрикционной накладки на металлической основе. Основной трудностью при изготовлении приформованных тормозных дисков методом прямого прессования являются значительные остаточные напряжения в материале, приводящие к появлению трещин и нарушению сплошности полимерного композита. Причины этого явления очевидны - различие механических и теплофизических характеристик композита и металлической арматуры. Например, коэффициент линейного теплового расширения используемого коммерческого композита для изготовления тормозных дисков тракторов "Беларусь" составляет  $2,74 \cdot 10^{-5}$   $1/^\circ\text{C}$ , а для металлической арматуры -  $1,25 \cdot 10^{-5}$   $1/^\circ\text{C}$ . Уровень и характер распределения напряжений влияют на остаточную прочность и срок службы фрикционной детали.

Решение проблемы о механической совместимости в системе металл - полимер в общем случае сводится к решению материаловедческой, технологической и конструкторской задач. В данной работе сделана попытка

использования такого подхода для снижения уровня дефектности и выявления причин и механизма появления трещин при изготовлении тормозных дисков с приформованными фрикционными накладками.

Целью данной работы являлось исследование влияния конструктивных особенностей тормозного диска и технологии его получения на распределение полей температур и напряжений.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И МЕТОД РЕШЕНИЯ.

Исследования проводились численно с использованием метода конечных элементов, позволяющем учесть физические и геометрические особенности задачи [1]. Для построения конечно-элементной модели тормозного диска был применен элемент, имеющий 4 степени свободы в каждом узле (перемещения по X, Y, Z и температура). Так как конструкция диска симметрична, то для расчета приняли 1/4 часть диска с 8 отверстиями и пазами и 1/6 - для диска с 6 отверстиями и пазами в металлической арматуре. Конечно-элементная модель тормозного диска показана на рис.1.

Расчетными характеристиками материала металлической основы выбрана сталь со следующими характеристиками: модуль упругости  $E=2 \cdot 10^5$  МПа, коэффициент Пуассона  $\mu=0,3$ , коэффициент удельной теплоемкости  $c=460$  Дж/(кг · К), теплопроводность  $\lambda=78$  Вт/(м · К), плотность  $\rho=7800$  кг/м<sup>3</sup>. Для материала накладок  $E=7,4 \cdot 10^4$  МПа,  $\mu=0,32$ ,  $\rho=2600$  кг/м<sup>3</sup>.

Начальные и граничные условия определены исходя из условия симметрии и параметров технологического процесса получения тормозного диска путем прямого прессования, включающего выдержку под давлением при заданной температуре и последующее охлаждение детали на воздухе.

Уравнение теплопроводности, описывающее нестационарный тепловой режим в трехмерном теле, имеет вид

$$c_m \rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q_v \quad (1)$$

Начальными условиями для уравнения (1) являются значения температуры тела при  $\tau=0$   $T(x, y, z)=200$  °С. Охлаждение диска при конвективном теплообмене

$$\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) + \alpha (T - T_\infty) = 0 \quad (2)$$

$\alpha$  - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К),  $\alpha=14,3$ ;  $T_\infty$  - температура окружающей среды,  $T_\infty=25$  °С.

Значения напряжений определены из известного соотношения теории упругости

$$\{ \sigma \} = [D] \left( \{ \varepsilon \} - \{ \varepsilon^{\text{th}} \} \right) \quad (3)$$

### РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ.

На рис.2-3 представлены распределения эквивалентных напряжений по Мизесу на наружной и внутренней сторонах полимерной накладки, соответствующих времени охлаждения 0,5 и 2,5 часа. Из них видно, что пазы и отверстия в несущем диске, выполненные для увеличения надежности фиксации накладок на диске, являются концентраторами напряжений. Максимум напряжений при охлаждении смещается из зоны отверстия и паза к краю накладки. Результаты расчета подтверждаются и экспериментально. После принудительного разрушения треснувших под действием остаточных напряжений накладок

выявлено, что зарождение трещины происходит практически во всех случаях от зоны максимальных напряжений. При изменении конструкции тормозного диска: изменении толщины накладок, варьировании числа отверстий и пазов, вид распределения напряжений на накладке практически не меняется (рис.4), хотя и приводит к незначительному повышению напряжений ( $\sigma_{\text{экв}} = 35,1$  МПа) в диске с 6 отверстиями и пазами, по сравнению с диском с 8 отверстиями ( $\sigma_{\text{экв}} = 33,7$  МПа). Уменьшение значения термических напряжений на накладке возможно при увеличении времени охлаждения тормозного диска, когда происходит релаксация напряжений в накладках. Это возможно, например, при медленном охлаждении диска вместе с формой или в тепловом шкафу. Однако это приводит к увеличению расхода энергии и уменьшению производительности.

Эффективный путь повышения радиальной и сдвиговой жесткости и прочности на технологических этапах полимеризации и охлаждения - это трансверсальное армирование коротковолокнистым наполнителем [3,4], например, стальным волокном. При этом монолитность материала обеспечивается не только на стадии отверждения, но и при разогревах до  $T > T_c$  с последующим быстрым охлаждением. Резко повышаются вязкоупругие свойства материала в трансверсальном направлении. Для оценки влияния механических свойств накладки на напряженно-деформированное состояние были проведены расчеты для анизотропного материала накладки с отношением  $E_x/E_y=2$  и  $E_x/E_z=0,5$ , где  $x, y$  - соответствуют  $r$  и  $\varphi$  в цилиндрической системе координат. Полученные напряжения значительно меньше оценочного предела прочности, определенного из соотношения

$$\sigma_{1p} = \sigma_B \cdot \nu_B + \sigma_M \cdot (1 - \nu_B) \quad (4)$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

По результатам численных расчетов напряжений и деформаций в тормозном диске сформулированы рекомендации по изменению его конструкции и выбору технологических режимов охлаждения готовых изделий.

## ОБОЗНАЧЕНИЯ :

$c_m$  - средняя удельная теплоемкость материала;  $\rho$  - плотность материала;  $T$  - температура;  $T_c$  - критическая температура;  $\tau$  - время;  $\lambda$  - теплопроводность материала;  $x, y, z$  - координаты, м;  $q_v$  - мощность внутренних источников теплоты;  $E$  - модуль упругости;  $\mu$  - коэффициент Пуассона;  $n$  - координата по внешней нормали к поверхности, м;  $c$  - коэффициент удельной теплоемкости материала;  $\sigma_{1p}$  - прочность материала;  $\sigma_B$  - эффективная прочность волокон;  $\nu_B$  - объемная доля волокон;  $\sigma_M$  - напряжения в матрице в момент разрушения волокон;  $\{\sigma\}$  - вектор напряжений,  $[D]$  - матрица упругости,  $\{\varepsilon\}$  - вектор деформаций,  $\{\varepsilon^{th}\}$  - вектор температурных деформаций.

## ЛИТЕРАТУРА

1. ANSYS User's Manual for Revision 5.3. Theory. Vol.IV
2. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении. М. "Машиностроение" (1965).
3. Гузь А.Н. и др. Технологические напряжения и деформации в композитных материалах. К.: Выща шк. Головное изд-во (1988).
4. Encyclopedia of Materials Science and Engineering /Ed. by M.B.Bever. New York: Pergamon Press 1986. V.2.

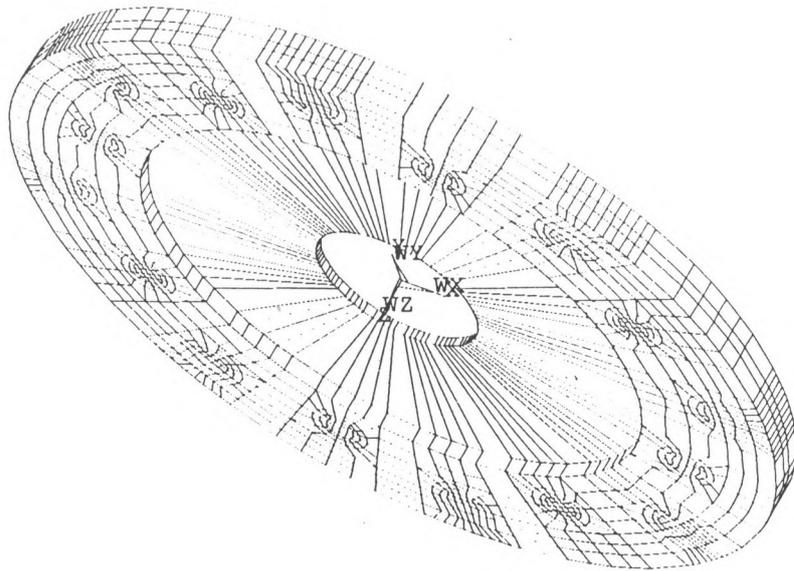


Рис.1 Конечно-элементная модель тормозного диска с 8-ю пазами и отверстиями;  
 Fig.1 Finite element model for the brake disk with 8 holes and slots;

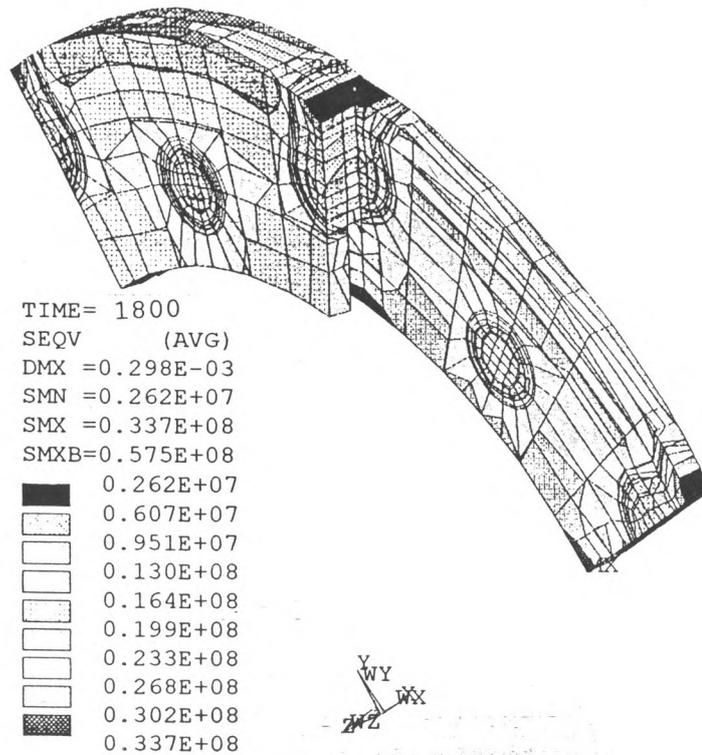


Рис.2 Распределение эквивалентных напряжений (Па) на внутренней и наружной сторонах накладки тормозного диска с 8-ю пазами и отверстиями (время охлаждения = 30 мин);

Fig.2 Distribution of equivalent stresses (Pa) on the lining inner and outer sides of the brake disk with 8 holes and slots (time of cooling t=30 min);