

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАТИСКНОГО ДИСКА ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОМОБІЛЯ

Досліджено зміни геометричних параметрів варіантів конструкції натискного диска під дією розподіленого навантаження і нагріванні до заданої температури поверхні тертя.

**Постановка проблеми.** У наш час на автомобілях широко застосовують два потокові зчеплення, що забезпечують передачу крутного моменту від двигуна по черзі до двох ведених валів коробки зміни передач. Конструкція приводу керування такого автомобільного зчеплення за рахунок переміщення проміжного диска або двох натискних дисків забезпечує почергове включення в роботу його фрикційних поверхонь тертя. Така конструкція істотно збільшує теплову навантаженість середнього диска, що спричиняє зміну геометричної форми та позначається на стабільності параметрів фрикційних пар, ступені нерівномірності розподілу питомого тиску, зношуванні й ін.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проведений аналіз публікацій [1–8] показав, що температура фрикційних елементів, особливо двопотокових і дводискових зчеплень, істотно впливає на стійкість форми дисків та розподіл питомого тиску по поверхні тертя, позначається на показниках роботи зчеплення та його ресурсі. У цьому напрямку постійно велися дослідження, наприклад, у роботі [5] виконано аналіз стійкості дисків фрикційних механізмів під впливом температурних полів. Деякі автори [8] після моделювання процесу роботи зчеплення автомобіля дійшли висновку, що можливо без явного урахування впливу температури, зміни питомого тиску й інших параметрів, вибрати оптимальні конструктивні параметри при проектуванні зчеплення. Такі спрощення можуть вплинути на стабільність його характеристик. Зазначена методика також виключає дослідження впливу умов роботи й параметрів конструкції елементів зчеплення, що працюють у різних умовах, на зміну характеристик.

**Метою статті** є дослідження зміни геометричної форми проміжного диска під дією розподіленого навантаження й температури.

**Виклад основного матеріалу.** Визначимо методику дослідження та етапи розв'язання задачі. Останні (рис. 1) передбачають розроблення 3D моделі конструкції елемента зчеплення, визначення й дискретизацію розрахункової області, визначення граничних умов задачі теплопровідності та її вирішення. Після цього результати розв'язання задаємо як вихідні дані задачі визначення механічної навантаженості обраного елемента зчеплення. Потім вирішуємо комплексну задачу визначення зміни параметрів елемента зчеплення під дією механічних і теплових навантажень. За отриманими результатами були оцінені зміни параметрів розглянутого елемента конструкції зчеплення. Вирішуючи за зазначеним алгоритмом цю задачу для різних конструкцій елементів, можливо визначити їх раціональні параметри.

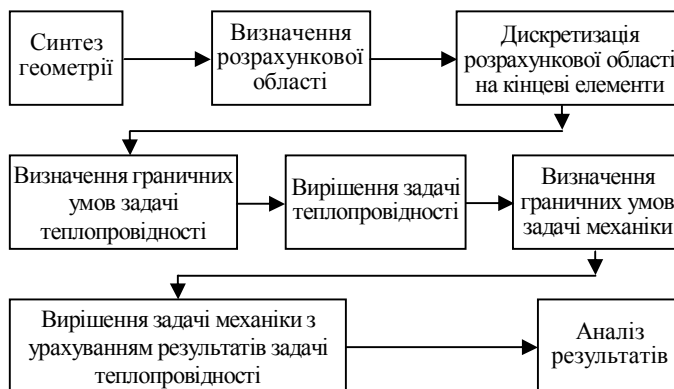


Рис. 1. Структурна схема етапів проходження задачі

Для розрахунку температурного поля деталі використовувалося відоме рівняння теплопровідності у вигляді

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) + Rt + Q = 0, \quad (1)$$

$$t|_{s_t} = t_0, \quad (2)$$

$$q|_{s_q} = - \left( \lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right), \quad (3)$$

$$\alpha(t - t_{cp})|_{s_\alpha} = - \left( \lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right), \quad (4)$$

де  $t$  – температура поверхні деталі;  $Q$  – внутрішнє джерело теплоти;  $R$  – внутрішнє джерело теплоти, пропорційне температурі;  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі на поверхні  $S_\alpha$ ;  $t_{cp}$  – температура середовища;  $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$  – коефіцієнти теплопровідності у напрямку осей анізотропії (для ізотропного матеріалу  $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z$ );  $n_x, n_y, n_z$  – керуючі косинуси зовнішньої нормалі;  $q$  – тепловий потік на поверхні  $S_t$ .

Граничні умови (4) відповідають теплообміну із зовнішнім середовищем за законом Ньютона.

Для випадку граничних умов 3-го роду й відсутності внутрішніх джерел теплоти рішення знаходимо шляхом мінімізації відповідного функціонала

$$\Phi(t) = \frac{1}{2} \iiint_V \left( \lambda_x \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left( \frac{\partial t}{\partial y} \right)^2 + \lambda_z \left( \frac{\partial t}{\partial z} \right)^2 \right) dv + \frac{1}{2} \iint_S \alpha (t - t_{cep})^2 dS \rightarrow \min \quad (5)$$

Постановка задачі в напругах і деформаціях у програмному комплексі розглядається в такий спосіб

$$\sigma = D \cdot \varepsilon_d, \quad (6)$$

де  $\sigma$  – вектор напруги;  $\varepsilon_d$  – вектор деформацій;  $D$  – матриця жорсткості.

$$\varepsilon_x = \alpha_x \Delta T + \frac{\sigma_x}{E_x} - \frac{\mu_{xy} \sigma_y}{E_x} - \frac{\mu_{xz} \sigma_z}{E_x}, \quad (7)$$

$$\varepsilon_y = \alpha_y \Delta T - \frac{\mu_{xy} \sigma_x}{E_x} + \frac{\sigma_y}{E_y} - \frac{\mu_{yz} \sigma_z}{E_y}, \quad (8)$$

$$\varepsilon_z = \alpha_z \Delta T - \frac{\mu_{xz} \sigma_x}{E_x} - \frac{\mu_{yz} \sigma_y}{E_y} + \frac{\sigma_z}{E_z}, \quad (9)$$

де  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$  – деформації у напрямку осей  $X, Y, Z$ ;  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  – напруги у напрямку осей  $X, Y, Z$ ;  $\varepsilon_{xy}$  – деформації зрушення у напрямку площини  $XY$ ;  $\sigma_{xy}$  – напруги зрушення у площині  $XY$ ;  $G_{xy}, G_{yz}, G_{xz}$  – модулі зрушення відповідно у площинах  $XY, YZ, XZ$ .

Для дослідження були розроблені варіанти конструкції натискного диска (рис. 2).

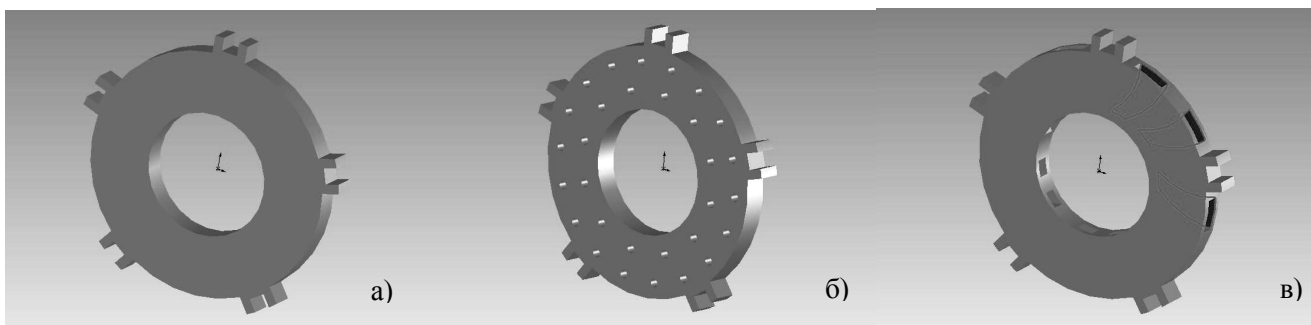


Рис. 2. Варіанти конструкції натискного диска: а) суцільний; б) з осьовими отворами; в) з радіальними отворами

Об'єктом дослідження було зчеплення вантажного автомобіля класу 6. Температура навколишнього середовища  $60^\circ\text{C}$ . Максимальна температура поверхні тертя диска  $400^\circ\text{C}$ . Температура всередині диска та каналах підведення повітря вибиралася з урахуванням зазначених початкових умов. Інші теплофізичні й механічні характеристики задавалися для матеріалу диска – чавуну. Далі визначалася температура на протилежному боці диска. Деякі параметри диска наведені в табл. 1.

Дотримуючись алгоритму, виконана дискретизація розрахункової області (див. рис. 3).

Для визначення деформації диска під дією теплового й механічного впливів використовувалася програма ANSYS Workbench. Варіанти об'єктів дослідження були розроблені у Solidwork. Для оцінювання зміни показників кожного з дисків створено рівні умови теплового й механічного впливів.

Параметри диска

Параметри	Варіант конструкції диска		
	суцільний	з осьовими отворами	з радіальними отворами
1. Маса, кг	33,3	31,9	26,5
2. Об'єм, м <sup>3</sup>	4,2·10 <sup>-3</sup>	4,1·10 <sup>-3</sup>	3,4·10 <sup>-3</sup>
3. Діаметр диска, мм: - зовнішній - внутрішній		424 212	
4. Площа поверхні тертя, м <sup>2</sup>	0,11	0,107	0,112

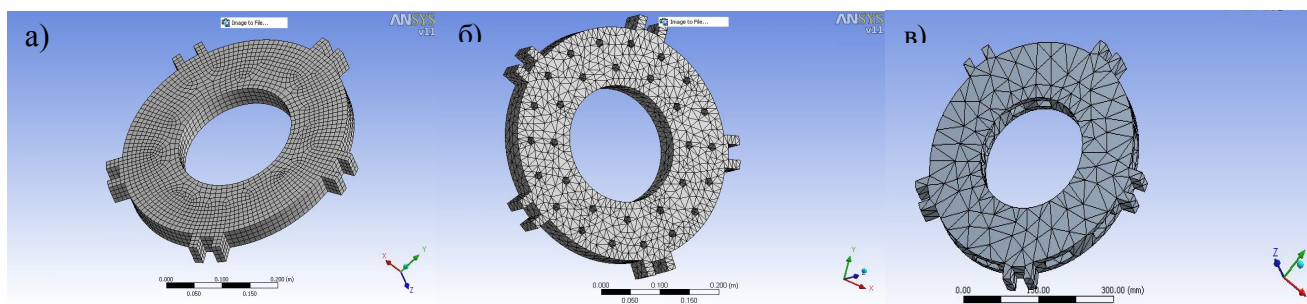


Рис. 3 Натискні диски після розбивки методом кінцевих елементів

Величина механічного впливу на поверхні тертя задавалася гранично-припустимими значеннями питомого тиску фрикційних пар для сухих дискових зчеплень, які широко використовуються в автомобільній промисловості. Нагрівання поверхні тертя диска задавалось для швидкого перемикавання потоку потужності, у випадку заданого нагрівання бокової поверхні веденого диска, що виключається.

Деформація суцільного диска показана на рис. 4. Значення максимальної й мінімальної деформацій у площині поверхні тертя відповідно 0,94 і 0,45 мм. Диск деформується рівномірно. Збільшення деформації спостерігається від внутрішнього радіуса до зовнішнього, тобто набирає форму конуса.

У натискного диска з осьовими отворами інша деформація. Значення максимальної деформації диска 2,3 мм, мінімальної – в межах 0,47 мм. При цьому спостерігаються

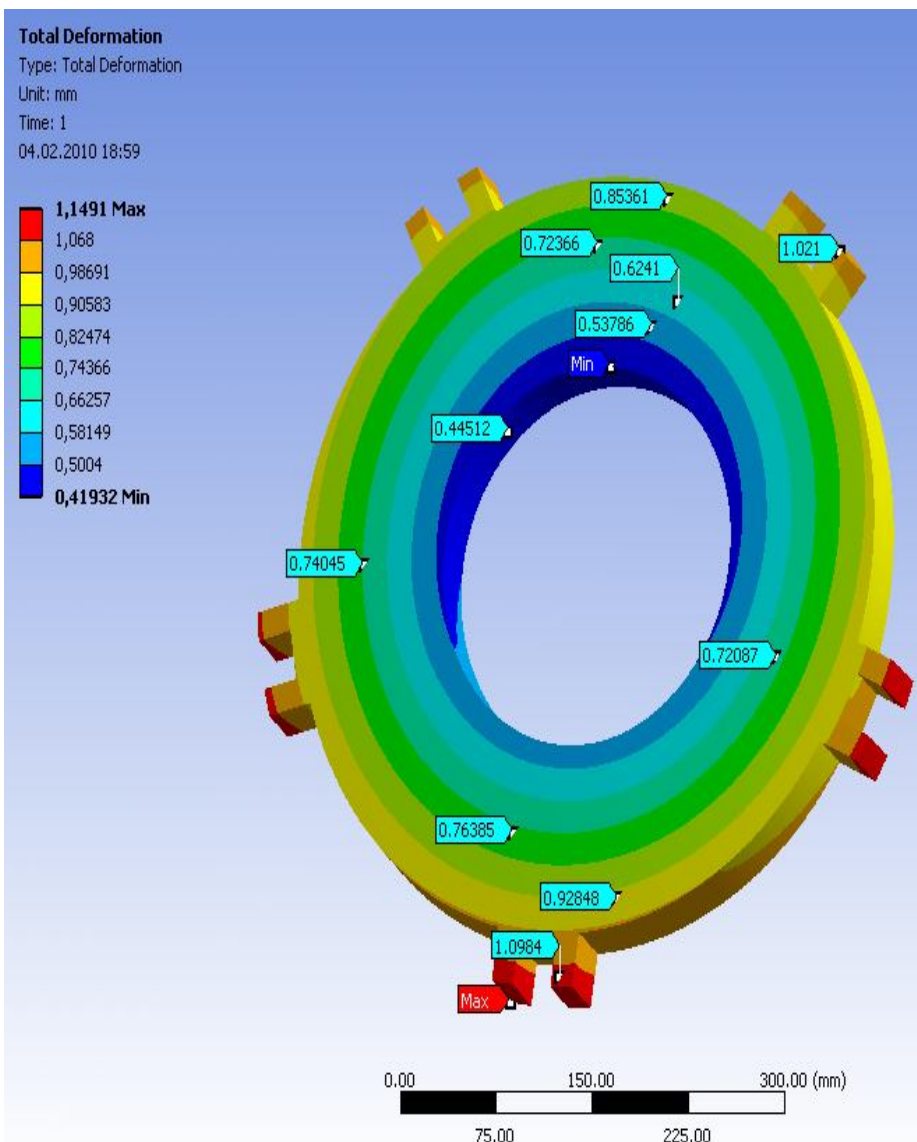


Рис. 4. Зміна деформації суцільного диска

збільшення поверхні деформації диска й зміна форми перетину конуса, близького до овального.

Натискний диск з радіальними отворами має деформацію від 0,59 до 0,95 мм, її розподіл по поверхні диска близький до деформації суцільного диска. Форма прогину аналогічна суцільному.

Дослідження деформації робочої поверхні диска для випадку одночасного механічного і температурного впливів показали, що мінімальні величини мають місце для першого й третього варіантів конструкції диска.

У процесі перемикання зчеплення у зоні контакту змінюється питомий тиск  $p_j$  в інтервалі  $[0, p_0]$ , температура поверхонь тертя  $T_i - [T_0, T_k]$ , відносна швидкість ковзання  $V_s - [V_{max}, 0]$ , площа контакту  $F_k - [F_n, F_k]$ .

Вплив зазначених параметрів визначає показники роботи зчеплення автомобіля. Зміни цих показників суттєво впливають на ресурс зчеплення, плавність вмикання зчеплення, роботу фрикційних пар тертя, навантаженість деталей, які передають крутний момент двигуна внутрішнього згоряння та забезпечують керування приводом зчеплення.

Дослідження різних варіантів елементів зчеплення за вказаним алгоритмом дозволяє оптимізувати конструкцію, оцінити вплив змін її елементів на відхилення форми та геометрії. Необхідно зазначити, що зміна температури визначається для всього елемента.

### **Висновки**

Запропонований алгоритм, методика досліджень елементів муфти дозволяють визначити зміни їхньої форми та геометрії у випадку комбінованого навантаження.

Дослідження зміни форми диска дозволяє оцінити різні варіанти конструкції диска і виявити найбільш раціональний.

Аналіз і порівняння отриманих даних з експериментальними вимірами та анімація процесу деформації показують, що результати близькі до очікуємих, а значення реальні.

Використання натискного диска з радіальними отворами найбільш доцільне, тому що забезпечує найменше відхилення геометричних параметрів, крім того очікується підвищення надійності й працездатності вузла.

### **Список використаних джерел**

1. Алукер И. Г. Приближенный учет теплоотдачи с поверхности трения при расчете температур фрикционных элементов / И. Г. Алукер // *Машиноведение*. – 1980. – № 6. – С. 93 – 96.
2. Сцепления транспортных и тяговых машин / И. Б. Барский, С. Г. Борисов, В. А. Галягин и др.; под ред. Ф. Р. Геккера и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.
3. Ряховский О. А. Справочник по муфтам / О. А. Ряховский, С. С. Иванов. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
4. Трансмиссии гусеничных и колесных машин / В. М. Труханов, В. Ф. Зубков, Ю. И. Крыхтин, В. О. Желтобрюхов. – М.: Машиностроение, 2001. – 736 с.
5. Зельцерман И. М. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И. М. Зельцерман, Д. М. Каминский, А. Д. Оношко. – М.: Машиностроение, 1965. – 240 с.
6. Воробьев Ю. Анализ устойчивости дисков фрикционных механизмов при воздействии неоднородных температурных полей / Ю. Воробьев, В. Барнат // *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ*. – Х.: ХНАДУ, 2005. – Вып. 16. – С. 171 – 173.
7. Вплив параметрів конструкції багатодискової муфти на стабільність характеристик [Сергієнко М. Є., Скрипник І. А., Твердохліб О. А. та ін.] // *Матеріали XVII міжнар. н.-практ. конф. “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров’я”* – Х.: НТУ “ХПІ”, 2009. – Ч. 1. – С. 100.
8. Захарчик Ю. М. Многофакторное моделирование работы сцепления автомобиля / Ю. М. Захарчик, А. М. Захарик и др. // *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ*. – Х.: ХНАДУ, 2005. – Вып. 16. – С. 189 – 191.

*Стаття надійшла до редакції 08.10.2009 р.*