

*Іван Хоменко***ГРАНИЧНО ДОПУСТИМИ ЗАЗОРИ У ВІБРОУДАРНИХ ПАРАХ***Іван Хоменко***ГРАНИЧНО ДОПУСТИМЫЕ ЗАЗОРЫ В ВИБРОУДАРНЫХ ПАРАХ***Ivan Khomenko***MAXIMUM POSSIBLE GAPS IN VIBROSHOCK PAIRS***Наведено метод розрахунку гранично допустимих зазорів у спряженнях з віброударними парами.**Ключові слова:* гранично допустимий зазор, віброударні пари, контактні напруження у спряженнях з ударною контактною взаємодією.*Рис.: 5. Бібл.: 11.**Приведен метод расчета предельно допустимых зазоров в сопряжениях с виброударными парами.**Ключевые слова:* гранично допустимый зазор, виброударные пары, контактные напряжения в сопряжениях при ударном контактном взаимодействии.*Рис.: 5. Библ.: 11.**The method of calculation maximum of possible gaps is in-process resulted in interfaces with vibroshock pair**Key words:* maximum possible gap, vibroshock pair, contact tensions in interfaces with shock contact co-operation*Fig.: 5. Bibl.: 11.*

Вступ. У ряді спряжень машин (втулка головки шатуна-палець, бобишки поршня-палець у двигунів внутрішнього згорання) при досягненні певних зазорів у спряженнях швидкість їх зношування інтенсивно наростає. Причому таке явище спостерігається у випадку виникнення ударної взаємодії між елементами так званих «ударних пар».

Поняття «ударної пари», як особливого типу кінематичного з'єднання двох ланок механізму, вперше запропоновано А. Ю. Кобринським [1].

С. Дубовські і Ф. Фрейденштейн у експериментальній роботі [2] встановили, що максимальне стискування поверхонь деталей у спряженнях віброударних пар під дією ударної сили значно перевищує (у декілька разів) статичне їх стискування під дією такої ж за величиною статичної сили. Це означає, що має місце суттєве зростання напружень у елементах спряжень, оскільки напруження прямо залежать від пружних деформацій поверхонь деталей спряження.

У роботі [3] показано, що коефіцієнт динамічності (відношення максимального стискування поверхонь елементів спряження при ударі до статичного стискування), наприклад, у зубчастого зачеплення зростає приблизно тією ж мірою, якою зростає зазор.

Приклад розрахунку гранично допустимого зазору в зубчастому зачепленні шестеренної передачі коробки відбору потужності пожежної атоцистерни АЦ-63Б, який наведено в роботі [4], свідчить про такі співвідношення стискувань зубців залежно від умов стискування: статичне стискування – $\alpha_{\max}/\alpha_{st} = 1$; удар при відсутності зазору –

$$\alpha_{\max}/\alpha_{st} = 2; \text{ удар при гранично допустимому зазорі – } \alpha_{\max}/\alpha_{st} \approx 4.$$

Удар (як зовнішній так і внутрішній) двох куль досліджувався у роботах Герца, Динника, Тимошенко, Гутьяра, Беляєва й ін. Проте у техніці більш поширеним типом з'єднання є циліндрична пара. Деякі роботи, пов'язані з зовнішньою контактною взаємодією циліндрів, названі в роботі [4]. Стосовно внутрішнього контакту циліндрів можна послатись, наприклад, на роботу С. Дубовські і Ф. Фрейденштейна [2].

Метою статті є розгляд взаємодії елементів ударної пари втулка верхньої головки шатуна-поршневій палець. Випадок характерний тим, що елементи пари виготовляють з різних матеріалів, а саме: втулка – залізоалюмінієві бронзи Бр. АЖ 9-4 (міцність за Бринелем $H_B=110$), олов'янистоцинкові бронзи Бр. ОЦ 10-2 ($H_B=80...90$) і Бр. ОЦС 4-4-2,5 ($H_B=65...75$), а також олов'янистофосфористі бронзи з міцністю $H_B=90...120$; порш-

невий палець – переважно легірувані хромистоцементовані сталі марок 12Х2Н4А і 12ХН3А ($\sigma_s = 1000...1200$ МПа), маловуглецеві сталі 15ХА, 15ХМА [5].

Виклад основного матеріалу. За наявності зазору у спряженні втулка головки шатуна-палець ударна взаємодія має місце поблизу верхньої або нижньої мертвих точок (*в.м.т.*, *н.м.т.* – відповідно), тобто там, де змінюється напрямок руху поршневої і шатунної груп двигуна. Очевидно, що більш важкими є умови роботи ударної пари, коли поршень знаходиться поблизу *в.м.т.* під час самозаймання палива (автотракторні двигуни, значною мірою – дизелі). При цьому на поршень діє сила

$$P = P_z - P_j, \quad (1)$$

де $P_z = p_z \cdot S_n$ – сила, що діє на поршень при самозайманні палива в циліндрі двигуна;

p_z – тиск газів на дно поршня; для автотракторних дизельних двигунів ($0,8...1,0$) $\cdot 10^7$ Па, при розрахунках приймають $p_z = 0,9 \cdot 10^7$ Па [6];

$$S_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \text{ – площа поверхні дна поршня;}$$

D – діаметр поршня,

P_j – сила інерції поршневої групи у *в.м.т.* [6];

$$P_j = m_{jnr} \cdot r\omega^2 (1 + \lambda), \quad (2)$$

де m_{jnr} – маса деталей поршневої групи, які рухаються зворотно поступально (дорівнює сумі мас поршневого комплекту (поршень, палець, поршневі кільця) і частини маси шатуна, віднесеної до поршня);

r – радіус кривошипа колінчастого вала;

ω – кутова швидкість обертання колінчастого вала;

$$\lambda = r/l;$$

l – довжина шатуна.

У мить згоряння палива в циліндрі двигуна, як правило, біля *в.м.т.*, шатун рухається донизу, а поршень під дією сил інерції – вверх імпульсна дія сили P приводить за наявності зазорів до ударів у спряженнях бобишки поршня-палець і втулка верхньої головки шатуна-палець.

Диференціальне рівняння руху поршневої групи у зазорі втулка-палець можна записати у такому вигляді:

$$m_{nr} \cdot \ddot{x}_r = P, \quad (3)$$

де x_r – відносне переміщення деталей поршневої групи в зазорі;

m_{nr} – маса поршневої групи (поршень, палець, поршневі кільця).

Прийнявши початкові умови $\dot{x}_r(0) = 0$ і $x_r(0) = 0$, після інтегрування виразу (3)

$$\text{отримаємо } \dot{x}_r = P \cdot t / m_{nr}; \quad x_r = Pt^2 / 2m_{nr}.$$

Якщо позначити через Δ – діаметральний зазор між втулкою і пальцем, а через t_r – час проходження поршневою групою зазору, то з останніх виразів отримаємо:

$$t_r = \sqrt{\frac{2m_{nr}}{P}} \quad (4)$$

і відносну швидкість поршневої групи у мить удару по втулці шатуна

$$V_r = \dot{x}_r = \sqrt{\frac{2P \cdot \Delta}{m_{nr}}} \quad (5)$$

Згідно з викладками, наведеними у роботі [7], максимальне зближення поршневого пальця і втулки шатуна при ударній взаємодії визначиться за формулою

$$\alpha_{\max} = \frac{p'}{c} \left(1 + \frac{V_r \cdot c}{\omega_0 \cdot p'} \right) = \frac{p'}{c} \left(1 + \sqrt{\frac{2\Delta \cdot c \cdot l_{\text{em}}}{p'}} \right), \quad (6)$$

де $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_{nr}}}$ – циклічна частота коливань поршневої групи при ударі по поверхні втулки шатуна;

$p' = \frac{P}{l_{\text{em}}}$ – інтенсивність навантаження зовнішніми силами;

l_{em} – довжина втулки верхньої головки шатуна;

c – коефіцієнт пропорційності (жорсткості) віброударної пари.

Якщо позначити $p_{\max} = c \alpha_{\max}$ (α_{\max} – максимальне зближення пальця і втулки при стискуванні динамічною силою p_{\max}), то з (6) отримаємо

$$p_{\max} = p' \left(1 + \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta \cdot l_{\text{em}} \cdot c}{p'}} \right). \quad (7)$$

Далі за формулою Писаренко для внутрішнього стискування циліндрів [9] знаходимо максимальне напруження на поверхні контакту

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\max} \cdot E_1 \cdot E_2 (R_2 - R_1)}{(E_1 + E_2) R_1 \cdot R_2}}, \quad (8)$$

і, порівнюючи його з допустимим, визначаємо гранично допустимий зазор у спряженні типу втулка-палець.

Для визначення відносного зближення елементів віброударної пари при внутрішньому стискуванні двох циліндрів С. Дубовскі і Ф. Фрейденштейн [2] пропонують формулу

$$\alpha = \frac{2(\delta_1 + \delta_2)}{2a} P \cdot \ln \frac{(R_2 - R_1) \cdot 8a^3 \cdot e}{P \cdot R_1 \cdot R_2 (\delta_1 + \delta_2)}, \quad (9)$$

де $\delta_i = \frac{(1 - \mu_i^2)}{\pi \cdot E_i}$, а μ_i і E_i – відповідно коефіцієнт Пуасона і модуль пружності i -го тіла;

для бронзи $E_1 = 1,15 \cdot 10^{11}$ Па, $\mu_1 = 0,33$, для сталі – $E_2 = 2,2 \cdot 10^{11}$ Па, $\mu_2 = 0,30$;

a – половина ширини площини контакту циліндрів, що стискаються;

e – основа натуральних логарифмів;

R_i – радіус i -го циліндра; у подальших розрахунках взяті радіуси поршневого пальця і втулки верхньої головки шатуна двигуна Д-54А $R_1 = 0,024$ м і $R_2 = 0,02402$ м.

Результати розрахунків, проведених з використанням формули (9), наведено на рис. 1.

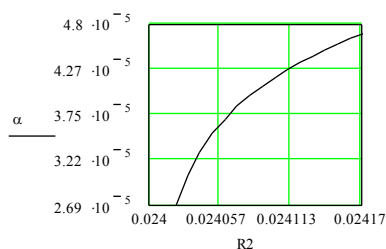
$$\mu_1 := 0.33 \quad \mu_2 := 0.30 \quad E_1 := 1.15 \cdot 10^{11} \quad E_2 := 2.2 \cdot 10^{11} \quad P := 101276 \quad a := 2 \cdot 10^{-2} \quad R1 := 0.024$$

$$\delta_1 := \frac{[1 - (\mu_1)^2]}{\pi \cdot E_1} \quad \delta_2 := \frac{[1 - (\mu_2)^2]}{\pi \cdot E_2} \quad \delta := \frac{(\delta_1 + \delta_2)}{2a} \quad N := 15 \quad i := 0..N \quad R2_i := 0.02402 + 0.01 \cdot 10^{-3} \cdot i$$

$$f(R2) := \delta \cdot P \cdot \ln \left[\frac{(R2 - R1) \cdot 8a^3 \cdot e}{P \cdot R1 \cdot R2 \cdot 2 \cdot \delta \cdot a} \right]$$

$$\alpha_i := f(R2_i) \quad c(R2) := \frac{P}{f(R2)}$$

$$c_i := c(R2_i)$$



	0
0	2.641·10 ⁻⁵
1	3.029·10 ⁻⁵
2	3.304·10 ⁻⁵
3	3.517·10 ⁻⁵
4	3.692·10 ⁻⁵
5	3.839·10 ⁻⁵
6	3.966·10 ⁻⁵
7	4.079·10 ⁻⁵
8	4.179·10 ⁻⁵
9	4.27·10 ⁻⁵
10	4.353·10 ⁻⁵
11	4.429·10 ⁻⁵
12	4.5·10 ⁻⁵
13	4.566·10 ⁻⁵
14	4.627·10 ⁻⁵
15	4.685·10 ⁻⁵

	0
0	3.835·10 ⁹
1	3.344·10 ⁹
2	3.065·10 ⁹
3	2.879·10 ⁹
4	2.743·10 ⁹
5	2.638·10 ⁹
6	2.553·10 ⁹
7	2.483·10 ⁹
8	2.423·10 ⁹
9	2.372·10 ⁹
10	2.327·10 ⁹
11	2.286·10 ⁹
12	2.251·10 ⁹
13	2.218·10 ⁹
14	2.189·10 ⁹
15	2.162·10 ⁹

Рис. 1. Результати розрахунків коефіцієнтів зближення і жорсткості при внутрішньому контакті циліндрів за формулою (9)

Як видно із наведених на рис. 1 результатів, коефіцієнт жорсткості спряження втулка шатуна-палець залежить від величини радіусів циліндрів і знаходиться у межах $(2,16...3,84) \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$.

В. Гольдсміт [8] для визначення зближення центрів при зовнішньому стискуванні циліндрів з паралельними осями пропонує таку формулу:

$$\alpha = (\delta_1 + \delta_2) p' \ln \frac{e(R_1 + R_2)}{p'(\delta_1 + \delta_2)R_1R_2} \tag{10}$$

Результати розрахунків зближення циліндрів при вихідних параметрах, які використані у розрахунках за формулою (9), наведено на рис. 2.

$$p := 2.532 \cdot 10^6 \quad E1 := 1.15 \cdot 10^{11} \quad E2 := 2.2 \cdot 10^{11} \quad \mu1 := 0.33 \quad \mu2 := 0.30$$

$$\delta1 := \frac{1 - \mu1^2}{E1 \cdot \pi} \quad \delta2 := \frac{1 - \mu2^2}{E2 \cdot \pi} \quad R1 := 0.024 \quad N := 15 \quad i := 0..N \quad R2_i := 0.02402 + 0.01 \cdot 10^{-3} \cdot i$$

$$f(R2) := (\delta1 + \delta2) \cdot p \cdot \ln \left[\frac{e \cdot (R1 + R2)}{p \cdot (\delta1 + \delta2) \cdot R1 \cdot R2} \right]$$

$$\alpha_i := f(R2_i)$$

$$c := \frac{p}{\alpha}$$

	0
0	1.626·10 ⁻⁴
1	1.626·10 ⁻⁴
2	1.626·10 ⁻⁴
3	1.626·10 ⁻⁴
4	1.626·10 ⁻⁴
5	1.626·10 ⁻⁴
6	1.626·10 ⁻⁴
7	1.626·10 ⁻⁴
8	1.626·10 ⁻⁴
9	1.626·10 ⁻⁴
10	1.626·10 ⁻⁴
11	1.626·10 ⁻⁴
12	1.626·10 ⁻⁴
13	1.626·10 ⁻⁴
14	1.626·10 ⁻⁴
15	1.626·10 ⁻⁴

	0
0	1.557·10 ¹⁰
1	1.557·10 ¹⁰
2	1.557·10 ¹⁰
3	1.557·10 ¹⁰
4	1.557·10 ¹⁰
5	1.557·10 ¹⁰
6	1.557·10 ¹⁰
7	1.557·10 ¹⁰
8	1.557·10 ¹⁰
9	1.557·10 ¹⁰
10	1.557·10 ¹⁰
11	1.557·10 ¹⁰
12	1.557·10 ¹⁰
13	1.557·10 ¹⁰
14	1.557·10 ¹⁰
15	1.557·10 ¹⁰

Рис. 2. Результати розрахунків коефіцієнтів зближення і жорсткості при зовнішньому контакті циліндрів за формулою (10)

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

У формулі (10) p' являє собою інтенсивність навантаження (Н/м), а коефіцієнт пропорційності (жорсткості) – C має одиниці виміру – Н/м², і практично не залежить від зазору. Дещо нижчі, ніж визначені за формулою (9), значення коефіцієнта C пояснюються тим, що елементи спряження втулка шатуна-палець виготовлені з різних матеріалів.

Для внутрішнього контакту циліндрів Писаренко [9] рекомендує у формулах для зовнішнього їх контакту брати не суму радіусів, а їх різницю. У випадку вказаного корегування формула (10) набуває такого вигляду:

$$\alpha = (\delta_1 + \delta_2) p' \ln \frac{e(R_2 - R_1)}{p'(\delta_1 + \delta_2)R_1R_2} \tag{11}$$

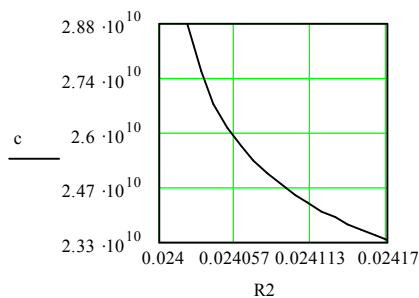
Виконуючи відповідні розрахунки за формулою (11), отримаємо результати, представлені на рис. 3.

$$p := 2.532 \cdot 10^6 \quad E1 := 1.15 \cdot 10^{11} \quad E2 := 2.2 \cdot 10^{11} \quad \mu1 := 0.33 \quad \mu2 := 0.30$$

$$\delta1 := \frac{1 - \mu1^2}{E1 \cdot \pi} \quad \delta2 := \frac{1 - \mu2^2}{E2 \cdot \pi} \quad R1 := 0.024 \quad N := 15 \quad i := 0..N \quad R2_i := 0.02402 + 0.01 \cdot 10^{-3} \cdot i$$

$$f(R2) := (\delta1 + \delta2) \cdot p \cdot \ln \left[\frac{e \cdot (R2 - R1)}{p \cdot (\delta1 + \delta2) \cdot R1 \cdot R2} \right]$$

$$\alpha_i := f(R2_i) \quad c := \frac{p}{\alpha}$$



	0		0
0	8.808 · 10 ⁻⁵	0	2.875 · 10 ¹⁰
1	9.196 · 10 ⁻⁵	1	2.754 · 10 ¹⁰
2	9.471 · 10 ⁻⁵	2	2.674 · 10 ¹⁰
3	9.684 · 10 ⁻⁵	3	2.615 · 10 ¹⁰
4	9.858 · 10 ⁻⁵	4	2.568 · 10 ¹⁰
5	1.001 · 10 ⁻⁴	5	2.531 · 10 ¹⁰
6	1.013 · 10 ⁻⁴	6	2.499 · 10 ¹⁰
7	1.025 · 10 ⁻⁴	7	2.471 · 10 ¹⁰
8	1.035 · 10 ⁻⁴	8	2.447 · 10 ¹⁰
9	1.044 · 10 ⁻⁴	9	2.426 · 10 ¹⁰
10	1.052 · 10 ⁻⁴	10	2.407 · 10 ¹⁰
11	1.06 · 10 ⁻⁴	11	2.39 · 10 ¹⁰
12	1.067 · 10 ⁻⁴	12	2.374 · 10 ¹⁰
13	1.073 · 10 ⁻⁴	13	2.359 · 10 ¹⁰
14	1.079 · 10 ⁻⁴	14	2.346 · 10 ¹⁰
15	1.085 · 10 ⁻⁴	15	2.333 · 10 ¹⁰

Рис. 3. Результати розрахунків і коефіцієнтів зближення і жорсткості при внутрішньому контакті циліндрів за формулою (11)

Для визначення зближення по лінії центрів циліндрів при внутрішньому їх стискуванні нами також розглядалась формула, запропонована З. М. Левіною і Д. М. Решетовим [10], яка має такий вигляд:

$$\alpha = 0,83\Delta \left(p' \cdot k / d \cdot \Delta \right)^{2/3}, \tag{12}$$

де k – коефіцієнт контактної податливості; для внутрішнього циліндричного спряження (матеріал спряження сталь-сталь) при інтенсивності навантаження $p' = (134...400) \cdot 10^3$ Н/м і діаметральному зазорі $\Delta = (11...13)10^{-6}$ м у дослідах отримано $k = (0,018...0,017) \cdot 10^{-11}$ м³/Н [10].

На рис. 4 наведено результати розрахунку коефіцієнта жорсткості C з використанням формули і дослідних даних коефіцієнта податливості, отриманих З. М. Левіною і Д. М. Решетовим.

$$d := 0.048 \quad p := 2.532 \cdot 10^6 \quad k := 0.018 \cdot 10^{-11} \quad N := 15 \quad i := 0..N$$

$$\Delta_i := 0.02 \cdot 10^{-3} + 0.02 \cdot 10^{-3} \cdot i$$

$$\alpha_i := f(\Delta_i) \quad f(\Delta) := 0.83 \cdot \Delta \cdot \left(\frac{p \cdot k}{d \cdot \Delta} \right)^{\frac{2}{3}} \quad c(\Delta) := \frac{p}{f(\Delta)}$$

$$c_i := c(\Delta_i)$$

	0
0	$1.01 \cdot 10^{-5}$
1	$1.273 \cdot 10^{-5}$
2	$1.457 \cdot 10^{-5}$
3	$1.604 \cdot 10^{-5}$
4	$1.727 \cdot 10^{-5}$
5	$1.836 \cdot 10^{-5}$
6	$1.932 \cdot 10^{-5}$
7	$2.02 \cdot 10^{-5}$
8	$2.101 \cdot 10^{-5}$
9	$2.176 \cdot 10^{-5}$
10	$2.247 \cdot 10^{-5}$
11	$2.313 \cdot 10^{-5}$
12	$2.375 \cdot 10^{-5}$
13	$2.435 \cdot 10^{-5}$
14	$2.491 \cdot 10^{-5}$
15	$2.546 \cdot 10^{-5}$

	0
0	$2.506 \cdot 10^{11}$
1	$1.989 \cdot 10^{11}$
2	$1.738 \cdot 10^{11}$
3	$1.579 \cdot 10^{11}$
4	$1.466 \cdot 10^{11}$
5	$1.379 \cdot 10^{11}$
6	$1.31 \cdot 10^{11}$
7	$1.253 \cdot 10^{11}$
8	$1.205 \cdot 10^{11}$
9	$1.163 \cdot 10^{11}$
10	$1.127 \cdot 10^{11}$
11	$1.095 \cdot 10^{11}$
12	$1.066 \cdot 10^{11}$
13	$1.04 \cdot 10^{11}$
14	$1.016 \cdot 10^{11}$
15	$9.947 \cdot 10^{10}$

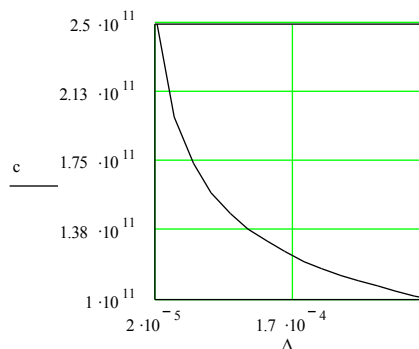


Рис. 4. Результати розрахунків зближення і коефіцієнта жорсткості при внутрішньому контакті циліндрів за формулою (12)

Аналіз результатів розрахунків коефіцієнта жорсткості за формулами, наведеними вище, свідчить про близькість отриманих значень коефіцієнта жорсткості (порядок – 10^{10} , 10^{11}), що свідчить про можливість використання розглянутих формул (формула (9) дає дещо занижені результати), проте найбільш реальні, на наш погляд, результати маємо у разі використання формули В. Гольдсміта, оскільки коефіцієнт жорсткості за формулою (10) практично не залежить від величини зазору. Для внутрішнього стискування циліндрів (скорегована формула (11)) коефіцієнт жорсткості також мало залежить від зазору між циліндрами (рис. 3).

Враховуючи аналіз наведених результатів для подальших розрахунків прийmemo за В. Гольдсмітом $c = 2,6 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$.

Розглянемо приклад визначення гранично допустимого зазору у спряженні втулка верхньої головки шатуна-поршневий палець двигуна Д-54А. У розрахунках приймаємо: діаметр поршня двигуна $D=0,125 \text{ м}$, радіус кривошипа колінчастого вала $r = 0,076 \text{ м}$, кількість обертів колінчастого вала на номінальному режимі роботи $n = 1300 \text{ об/хв.}$, відношення величини радіуса кривошипа до довжини шатуна $\frac{r}{l} = \frac{1}{4,34}$, маса поршневої групи $m_{jnr} = 5,272 \text{ кг}$, максимальний тиск у циліндрі двигуна при самозайманні палива $p_z = 0,9 \cdot 10^7 \text{ Па}$, ширина втулки верхньої головки шатуна $l_{om} = 4 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, радіус поршневого пальця $R_1 = 0,024 \text{ м}$, радіус втулки шатуна $R_2 = 0,02402 \text{ м}$, діаметральний зазор у спряженні палець-втулка для нового спряження $\Delta = 0,04 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Враховуючи, що $\omega = \frac{\pi n}{30}$, за формулою (2) визначаємо силу інерції поршневої групи при положенні поршня у *в.м.т.*

$$P_j = 5,272 \cdot 0,076 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 1300}{30}\right)^2 \left(1 + \frac{1}{4,34}\right) = 9113,4 \text{ Н.}$$

Визначаємо силу, що діє на поршень двигуна при самозайманні палива:

$$P_z = p_z \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 0,9 \cdot 10^7 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} = 110\,390 \text{ Н.}$$

За формулою (1) знаходимо максимальну силу, яка діє на поршень у верхній мертвій точці, $P = 110\,390 - 9113,4 = 101\,276,6 \text{ Н.}$

Максимальна інтенсивність навантаження у спряженні втулка-палець:

$$p' = \frac{P}{l_{em}} = \frac{101\,276,6}{4 \cdot 10^{-2}} = 2,532 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

За формулою (11) знаходимо α і з рис. 3 – $c = 2,6 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$.

Подальші розрахунки проводимо за формулами (8) і (11). Результати розрахунків наведено на рис. 5.

$$p := 2.532 \cdot 10^6 \quad E1 := 1.15 \cdot 10^{11} \quad E2 := 2.2 \cdot 10^{11} \quad l := 4 \cdot 10^{-2} \quad R1 := 0.024 \quad R2 := 0.02402 \quad c := 2.6 \cdot 10^{10}$$

$$N := 10 \quad i := 0..N \quad \Delta_i := 0.04 \cdot 10^{-3} + 0.02 \cdot 10^{-3} \cdot i \quad f1(\Delta) := p \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{2\Delta \cdot l \cdot c}{p}}\right) \quad pm_i := f1(\Delta_i)$$

$$f2(\Delta) := 0.418 \cdot \frac{2 \cdot f1(\Delta) \cdot E1 \cdot E2 \cdot \left(\frac{\Delta}{2}\right)}{(E1 + E2) \cdot R1 \cdot R2} \quad \sigma_{mi} := f2(\Delta_i)$$

	0
0	2.991·10 ⁶
1	3.094·10 ⁶
2	3.181·10 ⁶
3	3.258·10 ⁶
4	3.327·10 ⁶
5	3.391·10 ⁶
6	3.45·10 ⁶
7	3.506·10 ⁶
8	3.558·10 ⁶
9	3.608·10 ⁶
10	3.656·10 ⁶

	0
0	5.233·10 ⁷
1	6.519·10 ⁷
2	7.632·10 ⁷
3	8.635·10 ⁷
4	9.56·10 ⁷
5	1.042·10 ⁸
6	1.124·10 ⁸
7	1.202·10 ⁸
8	1.276·10 ⁸
9	1.348·10 ⁸
10	1.417·10 ⁸

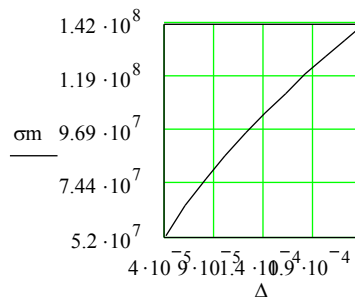


Рис. 5. Залежність максимального напруження на поверхні контакту від зазору у спряженні втулка-палець двигуна Д-54А

Висновок. Запропонована методика дозволяє визначати гранично допустимі зазори у віброударних парах. Якщо прийняти, наприклад, максимальне контактне напруження при стискуванні для бронзи $[\sigma_{max}] = 1,1 \cdot 10^8 \text{ Па}$ [6, 11], то з таблиці (або графіка), що наведено на рис. 5, знаходимо гранично допустимий зазор у спряженні втулка верхньої головки шатуна-поршневій палець тракторного двигуна Д-54А $\Delta = 0,16 \text{ мм.}$

Список використаних джерел

1. Кобринский А. Е. Виброударные системы / А. Е. Кобринский, А. А. Кобринский. – М. : Наука, 1973. – 592 с.

2. Дубовски С. Динамический расчет механических систем с зазорами. Часть 1. Составление динамической модели. Конструирование и технология машиностроения / С. Дубовски, Ф. Фрейденштейн. – М. : Мир, 1971. – № 1.– С. 247–252.
3. Костарчук Ю. В. Динаміка зубчастого зацеплення з урахуванням зазору у спряженні зубців / Ю. В. Костарчук, І. М. Хоменко // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. – 2005. – № 22. – С. 54–60.
4. Хоменко І. М. Гранично допустимий зазор у спряженні зубців зубчастого зацеплення / І. М. Хоменко // Технічні науки ат технології. – 2015. – № 2 (2). – С. 19–25.
5. Труды второй научной конференции по повышению долговечности и надежности тракторных двигателей (Москва, 30 июня – 3 июля 1964 г.) / Гос. ком. автотракторного и с.-х. машиностроения при Госплане СССР. НАТИ. – М. : ОНТИ-НАТИ, 1965. – Ч. 2. – 206 с.
6. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / М. М. Вихерт, Р. П. Доброгаев и др. ; под ред. проф. Ю. А. Степанова. – М. : Машгиз, 1957. – 604 с.
7. Хоменко І. М. Про визначення гранично допустимих зазорів у шарнірних спряженнях і зубчастих зацепленнях / І. М. Хоменко, М. В. Кіндрачук // Проблеми трибології (Problems of Tribology). – 2008. – № 4. – С. 115–119.
8. Гольдсмит В. Удар. Физические свойства соударяемых тел : пер. с англ. / В. Гольдсмит. – М. : Стройиздат, 1965. – 448 с.
9. Сопrotивление материалов / под ред. Г. С. Писаренко и др. – К. : Гостехиздат Украины, 1963. – 792 с.
10. Левина З. М. Контактная жесткость машин / З. М. Левина, Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1971. – 264 с.
11. Феодосьев В. И. Избранные задачи по сопротивлению материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Наука, 1973. – 400 с.

References

1. Kobrinskii, A.E., Kobrinskii, A.A. (1973). *Vibroudarnye sistemy [Vibroimpact systems]*. Moscow: Nauka (in Russian).
2. Dubovski, S., Freidenshtein, F. (1971). *Dinamicheskii raschet mekhanicheskikh sistem s zazorami. Chast 1. Sostavlenie dinamicheskoi modeli. Konstruirovaniie i tekhnologiiia mashinostroeniia [Dynamic analysis of mechanical systems with gaps. Part 1. Preparation of a dynamic model. Construction and Engineering Technology]*. Moscow: Mir, no. 1, pp. 247–252 (in Russian).
3. Kostarchuk, Yu.V., Khomenko, I.M. (2005). *Dynamika zubchastoho zacheplennia z urakhuvanniam zazoru u spriazhenni zubtsiv [Dynamics tooththing considering the gap in the coupling teeth]*. *Visnyk Chernihivskoho derzhavnoho tekhnolohichnoho universytetu – Visnyk of Chernihiv State Technological University*, no. 22, pp. 54–60 (in Ukrainian).
4. Khomenko, I.M. (2015). *Hranychno dopustymyi zazor u spriazhenni zubtsiv zubchastoho zacheplennia [Boundary clearances in the dual teeth gearing]*. *Tekhnichni nauky ta tekhnolohii – Technical sciences and technologies*, no. 2 (2), pp. 19–25 (in Ukrainian).
5. *Trudy vtoroi nauchnoi konferentsii po povysheniiu dolgovechnosti i nadezhnosti traktornykh dvigatelei [Proceedings of the second conference to raise tractor engine durability and reliability]* (Moscow, June 30 – July 3, 1964) (1965). Moscow: ONTI-NATI, part 2.
6. Vikhert, M.M., Dobrogaev, R.P., Stepanov, Yu.A. (ed). (1957). *Konstruktsiia i raschet avtotraktornykh dvigatelei [Design and calculation of automotive engines]*. Moscow: Mashgiz (in Russian).
7. Khomenko, I.M., Kindrachuk, M.V. (2008). *Pro vyznachennia hranychno dopustymykh zazoriv u sharnirnykh spriazhenniakh i zubchastykh zacheplenniakh [On the determination of the maximum permissible gaps in articulated coupling and gears]*. *Problemy trybolohii – Problems of Tribology*, no. 4, pp. 115–119 (in Ukrainian).
8. Goldsmit, V. (1965). *Udar. Fizicheskie svoistva soudariaemykh tel [Hit. The physical properties of the colliding bodies]*. Moscow: Stroiiizdat (in Russian).
9. Pisarenko, G.S. (ed.) (1963). *Soprotivlenie materialov [Strength of materials]*. Kyiv: Gostekhizdat Ukrainy (in Russian).

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

10. Levina, Z.M., Reshetov, D.N. (1971). *Kontaknaia zhestkost mashin [Contact stiffness machines]*. Moscow: Mashinostroenie (in Russian).

11. Feodosev, V.I. (1973). *Izbrannye zadachi po soprotivleniiu materialov [Selected problems on strength of materials]*. Moscow: Nauka (in Russian).

Хоменко Іван Михайлович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14027, Україна).

Хоменко Іван Михайлович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры автомобильного транспорта и отраслевого машиностроения, Черниговский национальный технологический университет (ул. Шевченко, 95, г. Чернигов, 14027, Украина).

Khomenko Ivan – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Motor Transport and Branch Engineer Department, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14027 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: Ivan.Khomenko@gmail.com