

На рис. 3, 4 і 5 приведені графіки залежностей руху  $x(t)$ , швидкості  $y(t)$  і функції тяги  $P(t)$  від часу при різних значеннях параметра нелінійності  $\mu$ . Графіки побудовані для випадку коли  $M = 1$  кг;  $\beta = 0,1$ ;  $x(0) = 0$ ;  $y(0) = 1$  м/с;  $\dot{y}(0) = 0$ .

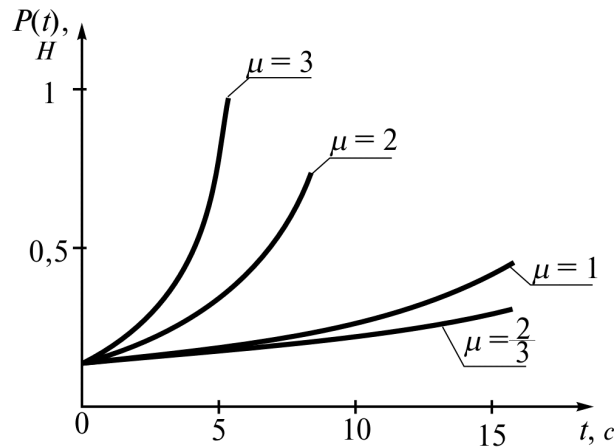


Рис. 5. Зміна оптимальної сили з часом при різних  $\mu$

На закінчення зауважимо, що гіперболічні Ateb-функції можуть бути застосовані і для дослідження оптимальних керованих рухів і в системах з врахуванням як в'язкого, так і сухого тертя

1. Беллман Р. Процессы регулирования с адаптацией. – М.: Наука, 1964. – 359 с.
2. Кумзак Г.Е. Оптимальные перелеты космических аппаратов. – М.: Наука, 1976. – 744 с.
3. Сенник П.М. Про Ateb-функції. – Докл. АН УРСР – Сер. А. – 1968. – № 1. – С. 23–27.

УДК 629.113-59.001.4

М.М. Осташук

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра автомобілебудування

## ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ГРАДІЄНТІВ У ПАРАХ ТЕРТЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ НА ТРИВИМІРНИХ ТЕПЛОВИХ МОДЕЛЯХ

© Осташук М.М., 2003

**Викладені результати порівняльних досліджень температурних градієнтів у різних парах тертя автомобільних дискових гальм при випробуваннях II, отримані комп'ютерним моделюванням.**

**The results of comparative studies of temperature gradients in different friction pairs of automobile disk brakes during Tests II are presented. They were obtained through computer simulation.**

Відомо [ 1 ], що, крім температури поверхні тертя, на коефіцієнт тертя великий вплив спричиняє температурний градієнт. При цьому коефіцієнт тертя, а отже, і коефіцієнт ефективності гальмового механізму, зростають зі збільшенням температурного градієнта і

зменшенням загальної температури вузла тертя. Крім того, як відзначається в роботі [ 2 ], температурний градієнт в контртілі викликає залишкові напруження розтягу в поверхневому шарі при його охолодженні. Ці напруження можуть призвести до поступової трохлявості матеріалу біля поверхні тертя та його втомного руйнування внаслідок утворення ультрамікротріщин. Тому актуальне завдання становить розвиток уявлень про цей процес в дискових автомобільних гальмах при тривалих гальмуваннях як найбільш напружених у тепловому відношенні, які характерні для випробувань II [ 3 ].

Сьогодні таких уявлень про температурні градієнти в парах тертя немає, оскільки їх можна визначити тільки експериментальним шляхом, який пов'язаний з великими труднощами та похибками.

Тому у цьому випадку метою дослідження є застосування математичного моделювання, що практично єдиний і ефективний засіб отримання числового матеріалу, який характеризує робочий процес у гальмах. Для цього необхідне розв'язання системи рівнянь в часткових похідних, які описують процеси теплопереносу в складних об'єктах з розподіленими параметрами при відповідних крайових умовах:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + Q = c_1 \rho_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + Q = c_2 \rho_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial \tau}. \quad (2)$$

У наведених залежностях:  $t$  – температура;  $\tau$  – час;  $Q$  – густина теплового потоку;  $x, y, z$  – поточні координати;  $\lambda(x, y, z, t)$  – коефіцієнт теплопровідності;  $c \rho(x, y, z, t)$  – об'ємна теплоємність. Індекс “1” використовується для позначення параметрів диска, а індекс “2” – для параметрів накладки.

Для числової реалізації математичної теплової моделі уточнено розрахункову програму “фур'є – 2”, що складається з інтегральної оболонки та набору розрахункових модулів, розроблених в Інституті проблем моделювання в енергетиці НАНУ [4]. Доопрацювання програми полягало у врахуванні зміни частоти обертання колеса під час гальмування, а тим самим зміни генерованого теплового потоку, а також періодичного виходу поверхні тертя диску з-під накладки (застосований метод інверсії).

Розв'язок задачі при моделюванні можна спостерігати у вигляді еквіпотенційних ліній, кольорового спектра фізичних полів та таблиць чисел. На будь-якому етапі розв'язання можна запам'ятати, зберегти та, за необхідності, продовжити розв'язання з моменту часу, що цікавить дослідника.

З огляду на це була створена тривимірна модель дискового гальма, методика побудови якої описана в роботі [ 5 ]. Схема змодельованого сектора дискового гальма та його сіткова модель показані на рис. 1. Розміри елементарних криволінійних призм, які розташовані в смугах 5...12 сектора гальмового диска, вибираються з умови моделювання конструктивних особливостей фланця гальмового диска.

Значення температурних градієнтів в елементах дискових гальм досліджувались при їх встановленні на передню вісь автобуса ЛиАЗ – 5256 при проведенні попереднього етапу випробувань II. Для порівняння застосовувались азбестополімерні та металокерамічні накладки, теплофізичні характеристики яких наведені в табл. 1.

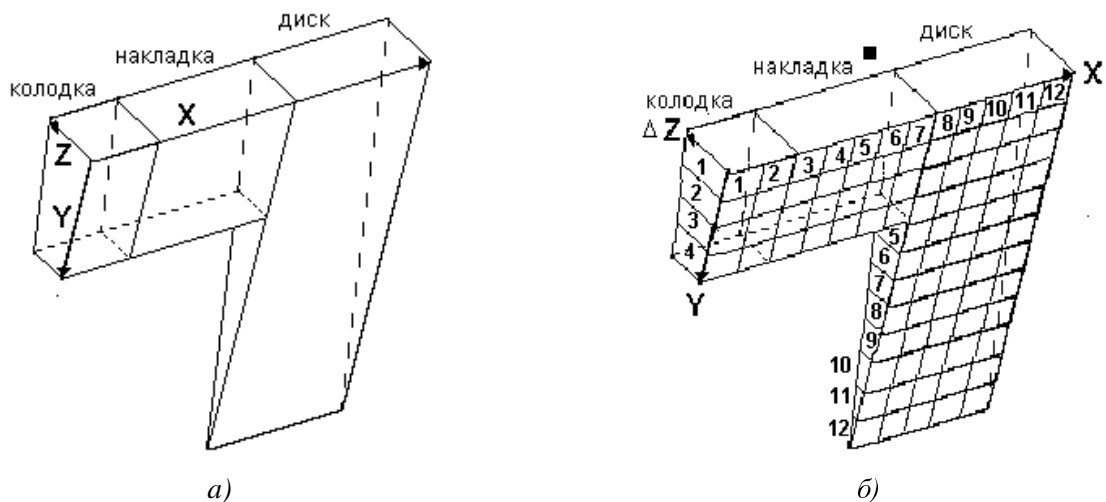


Рис. 1. Сектор об'єму дискового гальма (а) та схема його сіткової моделі (б)

Таблиця 1

### Теплофізичні характеристики фрикційних накладок

Параметри	Одиниці вимірювання	Накладки	
		азбестополімерні на каучуковій основі	металокерамічні на залізній основі
1. Густина	г/см <sup>3</sup>	2 – 2,5	5
2. Питома теплоємність	кДж/кг.град	0,88 – 1,17	0,5 – 0,84
3. Теплопровідність	Вт/м.град	0,4 – 0,52	19 – 27

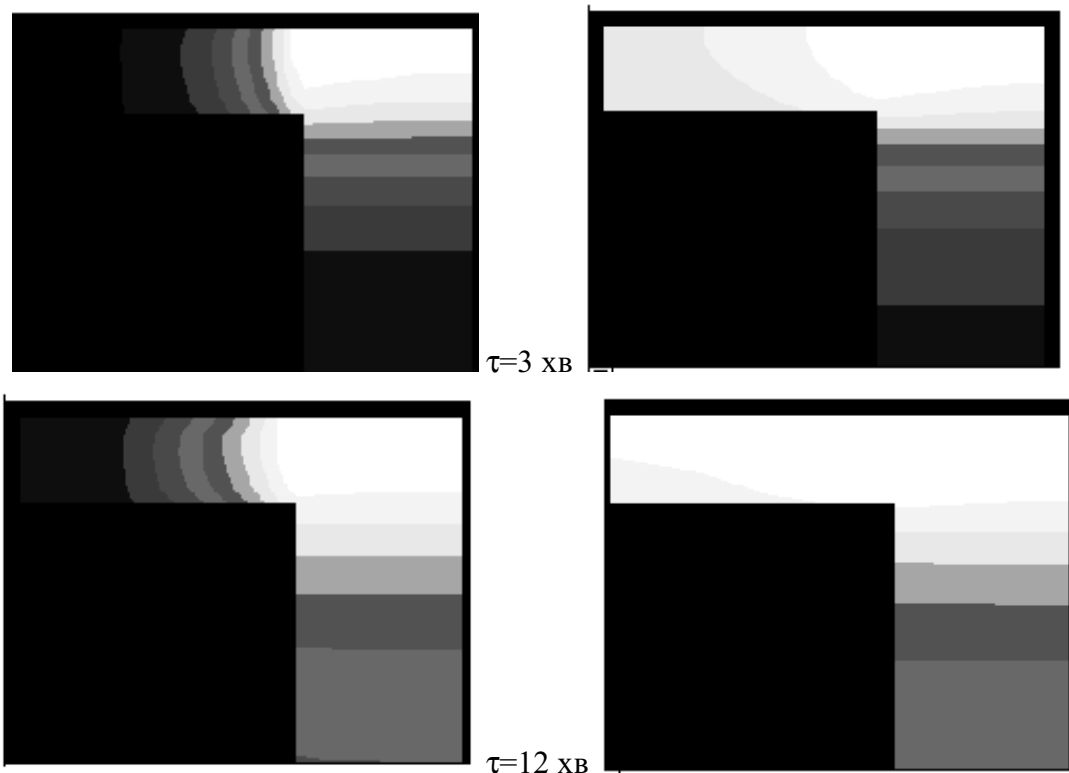


Рис. 2. Температурні поля дискового гальма, встановленого на передню вісь автобуса ЛиАЗ-5256, на різних відтинках часу попереднього етапу випробувань II (ліворуч – для азбестополімерних, а праворуч – для металокерамічних накладок)

На рис. 2 наведена якісна картина температурних полів фрикційних пар дискових гальм на 3-й хвилині та в кінці проведення випробувань II відповідно з азбестополімерними та металокерамічними накладками для наступних параметрів гальмового механізму та режиму випробувань: кількість генерованої теплоти на поверхнях тертя  $Q=350000$  Вт/м<sup>2</sup>; діаметр диска  $D=420$  мм; товщини відповідно диска  $h_d = 30$  мм, накладки  $h_H = 15$  мм та колодки  $h_k=8$  мм; коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha = 35$  Вт/м<sup>2</sup> град; коефіцієнт взаємного перекриття  $\beta=0,25$ . Верхня горизонтальна смуга на цих рисунках відповідає секторам колодка – накладка – зовнішня частина диска (рис.1), а права смуга – вертикальному перерізу сектора диска, причому, чим ясніша область, тим більша температура в ній досягнута.

Значення досягнутих температур в елементах дискових гальм наведені в табл. 2, причому для диска температури наведені в зоні тертя.

Аналіз даних, наведених на рис. 2 та в табл. 2, свідчить про більш напружений температурний режим накладки і колодки у випадку гальмового механізму з металокерамічними накладками, що пояснюється підвищеним відводом тепла в накладку, виготовлену з металокераміки.

На основі даних, наведених у табл. 2, розраховані значення температурних градієнтів в елементах дискового гальма, на основі чого побудований графік їх перебігу під час випробувань II, який наведений на рис. 3.

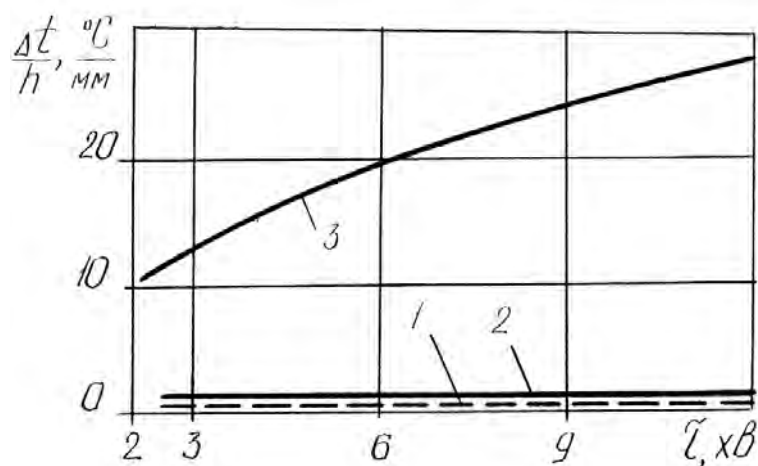


Рис. 3. Залежності перебігу температурного градієнта від часу проведення попереднього етапу випробувань II в елементах гальмового механізму: 1 – диску; 2 – металокерамічній накладці; 3 – азбестополімерній накладці

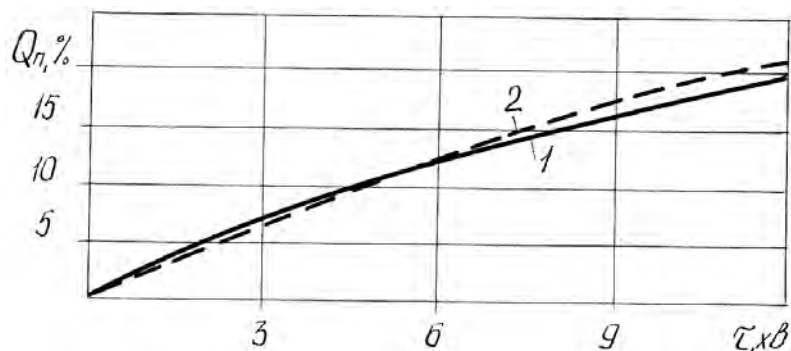


Рис. 4. Процентне співвідношення відведеної теплоти конвективним способом від дискового гальма за час випробувань II при застосуванні накладок: 1 – азбестополімерних; 2 – металокерамічних

**Середні значення температур елементів дискового гальма  
на проміжках часу випробувань II**

Елементи гальма	Середні значення температур, °С			
	3 хв	6хв	9 хв	12 хв
<i>Азбестополімерні накладки</i>				
Диск	230/220	350/341	446/438	522/515
Накладка	210/23	331/40	424/66	499/91
Колодка	22/22	35/35	56/56	80/80
<i>Металокерамічні накладки</i>				
Диск	135/130	214/209	279/274	335/330
Накладка	133/108	212/187	277/252	333/307
Колодка	108/106	186/184	250/248	305/303

*Примітка:* в чисельнику вказані температури на поверхні елементів, а в знаменнику – відповідно на глибині  $h_d = 15\text{мм}$ ,  $h_n = 15\text{мм}$ ,  $h_k = 8\text{мм}$ .

З рис. 3 видно, що найбільший температурний градієнт спостерігається в азбестополімерних накладках. Причому він зростає зі збільшенням тривалості гальмування. В той же час в диску та в металокерамічних накладках температурний градієнт невеликий і практично не залежить від тривалості гальмування.

Заслуговує на увагу той факт, що кількість теплоти, відведеної конвективним способом від дискового гальма за час випробувань II, практично не залежить від типу застосовуваних накладок, і становить приблизно 20 % від загальної кількості генерованої теплоти на поверхні тертя (рис. 4).

**Висновок:** з погляду сприйнятливого температурного режиму більш бажані металокерамічні накладки, оскільки вони призводять до зменшення температури поверхонь пар тертя дискових гальм під час випробувань II. Але слід врахувати, що відведення значної кількості тепла у металокерамічну накладку спричиняє її напружений температурний режим і вимагає розробки конструктивних заходів щодо теплоізоляції елементів гальм у випадку гідравлічного силового приводу.

1. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, 1967. – 231 с. 2. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с. 3. Правила №13 ЕЭК ООН. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. – Женева, 1979. – 150 с. 4. Тарапон А.Г., Сорокин Н.А., Тернавский В.О. Программный комплекс для моделирования процессов тепломассопереноса при аварийных ситуациях /Методы и средства компьютерного моделирования. – К.: Изд-во ИПМЭ НАНУ, 1997. – С. 58–60. 5. Гудз Г.С., Остащук Н.М., Тарапон А.Г. Методика компьютерного моделирования трехмерных температурных полей в дисковых тормозах // Зб. наук. пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ. –2002. – Вип. 16. – С.95–99. 6. Тормозные устройства: Справочник / Под ред. М.П.Александрова – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с. 7. Порошковая металлургия. Материалы, технология, свойства, области применения: Справочник /И.М.Федорченко и др. – К.: Наук. думка, 1985. – 624 с.