

Моделювання довговічності роботи фрикційних муфт однокривошипних пресів

У статті описані результати експериментальних досліджень зношування робочих елементів фрикційних однодискових муфт кривошипних машин. На підставі проведених експериментів та аналізу статистичних даних стосовно довговічності роботи муфт в умовах їх тривалої експлуатації запропоновано математичну модель довговічності роботи зазначених елементів систем вмикання **математичне моделювання, муфта, вставка, прес, зносостійкість, довговічність**

Виходячи з експериментальних даних по експлуатації кривошипних машин, наданих ВГМ ВАТ «Червона Зірка»*, можна зробити попередній висновок, що основною причиною нестабільної роботи систем вмикання є лінійне зношування фрикційних вставок. При цьому основними чинниками, які негативно впливають на процес зношування, являються:

- а) зростання температури на контакті;
- б) зростання зазорів між натискними поверхнями;
- в) збільшення крутних моментів, які має передавати муфта вмикання;
- г) збільшення питомих тисків на робочих поверхнях фрикційних вставок.

При цьому останні два фактори є наслідком зношування, оскільки при збільшенні зазорів відповідно зростає час з'єднання фрикційних поверхонь між собою із відповідним уповільненням процесу вмикання муфти і зростанням сил тертя [1].

Таким чином, практично працездатність муфт вмикання кривошипних машин може бути встановлена як функція умов тертя при з'єднанні фрикційних поверхонь. Найкраще таку залежність передбачити у формі нелінійної степеневі моделі виду

$$\tau = At^{a_1} \Delta h^{b_1}, \quad (1)$$

де A , a_1 , b_1 , - емпіричні коефіцієнти, які підлягають встановленню за результатами дослідів або внаслідок аналізу відповідних статистичних даних.

З іншого боку, працездатність муфт вмикання залежить від умов експлуатації обладнання, зокрема, від значень крутних моментів, що передаватимуться муфтою, та від матеріалу фрикційних вставок [2]. Тому параметри, що входять до складу залежності (1), не є самостійними і, в свою чергу, залежать від низки параметрів процесу роботи муфти. Отже, залежність щодо лінійного зношування теж можна представити у вигляді степеневі функції

$$\Delta h = A_2 M_{kp}^{a_2} p^{b_2}, \quad (2)$$

де M_{kp} – крутний момент на фрикційних поверхнях;

p - допустимий питомий тиск на фрикційних поверхнях;

Відповідно залежність щодо температури представляємо у вигляді степеневі функції

* в роботі брав активну участь провідний спеціаліст управління І.М. Дедков

$$t = A_3 n^{a_3} \mu^{b_3}, \quad (3)$$

де n – частота вмикань муфти при сталій роботі кривошипної машини;

μ – допустимий коефіцієнт тертя матеріалу фрикційних вставок.

Таким чином, задача математичного моделювання оптимальних умов роботи муфт вмикання може бути зведена до послідовної оптимізації двох степеневих просторових функцій (2) та (3). Подібна задача двостадійної оптимізації просторових нелінійних залежностей в практиці інженерного моніторингу обладнання ще не вирішувалася.

З метою спрощення обсягу розрахунків було вирішено, що:

а) моделювання будемо проводити для кривошипних машин із числом ходів в межах 100...400;

б) специфіка обладнання не враховуватиметься: надалі вважатимемо, що кривошипні машини різного технологічного призначення мають однакові умови вмикання муфти;

в) номенклатура фрикційних матеріалів, що використовуються для виготовлення вставок, буде обмежена двома, які допускають найбільший діапазон зміни коефіцієнтів тертя;

г) крутні моменти на валу муфти не будуть залежати від виду виконуваної технологічної операції, а визначатимуться виключно своїми абсолютними значеннями.

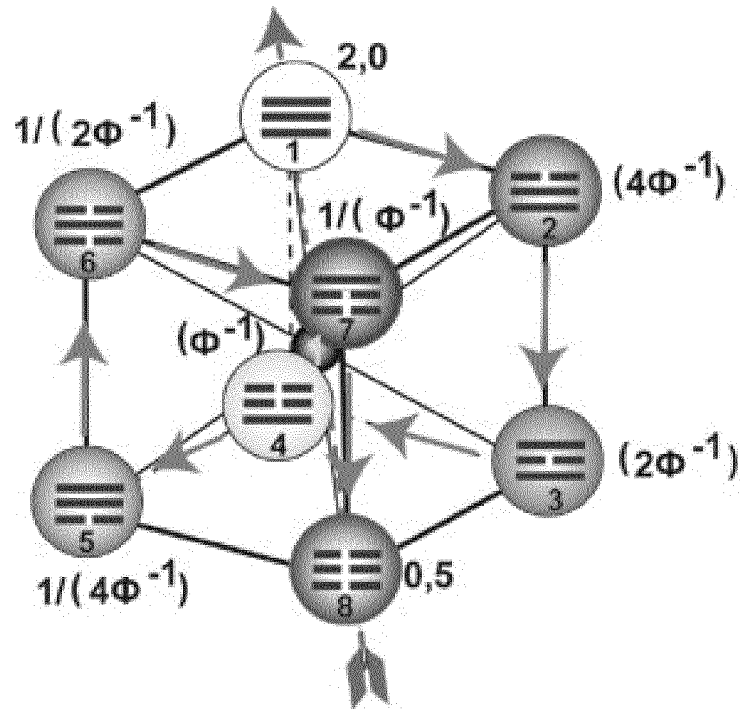
д) вторинні взаємодії між параметрами, що входять до складу математичних моделей (2) та (3) вважатимемо несуттєвими.

Виходячи із виробничих даних по експлуатації швидкохідних кривошипних машин в умовах ВАТ «Червона Зірка» діапазон зміни параметрів оптимізації було прийнято таким:

- крутні моменти, що передаються муфтою $M_{кр} = 6,5 \dots 15$ кН·м;
- допустимі питомі тиски $p = 0,4 \dots 1,2^*$ МПа.

Шукану математичну модель оптимізуємо шляхом проведення факторного експерименту виду 2^{4-1} із визначенням фактичних значень лінійного зношування у вершинах «Кубу експерименту» (див. рис.1).

* що відповідає матеріалам фрикційних вставок: 63-7-67 та ФК24А відповідно



Φ – фактори, що введені для подальшого врахування при моделюванні
Рисунок 1 – Математична модель

Таблиця 1 – Матриця експерименту по оптимізації параметрів моделі (1)

$M_{кр}$	p	Δh , мкм (середні значення)
+	-	0,032
-	+	0,055
-	-	0,018
+	+	0,043

Для виконання подальших перетворень лінеаризували дану модель, для чого перевели всі експериментальні та статистичні дані у логарифмічний формат:

$$\ln 0,032 = \ln A_1 + b \ln 15 + c \ln 0,4;$$

$$\ln 0,055 = \ln A_1 + b \ln 6,5 + c \ln 1,2;$$

$$\ln 0,018 = \ln A_1 + b \ln 6,5 + c \ln 0,4;$$

$$\ln 0,043 = \ln A_1 + b \ln 15 + c \ln 1,2.$$

І далі:

$$-3,442 = \ln A_1 + 2,708b - 0,9163c;$$

$$-2,9004 = \ln A_1 + 1,8718b + 0,1823c;$$

$$-4,0174 = \ln A_1 + 1,8718b - 0,9163c;$$

$$-3,1466 = \ln A_1 + 2,708b + 0,1823c.$$

Для подальшого вирішення перетворених лінійних рівнянь виключили зайві показники:

$$-0,2954 = -1,0983c$$

$$c = 0,267;$$

$$0,2462 = -0,8362b$$

$$b = -0,2944.$$

Отримані значення підставили у третє рівняння

$$-4,0174 = \ln A - 1,8718 \cdot 0,2944 - 0,9163 \cdot 0,267.$$

Звідки

$$\ln A = -4,0174 + 0,5511 + 0,2447;$$

$$\ln A = -3,2216;$$

$$A = 0,0399.$$

Для обчислення точності отриманої математичної моделі провели розрахунок значень лінійного зношування при тих же умовах, що й практичні значення зношування:

$$\Delta h_1 = 0,0399 \cdot 0,4506 \cdot 0,783 = 0,0141;$$

$$\Delta h_2 = 0,0399 \cdot 0,5764 \cdot 1,0499 = 0,0241;$$

$$\Delta h_3 = 0,0399 \cdot 0,5764 \cdot 0,783 = 0,018;$$

$$\Delta h_4 = 0,0399 \cdot 0,4506 \cdot 1,0499 = 0,019.$$

Визначили значення коефіцієнту А:

$$-3,442 = \ln A - 2,708 \cdot 0,2944 - 0,9163 \cdot 0,267;$$

$$-2,9004 = \ln A - 1,8718 \cdot 0,2944 + 0,1823 \cdot 0,267;$$

$$-4,0174 = \ln A - 1,8718 \cdot 0,2944 - 0,9163 \cdot 0,267;$$

$$-3,1466 = \ln A - 2,708 \cdot 0,2944 + 0,1823 \cdot 0,267.$$

Після очевидних математичних перетворень отримали:

$$\ln A_1 = -2,4001; A = 0,0917;$$

$$\ln A_2 = -2,3890; A = 0,0909;$$

$$\ln A_3 = -3,2216; A = 0,04;$$

$$\ln A_4 = -2,3981; A = 0,0909.$$

Пересічне значення А:

$$A_{сер} = \frac{0,0917 + 0,0909 + 0,04 + 0,0909}{4} = 0,0781.$$

Отже математична модель виду (2) може бути представлена степеневою функцією

$$\Delta h = 0,0399 M_{kp}^{-0,2944} p^{0,269}. \quad (4)$$

Обчислення відносних похибок з урахуванням експериментально отриманих коефіцієнтів кореляції дало наступні дані:

$$\Delta_1 = 13,75\%; \Delta_2 = 13,82\%; \Delta_3 = 3,1\%; \Delta_4 = 13,49\%.$$

Оскільки значення найбільшої з вищезазначених похибок не перевищує граничної для умов моделювання величини у 15%, можна вважати модель (4) адекватною.

Аналогічно виконуємо розрахунок коефіцієнтів емпіричної моделі і для визначення залежності температури на поверхнях вставок від частоти вмикань та коефіцієнту тертя.

Таблиця 2 – Матриця експерименту по оптимізації параметрів моделі (2)

n	μ	t _ф , град (середні значення)
+	-	80
-	+	118
-	-	92
+	+	160

Алгоритм оптимізації не відрізнявся від описаного вище. Попередню математичну залежність температури на контактних поверхнях від частоти вмикань та коефіцієнту тертя отримали у вигляді:

$$t = 7,8612n^{0,2804}\mu^{-1,3035} \quad (5)$$

Використовуючи наведену залежність, проводимо розрахунки теоретичних значень температур:

$$\begin{aligned} t_1 &= 7,8612 \cdot 3,6375 \cdot 2,6032 = 74,44^0; \\ t_2 &= 7,8612 \cdot 5,3656 \cdot 2,6032 = 109,8^0; \\ t_3 &= 7,8612 \cdot 3,6375 \cdot 3,5298 = 100,94^0; \\ t_4 &= 7,8612 \cdot 5,3656 \cdot 3,5298 = 149,31^0. \end{aligned}$$

Оскільки отримані результати незадовільно збігалися із статистичними даними, було відкореговано коефіцієнт А:

$$k = \frac{\sum(t_{\text{розрах}} - t_{\text{ф}})}{4} = 0,973;$$

$$A_k = \frac{A}{k} = \frac{7,8612}{0,973} = 8,0789.$$

Перерахунок температур дає:

$$t_1 = 76,51^0 C; \quad t_2 = 112,85^0 C; \quad t_3 = 103,75^0 C; \quad t_4 = 154,11^0 C.$$

Розраховані значення похибок не перевищили 15%, тому отриману емпіричну залежність можна вважати такою, що адекватно відтворює вплив частоти вмикань муфти та умов тертя на значення температури у контактних зонах.

Подальша оптимізація моделі працездатності може бути проведена двома способами:

- поєднанням двох отриманих раніше математичних моделей (4) та (5) у чотирьохвимірну модель виду

$$\tau = AM_{kp}^a p^b n^c \mu^d; \quad (6)$$

- синтезом підсумкової моделі із результатів експериментальних досліджень по попереднім моделям (4) та (5).

Для визначення точності обох шляхів провели їх порівнювальний аналіз.

Таблиця 2 - План дрібного факторного експерименту виду 8^3

$\tau_{\text{факт}} \times 10^6$	M_{kp}	p	n	μ
0,85	+	+	+	+
0,52	+	+	+	-
1,12	+	+	-	-
0,94	+	-	-	-
3,02	-	+	+	+
1,84	-	-	+	+
2,9	-	-	-	+
0,4	-	-	-	-

Під параметром τ приймали величину, зворотню часу допустимої експлуатації муфти, тобто граничну кількість вмикань.

Лінеаризація параметрів наведеної вище математичної моделі дає наступну систему рівнянь:

$$\begin{aligned}
0,239 &= \ln A + 2,708a_1 + 0,1823b_1 + 5,9915c_1 - 0,734d_1; \\
-0,511 &= \ln A + 2,708a_2 + 0,1823b_2 + 5,9915c_2 - 0,9676d_2; \\
-0,329 &= \ln A + 2,708a_3 + 0,1823b_3 + 4,6052c_3 - 0,9676d_3; \\
-0,062 &= \ln A + 2,708a_4 - 0,9163b_3 + 4,6052c_4 - 0,9676d_4; \\
0,322 &= \ln A + 1,8718a_5 + 0,1823b_5 + 5,9915c_5 - 0,734d_5; \\
0,525 &= \ln A + 1,8718a_6 - 0,9163b_6 + 5,9915c_6 - 0,734d_6; \\
1,163 &= \ln A + 1,7818a_7 - 0,9163b_7 + 4,6052c_7 - 0,734d_7; \\
0,14 &= \ln A - 1,8718a_8 - 0,9163b_8 + 4,6052c_8 - 0,9676d_8.
\end{aligned}
\tag{7}$$

Використовуючи метод Гаусса-Жордана, складаємо матрицю, яка має вигляд:

$$\begin{array}{cccc|c|c}
2,71 & 0,18 & 5,99 & -0,73 & x_1 & 0,24 \\
2,71 & 0,18 & 5,99 & -0,97 & x_2 & -0,51 \\
2,71 & 0,18 & 4,61 & -0,97 & x_3 & -0,33 \\
2,71 & -0,92 & 4,61 & -0,97 & x_4 & -0,06 \\
1,87 & 0,18 & 5,99 & -0,73 & x_5 & 0,32 \\
1,87 & -0,92 & 5,99 & -0,73 & x_6 & 0,53 \\
1,87 & -0,92 & 4,61 & -0,73 & x_7 & 1,16 \\
1,87 & -0,92 & 4,61 & -0,97 & x_8 & 0,14
\end{array}$$

Розрахунок моделі у матричному виді проведено за допомогою відповідної програми розрахунку матриць[3].

Після об'єднання двох половин матриці Гаусса-Жордана встановили, що система рівнянь (7) матиме вигляд:

$$\tau = 161392,86M_{кр}^{0,7118} p^{0,3791} n^{0,4346} \mu^{0,2529} .$$

Розрахунки довільних точок кубу експерименту (див. рис.1) засвідчили, що отримана модель неадекватна (розходження сягає 40...60%). Тому систему виду (7) необхідно вирішувати, не розділяючи змінні, як це звичайно передбачається методом Гаусса-Жордана. Була застосована методика вирівнювання із послідовним виключенням змінних [4]. В наслідку отримали математичну модель довговічності роботи муфти у виді

$$\tau = 9767,0737M_{кр}^{-1,5418} p^{-0,243} n^{-0,4602} \mu^{3,2106} .
\tag{8}$$

Перевірка моделі на адекватність дана наступні результати (див. табл.3).

Таблиця 3 – Результати експериментальних та розрахункових даних

$\tau_{розр} \times 10^6$, циклів	$\tau_{факт} \times 10^6$, циклів	$\Delta, \%$
857500	850000	8,82
411300	520000	20,98
1119400	1120000	5,36
1012100	940000	7,45
3139800	3020000	3,97
1945800	1840000	5,75
2932400	2900000	11,17
375800	400000	6,05

Таким чином в результаті експериментальних досліджень та моніторингових розрахунків отримано математичну модель працездатності робочих елементів систем вмикання однокривошипних пресів, яка може бути використана у практиці фахового супроводження зазначених типів штампувального обладнання, що експлуатуються на заводах сільгоспмашинобудування.

Список літератури

1. Кришкін Б.Б. Експериментальні дослідження при вмикання муфти кривошипного пресу //Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету/Техніка і виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 24, Ч.І. Кіровоград: КНТУ, 2011 – С. 131.
2. Кривошипные кузнечно-прессовые машины/ В.И. Власов, И.К. Букин-Батырев, А.Я. Борзыкин и др. – М.: Машиностроение, 1982.- 424с.
3. <http://www.webmath.ru/web/matrix.php>.
4. Третьяченко Г.Н. Моделирование при изучении прочности конструкций. К.: Наук. думка, 1979.- 232 с.

Б. Кришкін

Моделирование долговечности работы фрикционных муфт однокривошипных пресов

В статье описаны результаты экспериментальных исследований износа элементов фрикционных однодисковых муфт кривошипных машин. На основании проведенных экспериментов и анализа статистических данных, касающихся долговечности работы муфт в условиях их длительной эксплуатации предложена математическая модель долговечности работы вышеуказанных элементов систем включения

В. Kryshkin

Design of longevity of work of friction muffs of onecrank-type presses

The results of experimental researches of wear of elements of friction onedisk muffs of crank-type machines are described in the article. On the basis of the conducted experiments and analysis statistical data, touching longevity of work of muffs in the conditions of their protracted exploitation the mathematical model of longevity of work of foregoing elements of the systems of including is offered

Одержано 18.10.11