УДК 539.3: 614.843

О.М. Римар, *канд. техн. наук, доцент*
(Львівський державний університет безпеки життєдіяльності)

КОНЦЕНТРАЦІЯ НАПРУЖЕНЬ В ЛІНІЙНОМУ КОНТАКТІ ДЕТАЛЕЙ ПІДШИПНИКІВ З ПЕРЕКОСОМ ТВІРНИХ

Наведено результати досліджень концентрації напружень і деформацій у контактуючих циліндричних тілах. Досліджується вплив перекосу осей тіл у нормальній до поверхні контакту площині на таку концентрацію. Розроблено методику та наведено результати обчислень концентрації напружень і деформацій в контактуючих деталях радіальних підшипників кочення з урахуванням перекосу осей. Методика базується на теорії нового розв'язку задачі про контакт двох тіл подвійної кривини для ексцентриситета еліпса поверхні контакту $k = 1$. Наведено приклади обчислення довговічності підшипників із урахуванням перекосу осей бігових доріжок.

Ключові слова: контактні задачі, радіальні підшипники кочення, перекос осей доріжок.

Постановка проблеми. Роликові підшипники кочення із циліндричними або конічними роликами часто працюють в умовах складного навантаження з перекосом контактуючих тіл у площині, нормальній до площини поверхні контакту. Перекоси у нормальній площині виникають у підшипниках з низькою точністю виготовлення, наприклад, опор механізмів автомобільних кранів та опор пожежної та рятувальної техніки. Вони досягають значних величин, супроводжуються ексцентричним осьовим навантаженням та викликають концентрацію нормальних напружень σ_z в контактах тіл кочення. Знаходження параметрів напружень та деформацій часто базується на відомих емпіричних формулах для обчислення деформацій контактуючих циліндричних тіл без перекосу. Застосування цих формул не дозволяє визначити усі параметри напруженого стану та найбільш навантажені точки і зони деталей підшипників із урахуванням перекосу бігових доріжок.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. У працях [2,3] наведено результати досліджень впливу перекосу в нормальній до поверхні контакту площині на параметри напруженого стану контактуючих циліндрів. Для лінійного контакту двох циліндричних тіл з перекосом осей показано, що розподіл погонного навантаження вздовж лінії контакту з достатньою точністю можна вважати лінійним, а епюра нормальних напружень описується еліптичним параболоїдом. Тут введено припущення, за яким пружні деформації тіл не приводять до деформування їх твірних. Тобто наближення тіл розподіляється лінійно вздовж поверхні контакту. Відому теорію Герца неможливо застосувати стосовно визначення наближення тіл для лінійного контакту ($k = 1$). Тому відомі дослідження базувалися на формулі для обчислення наближення осей контактуючих циліндричних тіл [2,4]

$$\delta = \frac{1{,}3}{E \cdot L} \cdot \lg \frac{33{,}5EL}{P \cdot \Sigma\rho}, \text{ м}, \tag{1}$$

де P – сила стискання, Н; E – модуль пружності матеріалу тіл, Па; L – довжина лінії контакту, м; $\Sigma\rho$ – сумарна кривина поверхонь тіл в контакті ролика з внутрішньою та зовнішньою доріжками; $R1, R2, R4$ – радіуси поверхонь ролика, внутрішньої та зовнішньої доріжок відповідно, м,

$$\Sigma\rho_1 = \frac{1}{R1} + \frac{1}{R2}, \; \Sigma\rho_2 = \frac{1}{R1} - \frac{1}{R4}.$$

За таких умов (рис. 1) одержано формули для обчислення безрозмірних коефіцієнтів концентрації найбільших нормальних напружень σ_{zo} ($y = 0$) на перевантаженому k_n та недовантаженому $k_н$ торцях циліндричних тіл:

$$\chi = \operatorname{arctg} \frac{\delta_n}{l}, \qquad \left.\begin{array}{l} k_n = \sqrt[4]{\dfrac{4L^2 \cdot \operatorname{tg}\chi}{n_\varphi \cdot P}}, \\ k_н = 0 \end{array}\right\} \; для \;\; \frac{n_\varphi \cdot P}{L^2 \cdot \operatorname{tg}\chi} \le 1; \tag{2}$$

$$\chi = \operatorname{arctg}\frac{\delta_n - \delta_н}{L}, \qquad \left.\begin{aligned} k_i &= \sqrt{1+\frac{L^2\cdot \operatorname{tg}\chi}{n_\varphi \cdot P}}, \\ k_i &= \sqrt{1-\frac{L^2\cdot \operatorname{tg}\chi}{n_\varphi \cdot P}} \end{aligned}\right\} \; aey \quad \frac{n_\varphi \cdot P}{L^2\cdot \operatorname{tg}\chi} \ge 1, \tag{3}$$

$$k_n = \sqrt{\frac{2L}{3c}} \quad aey\ c \le L/3, \qquad \left.\begin{aligned} k_i &= \sqrt{\frac{2(2L-3c)}{L}}, \\ k_i &= \sqrt{\frac{2(3c-L)}{L}} \end{aligned}\right\} aey\ c \ge L/3, \tag{4}$$

де $$n_\varphi = \frac{2,6}{E}\cdot \lg\frac{13,3EL}{P\cdot\sum\rho}, \quad g = P/L, \tag{5}$$

$$k_n = \frac{p_{on}}{p_o} = \frac{b_n}{b} = \frac{\sigma_{zon}}{\sigma_{zo}}, \; k_н = \frac{p_{oн}}{p_o} = \frac{b_н}{b} = \frac{\sigma_{zoн}}{\sigma_{zo}}, \; g_{\max} = g\cdot k_n^2, \; g_{\min} = g\cdot k_н^2, \tag{6}$$

L – довжина контакту тіл без перекосу, м; l – дійсна довжина контакту ($l < L$), м;
c – координата центра ваги епюри тиску, м; χ – кут перекосу осей контактуючих тіл, рад; p_{on}, $p_{oн}$, δ_n, $\delta_н$ – найбільший тиск (Па) та наближення (м) на перевантаженому та недовантаженому торцях відповідно; g – лінійне навантаження у контакті.

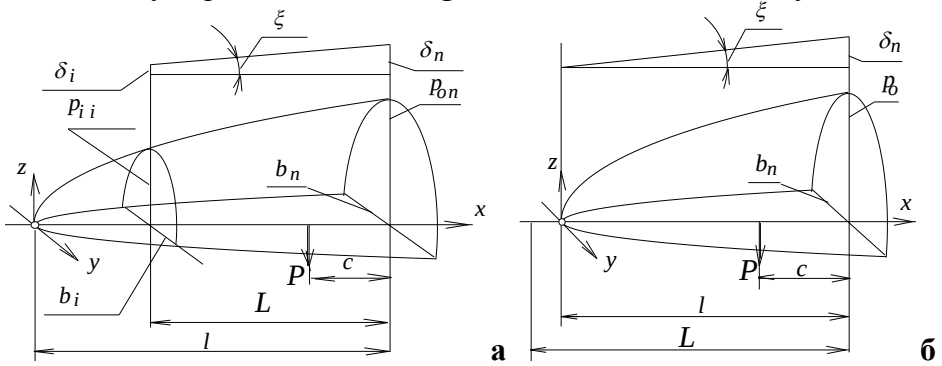

Рис. 1. *Епюра напружень в контакті із: а – докритичним, б – закритичним перекосами*

Формула (5) одержана перетворенням формули (1).

Питання несучої здатності та довговічності радіальних підшипників досліджувалися нами в роботах [5,6], але ці дослідження базувалися на теорії відомого розв'язку Герца задачі про контакт тіл подвійної кривини [1]. У цих дослідженнях не враховується, що навантаження деталей підшипників кочення здійснюється в різних умовах. Бігові доріжки навантажені в умовах контактної задачі, тіла кочення – в умовах двостороннього стискання.

Постановка задачі. Застосування формули (1) не враховує згадані умови навантаження. Такі умови в підшипниках кочення супроводжуються різними за фізичною сутністю деформаціями деталей. При цьому не враховуються усі реальні розміри контактуючих деталей. Звідси виникає необхідність в уточненні відомих методик [5,6] обчислення параметрів напруженого стану підшипників із урахуванням перекосу деталей.

Метою роботи є уточнення методик, яке досягається врахуванням особливостей деформування деталей в умовах контактної задачі та двостороннього стискання. Уточнені методи обчислення підшипників кочення дозволяють знайти навантаження на його тіла кочення та усі параметри напруженого стану в контактах тіл кочення із необхідною високою точністю.

Основний матеріал

Концентрація напружень в циліндричних деталях з перекосом осей. Розглянемо перекос осей двох тіл, обмежених циліндричними або конічними поверхнями, в нормальній

площині. Перекос тіл у дотичній площині є перекосом в площині поверхні контакту – такий перекос тут не розглядується. Введемо, як і в роботах [2,3], таке припущення: – в контакті з перекосом погонне навантаження розподілене вздовж осі x лінійно, а епюра напружень σ_z описується еліптичним параболоїдом. Тому будуть дійсними формули (4).

У формули (2)-(3) входять наближені параметри n_φ. Тому ці формули необхідно уточнити. З цією метою використаємо для обчислення наближення δ осей тіл формули (5.73) та (5.95) [1]. Ці формули за фізичною сутністю та значеннями суттєво уточнюють відому формулу (1). Ввівши підстановку $n_\varphi = \delta \cdot L / P$, виведемо параметр n_φ із формул (2),(3) та представимо їх у вигляді

$$\left.\begin{array}{l} k_n = \sqrt{\dfrac{2L}{l}}\ ,\ k_n = \sqrt[4]{\dfrac{4L\cdot \mathrm{tg}\,\chi}{h\cdot\delta}}, \\ k_н = 0 \end{array}\right\}\ для\ \ \frac{h\cdot\delta}{L\cdot \mathrm{tg}\,\chi} \le 1, \tag{7}$$

$$\left.\begin{array}{l} k_n = \sqrt{1+\dfrac{L\cdot \mathrm{tg}\,\chi}{h\cdot\delta}}, k_н = \sqrt{1-\dfrac{L\cdot \mathrm{tg}\,\chi}{h\cdot\delta}} \end{array}\right\}\ для\ \ \frac{h\cdot\delta}{L\cdot \mathrm{tg}\,\chi} \ge 1, \tag{8}$$

де $\delta = \delta_{\chi=0}$ – наближення для контакту без перекосу, які обчислюються для конкретних умов контактування за новими формулами (9),(10),(11),(15); h – безрозмірний коефіцієнт, початкове значення якого (h=2) для умов критичного перекосу в подальшому може змінюватися для підвищення точності обчислень: такі дії пов'язані з непропорційністю параметрів δ та q.

У формулах (7),(8) використовуються значення наближення δ із урахуванням різних умов навантаження деталей. В загальному випадку можливі такі умови навантаження в контакті двох деталей з перекосом [1] :

– деталі навантажені в умовах контактної задачі;

– деталі навантажені в умовах двостороннього стискання;

– деталі навантажені в різних умовах: одна в умовах контактної задачі, друга в умовах двостороннього стискання.

Параметри напруженого стану та наближення осей тіл на недовантаженому та перевантаженому торцях роликів обчислюються за наведеними в [1] формулами. Ураховуються коефіцієнти концентрації напружень (7),(8) та параметри тертя.

Радіальні роликові підшипники з циліндричними роликами. Розглянемо особливості деформування деталей підшипників за відсутністю перекосу доріжок. В контакті і-го ролика підшипника (рис. 2) доріжки деформуються в умовах контактної задачі. Тому переміщення осей внутрішньої w_{2i} та зовнішньої w_{4i} доріжок визначаються формулами (5.73) [1]

$$w_{2i} = \frac{2\eta_2\cdot g_i}{\pi}\cdot\left[\ln\left(\mathrm{tg}\left(\frac{\varphi_{2i}}{2}+\frac{\pi}{4}\right)\right)+\frac{\pi(1+2\nu)}{4(1+\nu)}\cdot e_{2i}\cdot n_{z2i}\right], \varphi_{2i} = \mathrm{arctg}\left(\frac{z_{2i}}{b_{1i}}\right), \tag{9}$$

$$w_{4i} = \frac{2\eta_4\cdot g_i}{\pi}\cdot\left[\ln\left(\mathrm{tg}\left(\frac{\varphi_{4i}}{2}+\frac{\pi}{4}\right)\right)+\frac{\pi(1+2\nu)}{4(1+\nu)}\cdot e_{4i}\cdot n_{z4i}\right], \varphi_{4i} = \mathrm{arctg}\left(\frac{z_{4i}}{b_{2i}}\right). \tag{10}$$

Ролики деформуються в умовах двостороннього стискання, тому деформація стискання ролика α_r обчислюється за формулою (5.95) [1]

$$\alpha_{ri} = \frac{2\eta_1\cdot g_i}{\pi}\cdot\left[\ln\left(\mathrm{tg}\left(\frac{\varphi_{1i}}{2}+\frac{\pi}{4}\right)\right)+\ln\left(\mathrm{tg}\left(\frac{\varphi_{3i}}{2}+\frac{\pi}{4}\right)\right)+\frac{\pi(1+2\nu)}{4(1+\nu)}\cdot(2e_{1i}\cdot n_{z1i})\right], \tag{11}$$

де параметри η_j визначаються матеріалами доріжок та роликів; ψ_i – кут розташування і-того ролика відносно нульового, рад; n – кількість роликів у підшипнику; ν – коефіцієнти Пуассона контактуючих деталей; b_1 та b_2 – малі півосі поверхонь контакту ролика з внутрішньою та зовнішньою доріжками відповідно, м; Gr – просвіт між тілами та доріжками, м,

$$z_{2i} = R2,\ z_{4i} = R4,\ z_{1i} = z_{3i} = R1,\ z_{1i}=z_{3i},$$

$$i = \frac{n}{2\pi} \cdot \arccos\frac{\kappa}{\kappa+1}, \quad i = 1..i, \quad \kappa = \frac{Gr}{2\delta_0}, \quad \psi_i = i \cdot 2\pi / n,$$

$$\varphi_{1i} = \operatorname{arctg}\left(\frac{2z_{1i}}{b_{1i}}\right), \varphi_{3i} = \operatorname{arctg}\left(\frac{2z_{3i}}{b_{2i}}\right), \; B_1 = \frac{1}{2R1} + \frac{1}{2R2}, \; B_2 = \frac{1}{2R1} - \frac{1}{2R4}, \; \psi_i = \frac{2\pi}{n} \cdot i, \; g_i = \frac{P_i}{L}, \quad (12)$$

$$\eta_j = \frac{1+\nu_j}{\left(1+2\nu_j\right) \cdot E_j}, \; j=1,2,4, \; \eta_5 = \eta_1 + \eta_2, \eta_6 = \eta_1 + \eta_4, \; b_{1i} = \sqrt{\frac{2\eta_5 \cdot g_i}{\pi \cdot B_1}}, \; b_{2i} = \sqrt{\frac{2\eta_6 \cdot g_i}{\pi \cdot B_2}}, \quad (13)$$

$$e_{2i} \cdot n_{z2i} = e_{4i} \cdot n_{z4i} = 0,31, \; e_{1i} \cdot n_{z1i} = 0,62. \quad (14)$$

Сумарна деформація усіх контактуючих деталей для і-го ролика

$$\delta_i = w_{2i} + w_{4i} + \alpha_{ri}. \quad (15)$$

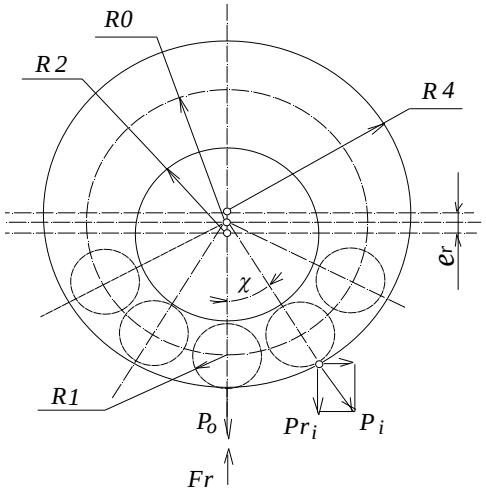

Рис. 2. *Навантаження тіл кочення в радіальному підшипнику*

Параметри напруженого стану обчислюються окремо для обох контактів ролика – із внутрішньою та зовнішньою біговими доріжками. Спочатку знаходяться за формулою (13) півширини поверхонь обох контактів b_{1i} та b_{2i}. За формулами

$$p_{01} = \frac{b_{1i} \cdot B_1}{\eta_5}, \quad p_{02} = \frac{b_{2i} \cdot B_2}{\eta_6} \quad (16)$$

обчислюється найбільший тиск p_0 посередині поверхонь контактів.

Уточнимо відому методику [5,6] для обчислення навантажень на тіла кочення в радіальних роликових підшипниках. Для цього використаємо формули (9)-(15). Спершу знайдемо формулу для обчислення безрозмірного коефіцієнта *Br*. Цей коефіцієнт ураховує розподіл зовнішнього навантаження *Fr* між тілами кочення радіального роликового підшипника. Степенева апроксимація формули [6,7]

$$Br = \frac{n}{1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^{i} \cdot \frac{n_{\varphi 0}}{n_{\varphi i}} \cdot \cos\psi_i \cdot \left[(1+\kappa)\cos\psi_i - \kappa\right]} \quad (17)$$

дає простішу залежність

$$Br = \frac{n}{1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^{i} \cos\psi_i \cdot \left[(1+\kappa)\cos\psi_i - \kappa\right]^{1.09}}, \quad (18)$$

де відсутні невідомі параметри $n_{\varphi 0}$ та $n_{\varphi i}$ та забезпечується необхідна точність.

Навантаження на нульове тіло кочення P_0 радіальних підшипників [6]

$$P_0 = \frac{Br \cdot Fr}{n}, \text{ Н.} \qquad (19)$$

Розглянемо особливості деформування деталей підшипників за наявністю перекосу доріжок. Сумарна величина відносного зміщення осей бігових доріжок знаходиться за формулою (15). Обчислення відносних зміщень доріжок здійснюються в площинах перевантаженого та недовантаженого торців роликів. При цьому обчислюються кути перекосу χ_1 та χ_2 в обох контактах ролика – з внутрішньою та зовнішньою доріжками. За наявності в підшипнику перекосу осей бігових доріжок появиться перекос в контактах усіх тіл кочення. Критичний перекос в контактах нульового ролика може супроводжуватися таким перекосом в контактах і-тих роликів. На рис. 3 параметри R2, R4 – радіуси внутрішньої та зовнішньої доріжок, R – радіус роликів.

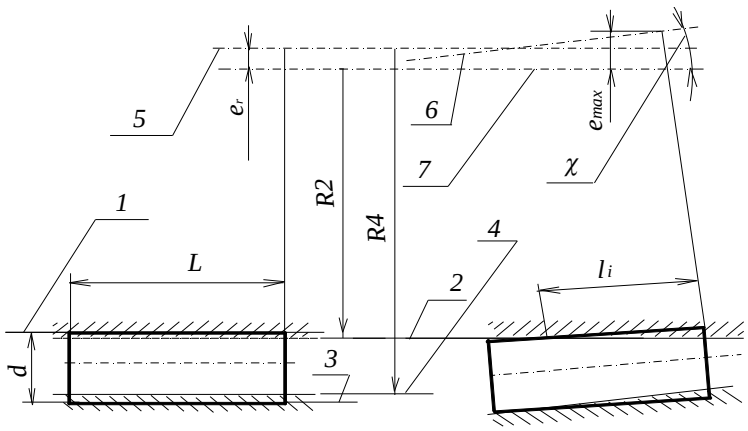

***Рис. 3**. Перекос осей радіального роликового підшипника: 5,6 зовнішньої та 2 внутрішньої доріжок*

Наближення осей доріжок на недовантаженому та перевантаженому торцях обчислюються за формулами (9), (10), (15) із урахуванням концентрації напружень $g_{iн}=g_{iн}\cdot k_н^2$, $g_{in}=g_{in}\cdot k_n^2$ у формулах (7), (8). Перевірка формули (18) програмою [1] підтвердила високу точність цієї формули при відсутності та наявності перекосу. Обчислення розподілу зовнішнього навантаження між тілами кочення циліндричних роликових підшипників за наявністю та відсутністю перекосу ідентичне. Тобто перекос на розподіл навантаження між тілами кочення практично не впливає.

Послідовність обчислення розподілу навантаження така:

– обчислюється коефіцієнт Br (18) та навантаження на нульовий ролик P_0 за заданим навантаженням на підшипник Fr та параметром κ;

– знаходиться сумарна деформація для нульового ролика δ_0 за формулою (15);

– технологічний радіальний просвіт в підшипнику знаходиться за формулою

$$Gr = 2\delta_0 \cdot \kappa \qquad (20)$$

та уточнюється декількома застосуваннями (18) до необхідного заданого значення;

– точні значення параметрів Br , P_0 та δ_0 знаходяться за формулами (18), (19) та (15), а за формулою

$$P_i = P_0 \cdot \left[\left(1+\kappa\right)\cos\psi_i - \kappa \right]^{1.09} \qquad (21)$$

знаходяться навантаження на усі тіла кочення;

– значення деформацій δ_i або кутів χ_i перевіряються за формулами

$$\delta_i = \delta_0 \cdot \left[\left(1+\kappa\right)\cos\psi_i - \kappa \right], \quad \operatorname{tg}\chi_i = \frac{\delta_{ni}}{l_i}, \quad \operatorname{tg}\chi_i = \frac{\delta_{i\,i} - \delta_{i\,i}}{L}, \quad \operatorname{tg}\chi_i = \operatorname{tg}\chi_0 \cdot \cos\psi_i$$

і уточнюються значення усіх параметрів за необхідністю.

Програма залишає не обчисленими значення P_i для ненавантажених тіл кочення.

В таблиці наведено результати обчислення довговічності підшипника. Обчислення здійснено для контакту нульового ролика з (нерухомою) внутрішньою доріжкою . Розміри на рис. 2: d = 10 мм, n = 21, L = 20 мм, $R2$ = 28,7 мм, $R4$ = 38,8 мм. Параметри Gr = 0,2 мм, κ = 1,207, χ = 0,00873 рад, Fr = 120,549 КН. Еквівалентне навантаження на внутрішню доріжку

$$Q_e = \left(\frac{1}{n} \cdot \sum_1^n Q_i^{4,5} \right)^{1/4,5}, \text{ Н}$$

враховує навантаження усіх роликів.

Еквівалентне навантаження

$$Q_{ei} = k_t \cdot P_i \cdot k_{ni}^2, \text{Н}$$

в контакті внутрішньої доріжки за новою методикою ураховує збільшення напружень σ_z від дії дотичного навантаження з коефіцієнтом тертя f = 0,1, тобто

$$k_t = 1,0674.$$

Довговічність L_d внутрішньої доріжки підшипників в млн. обертів обчислюється за емпіричною формулою [8]

$$L_d = \left(\frac{Q_c}{Q_e} \right)^{10/3}, \; Q_c = 308 \cdot \frac{(1-\gamma)^{29/27}}{(1+\gamma)^{1/4}} \cdot \gamma^{2/9} \cdot d^{29/27} \cdot l^{7/9} \cdot n^{-1/4}, \text{ Н}, \quad \gamma = \frac{d}{D},$$

де D – діаметр центрів роликів, мм; d, l – діаметр та робоча довжина ролика, мм.

Порівняння результатів за теоріями міцності виявляє значні неточності відомої методики. Нова методика, у порівнянні з відомою, показує у два рази меншу довговічність підшипника опори бурового долота типорозміру 244,5. Такий підшипник визначає довговічність долота в більшості випадків. Цей результат добре узгоджується із довговічністю доліт в промислових умовах [7], де обчислена довговічність приблизно в два рази більша за реальну.

Таблиця

Результати обчислень довговічності радіального роликового підшипника за відомою [64] та новою методиками

Параметри	Нова методика	Відома методика	Похибка, %
Коефіцієнт k_n	1,46	1,39	-
Навантаження на ролик P_0, КН	31,207	29,678	-5
Тиск посередині поверхні контакту p_0, ГПа	5,636	5,434	3.6
Еквівалентні напруження за теорією міцності I, ГПа	5,636	5,434	3.6
Еквівалентні напруження за теорією міцності II, ГПа	4,508	2,880	36
Еквівалентні напруження за теорією міцності III, ГПа	4,114	1,956	52
Еквівалентні напруження за теорією міцності IV, ГПа	3,888	1,630	58
Динамічна вантажопідйомність Q_c, КН, внутрішньої доріжки (1.109)	93,300	93,300	-
Еквівалентне навантаження Q_e, КН	70,961	57,340	-
Довговічність внутрішньої доріжки та підшипника L, млн. обертів	0,0058	0,0137	~100
Коефіцієнт k_t збільшення напружень σ_z від дії дотичного навантаження з коефіцієнтом тертя f = 0,1 в точці z=0, x=0, y=-0,35	1,0674	1	-

Висновки. Результати наведених прикладів обчислень підтверджують ефективність нових методик та створених програм.

Список літератури:

1. Римар О.М. Теоретичні основи оцінки міцності контактуючих тіл подвійної кривини / О.М. Римар: монографія. – Львів : Вид-во ЛДУ БЖД, 2010. – 232 с.

2. Рымар А.М. К вопросу о сжатии упругих цилиндрических тел, оси которых расположены в одной плоскости со взаимным перекосом / А.М. Рымар // Рукопись деп. в УкрНИИНТИ 22.04.1983 г., № 346 Ук-Д83. – 24 с.

3. Рымар А.М. Распределение нормальных контактных напряжений в контактах роликов с беговыми дорожками при перекосе их образующих в нормальной плоскости в радиальных роликовых подшипниках опор шарошечных долот / А.М. Рымар // Рукопись деп. в УкрНИИНТИ 1982 г., № 3294 . – 37 с.

4. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения : справочник / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. – Изд. 6-е. – М. : Изд-во «Машиностроение», 1967. – 563 с.

5. Калинин С.Г. Влияние перекоса беговых дорожек на распределение нагрузки между роликами радиальных подшипников опор буровых долот / С.Г. Калинин, А.М. Рымар // Рукопись деп. в УкрНИИНТИ 1985 г., № 849 Ук-Д85. – 24 с.

6. Калинин С.Г. Распределение нагрузки между роликами подшипников опор буровых долот / С.Г. Калинин, А.М. Рымар // Рукопись деп. в УкрНИИНТИ 1985 г., № 850 Ук-Д85. – 14 с.

7. Рымар А.М. Повышение несущей способности подшипников качения опор буровых шарошечных долот: дис. ... кандидата техн. наук : 05.02.02 / Рымар Александр Миронович. – Львов, 1987. – 263 с.

8. Harris T. A. Rolling Bearing Analysis / T. A. Harris. – London, New York, Sidney : Wiley, 1966. – 468 p.

А.М. Рымар

КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ЛИНЕЙНОМ КОНТАКТЕ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ С ПЕРЕКОСОМ ОБРАЗУЮЩИХ

Приведены результаты исследований концентрации напряжений и деформаций в контактирующих цилиндрических телах. Исследуется влияние перекоса осей тел в нормальной к поверхности контакта плоскости на такую концентрацию. Разработана методика и приведены результаты вычислений концентрации напряжений и деформаций в контактирующих деталях радиальных подшипников качения с учетом перекоса осей. Методика базируется на теории нового решения задачи о контакте двух тел двойной кривизны для эксцентриситета эллипса поверхности контакта $k = 1$. Приведены примеры вычисления долговечности подшипников с учетом перекоса осей беговых дорожек.

Ключевые слова: контактные задачи, радиальные подшипники качения, перекос осей дорожек.

А.М. Rymar

CONCENTRATION OF TENSIONS IN LINEAR CONTACT OF DETAILS OF BEARINGS WITH DEFECT OF FORMATIVE

The research results of rectilinear formative cylindrical and conical bodies defect influence in normal to a plane contact surface on concentration of tension and deformation are raised. Developed method and calculation results of tension and deformation concentration in contacting cylinders of radial bearing rolling including generatrices defect in a normal plane. A based on new problem analysis theory about bicurvature contact of two bodies for contact surface ellipse excentricity of $k=1$. Calculations of bearing durability taking into account racetrack defect are resulted.

Keywords: contact problems, rolling radial bearings, racetrack defect.