

УДК 621.833:621.7

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.09

Васильєва О. Е.

Львівський державний університет безпеки життєдіяльності

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ І ФОРМИ КОРПУСІВ РЕДУКТОРІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ЇХ НАДІЙНІСТЬ

Анотація. Теоретично та експериментально досліджено вплив конструктивних елементів та модифікації корпусів редукторів підйомно-транспортного обладнання на їх надійність. Результати досліджень дають можливість зробити висновок про те, що зменшення кута нахилу зубців збільшує напрацювання підшипників на відмову T_B , тобто для забезпечення високої надійності підшипників необхідно в процесі проектування кут нахилу зубців β передачі приймати в межах не більше 10° . Аналізуючи отримані результати, можна зауважити, що модифікація корпусу редуктора дозволяє зменшувати напруження згину швидкохідного вала у 2,68 рази, а це в свою чергу збільшує число циклів навантаження. Відповідно зростання параметру T_B для швидкохідного вала редуктора сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 буде становитиме 4748 год. Така конструкторська пропозиція дозволяє підвищити надійність вала і редуктора загалом. Отже результати даної роботи дозволяють стверджувати, що в процесі проектування редукторів підйомно-транспортного обладнання особливої уваги заслуговують зубчасті передачі, а саме, з метою підвищення їх надійності необхідно приймати більші значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса ψ_{ba} у порівнянні з рекомендованими межами.

Ключові слова: редуктор, підйомно-транспортне обладнання, надійність, корпус, зубчасті колеса, кількість циклів навантаження.

Постановка проблеми. Сучасні приводи підйомно-транспортного устаткування, основою яких є редуктори, коробки відбору потужності та мультиплікатори, працюють в умовах динамічних навантажень. Відомо, динамічні навантаження можуть збільшувати в процесі роботи значення сил, які діють на елементи конструкції редуктора.

і зусилля впливають на втомну міцність приводу, а в деяких випадках – призводять до руйнування його конструктивних елементів у вигляді тріщин. Тому для забезпечення міцності приводів, яка б враховувала динамічні навантаження, необхідно в процесі

проектування враховувати конструктивні елементи приводу та його форму, а також забезпечувати і підвищувати в процесі експлуатації надійність. Посилення вимог до якості машин вимагає відповідного забезпечення надійності та довговічності сучасної техніки. Проблемами надійності та довговічності різних конструкцій машин займалися відомі вчені О.С. Проніков, Б.І. Костецький, Д.М. Решетов, І.Г. Косовський, Т.І. Рибак, Б. Ділонг, Ч. Синг та багато інших. Результати їх робіт дозволили впровадити в машинобудівну галузь промисловості різні методи забезпечення та підвищення надійності технічних систем, машинобудівних конструкцій та підйомно-транспортного обладнання.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Розвиток підйомно-транспортних машин пов'язаний з розробкою конструкцій підвищеної надійності з високими технічними та технологічними параметрами, з одночасним зниженням метало- і енергоємності, а також із створенням комплексів машин, що поєднують функції періодичної та безперервної дії, маніпуляторів, машин-роботів, лебідок, талів тощо.

В кранових або підйомних механізмах застосовують стандартні зубчасті або черв'ячні редуктори. На сучасному етапі в Україні промисловість випускає значну кількість різноманітних типів редукторів. Більшість типових конструкцій редукторів була розроблена ще в 60...80 роках минулого століття. Але ці конструкції виготовлялися за спрощеними технологіями і, як наслідок, мають технічні характеристики, які не відповідають високим сучасним вимогам до надійності та довговічності зокрема.

Стосовно редукторів і, зокрема, зубчастих передач, питаннями надійності в цьому напрямку займалися К.І. Заблонський, А.Ф. Кіріченко, В.П. Шишов, Г.П. Гриневич та інші [4, 5, 7, 8, 9, 12].

Але розроблені методи забезпечення або підвищення надійності стосувалися лише окремих елементів зубчастих передач за рахунок удосконалення та синтезу їх конструктивних елементів і покращення роботи. Тому була поставлена задача розробити таку методологію, яка б дозволила покращити показники надійності не тільки окремих елементів, а і редуктора загалом.

Мета. На основі теоретичних та експериментальних досліджень визначити вплив конструктивних елементів та модифікації корпусів редукторів підйомно-транспортного обладнання на їх надійність.

Виклад основного матеріалу. Аналізуючи конструкцію редуктора можна зауважити, що його основними конструктивними елементами є: *вали, підшипники та зубчасті передачі*, за допомогою яких передається відповідний обертовий момент за потрібною потужністю. Ці конструктивні елементи працюють у динамічному режимі з частотою обертання першого ведучого вала від 1500 до 3000

хв⁻¹. Тому в процесі експлуатації постійно протікають втомні процеси та зношування робочих поверхонь деталей, які обертаються [11].

Розглянемо для основних конструктивних елементів найбільш імовірний можливий середній час напрацювання на відмову T_B та можливі основні напрямки його збільшення за рахунок відповідних заходів [1, 2, 3].

Результати аналізу робіт по втомній міцності та довговічності валів дозволили встановити, що найбільш глибоко ці проблеми розглянуті в роботі доктора техн. наук, проф. В.М. Гребенніка [4].

1. Втомна міцність валів суттєво залежить від якості механічної обробки їх циліндричних поверхонь. Зменшення шорсткості обробки з $R_a = 3,2$ мкм до $R_a = 1,6 \dots 0,8$ мкм дозволяє змістити точку перелому кривої втоми вправо, тобто збільшити значення базового числа циклів навантаження в 1,23 рази [4].

Базове число циклів навантаження для вуглецевих і легованих сталей $N_0 = 2,1 \cdot 10^6$ [4]. Тоді збільшення числа циклів можна визначити так

$$\Delta N_0 = 1,23 \cdot 2,1 \cdot 10^6 - 2,1 \cdot 10^6 = 0,483 \cdot 10^6.$$

В цьому випадку зростання часу середнього напрацювання на відмову T_B з урахуванням режиму навантаження буде

$$\Delta T_B = \frac{\Delta N_0}{60nK_{FE}}, \text{ год} \quad (1)$$

де n – частота обертання швидкохідного вала, хв⁻¹;

K_{FE} – коефіцієнт, який враховує режим навантаження (для розрахунків приймаємо середній рівномірний режим навантаження, для якого $K_{FE} = 0,14$).

З урахуванням залежності (1) значення параметрів $a = T_B$ для швидкохідного вала редуктора сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 буде

$$a = T_B + \Delta T_B = 4677 + \frac{0,483 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500 \cdot 0,14} = 4715 \text{ год},$$

що дозволяє підвищити надійність валів і редуктора загалом.

2. На втомну міцність валів в значній мірі впливає відстань L між опорами (підшипниками) [10]. В процесі роботи редуктора при збільшені L виникають більші за значенням напруження згину $\sigma_{зг}$. Для визначення напруження згину $\sigma_{зг}$ в процесі розрахунків валів використовують залежність

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{\sqrt{(M_{r \text{ max}} + M_{a \text{ max}})^2 + M_{t \text{ max}}^2}}{W_{O\Phi}}, \quad (2)$$

де $M_{r \text{ max}}$ – максимальний згинальний момент від радіальної сили F_r ;
 $M_{a \text{ max}}$ – максимальний згинальний момент від осьової сили F_a ;
 $M_{t \text{ max}}$ – максимальний згинальний момент від колової сили F_t ;
 $W_{O\Phi}$ – фактичний осьовий момент опору перерізу вала.

Для зменшення напружень згину доцільно зменшувати відстань L між опорами. Це можливо зробити тільки за умови модифікації конструкції корпусу редуктора (рис. 1). Розглянемо зміну напружень від зміни L згідно прикладу, який наведено на рис. 1. При цьому рахуємо, що зубчаста передача прямозуба і відповідно $M_{a \text{ max}} = 0$. Тоді до модифікації конструкції корпусу: $M_{r \text{ max}} = R_{1r} \cdot [(2/3)L] = 0,67LR_{1r}$; $M_{t \text{ max}} = R_{1t} \cdot [(2/3)L] = 0,67LR_{1t}$. Після модифікації конструкції корпусу: $M_{r \text{ max}} = R_{1r} \cdot [0,5(0,5L)] = 0,25LR_{1r}$; $M_{t \text{ max}} = R_{1t} \cdot [0,5(0,5L)] = 0,25LR_{1t}$.

Використовуючи залежність (2), визначимо співвідношення $\sigma_{\text{зг}}$ до модифікації і $\sigma_{\text{зг.м}}$ після модифікації корпусу

$$\frac{\sigma_{\text{зг}}}{\sigma_{\text{зг.м}}} = \frac{\frac{\sqrt{M_{r \text{ max}}^2 + M_{t \text{ max}}^2}}{W_{O\Phi}}}{\frac{\sqrt{M_{r \text{ max}}^2 + M_{t \text{ max}}^2}}{W_{O\Phi}}} = \frac{\sqrt{(0,67LR_{1r})^2 + (0,67LR_{1t})^2}}{\sqrt{(0,25LR_{1r})^2 + (0,25LR_{1t})^2}} = \frac{0,67}{0,25} = 2,68.$$

Аналізуючи отримані результати, можна зауважити, що модифікація корпусу редуктора дозволяє зменшувати напруження згину швидкохідного вала у 2,68 рази, а це в свою чергу збільшує число циклів на $\Delta N_0 = 0,9 \cdot 10^6$ [4]. В цьому випадку зростання параметру $a = T_B$ для швидкохідного вала редуктора сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 буде

$$a = T_B + \Delta T_B = 4677 + \frac{0,9 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500 \cdot 0,14} = 4748 \text{ год.}$$

Цей конструкторський захід дозволяє підвищити надійність вала і редуктора загалом.

Підбір підшипників для більшості редукторів виконують за динамічною вантажністю, тобто [5]

$$C < C_r \quad (3)$$

де C – потрібна динамічна вантажність, Н;
 C_r – табличне значення динамічної вантажності вибраного типорозміру підшипника.

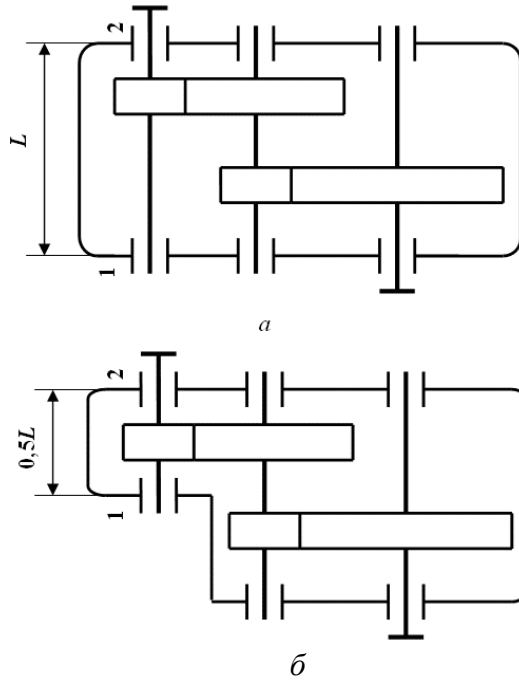


Рис. 1.– Конструктивна схема корпусу двохступеневого редуктора:
a – до модифікації корпусу; *б* – після модифікації корпусу
В свою чергу

$$C = R \left(\frac{60nL_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}}, \tag{4}$$

де R – розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник, Н;
 n – частота обертання кільця, яке обертається, хв.⁻¹;
 L_h – потрібна довговічність підшипника, год;
 α – коефіцієнт, який залежить від характеру кривої втоми (для кулькових підшипників $\alpha = 3$; для роликівих – $\alpha = 10/3$).

Для радіально-упорних кулькових і роликівих підшипників розрахункове еквівалентне навантаження визначають за залежністю

$$R = (XVR_r + YR_a)K_B K_T, \tag{5}$$

де X і Y – коефіцієнти відповідно радіального R_r та осьового R_a навантажень. Їх значення для однорядних кулькових радіально-упорних і роликівих конічних визначають в залежності від порівняння відношення R_a/VR_r з параметром осьового навантаження e ;

V – коефіцієнт обертання (при обертанні внутрішнього кільця $V = 1$; зовнішнього – $V = 1,2$);

K_B – коефіцієнт безпеки ($K_B = 1$ – при спокійному навантаженні; $K_B = 1,2$ – при легких поштовхах і короточасних перевантаженнях до 125% від номінального; $K_B = 1,8$ – при помірних поштовхах і короточасних перевантаженнях до 150% від номінального; $K_B = 3$ – при ударному навантаженні та перевантаженнях до 300% від номінального);

K_T – температурний коефіцієнт ($K_T = 1$ при $t \leq 100^\circ\text{C}$; $K_T = 1,05$ при $t \leq 125^\circ\text{C}$; $K_T = 1,11$ при $t \leq 150^\circ\text{C}$; $K_T = 1,15$ при $t \leq 175^\circ\text{C}$; $K_T = 1,25$ при $t \leq 200^\circ\text{C}$).

В свою чергу осьове навантаження R_a дорівнює осьовій силі F_a , тобто

$$R_a = F_a = F_t \operatorname{tg} \beta,$$

де F_t – колова сила;

β – кут нахилу зубців колеса.

Радіальне навантаження R_r дорівнює радіальній силі F_r , тобто

$$R_r = F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta},$$

де α_n – кут зачеплення зубчастої передачі в нормальному перерізі зубця колеса (для стандартних передач $\alpha_n = 20^\circ$).

Визначимо довговічність підшипника L_h за залежністю (4)

$$L_h = \frac{10^6 C^\alpha}{60 R^\alpha n}. \quad (6)$$

На довговічність підшипника значний вплив має кут нахилу зубців β коліс передач. Його приймають при проектуванні передач в межах $10^\circ \dots 15^\circ$. Розглянемо вплив кута нахилу зубців β на довговічність підшипника, тобто на його напрацювання на відмову T_B . При цьому візьмемо для розрахунку дві зубчасті передачі з $\beta_1 = 10^\circ$ і $\beta_2 = 15^\circ$. Співвідношення $\frac{R_a}{VR_r}$ буде при $V = 1$ (в редукторах обертається

внутрішнє кільце підшипника) з використанням наведених залежностей для R_a і R_r

$$\frac{R_a}{VR_r} = \frac{F_t \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \beta}{1 \cdot F_t \operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin \beta}{\operatorname{tg} \alpha_n}.$$

Для першої передачі $\frac{\sin \beta_1}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin 10^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 0,48 \rightarrow X = 0,46; Y = 1,13.$

Для другої передачі $\frac{\sin \beta_2}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin 15^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 0,72 \rightarrow X = 0,46; Y = 1,00$.

Тоді $R_1 = 0,37F_t K_B K_T; R_2 = 0,44F_t K_B K_T$.

Знаходимо співвідношення $\frac{R_2}{R_1} = 1,19$. Тоді $R_2 = 1,19R_1$.

Враховуючи наведене співвідношення, визначаємо L_{h1} і L_{h2} за залежністю (6)

$$L_{h1} = \frac{10^6 C^3}{60R_1^3 n}; L_{h2} = \frac{10^6 C^3}{60(1,19R_1)^3 n} = \frac{10^6 C^3}{101,11R_1^3 n}.$$

Знаходимо співвідношення довговічностей підшипника

$$\frac{L_{h1}}{L_{h2}} = 1,685,$$

тобто $L_{h1} = 1,685L_{h2}$. Звідси можна зробити висновок про те, що зменшення кута нахилу зубців β з 15° до 10° збільшує напрацювання підшипників на відмову T_B на 68,5%, тобто для забезпечення високої надійності підшипників необхідно в процесі проектування кут нахилу зубців β передачі приймати в межах не більше 10° .

Розглянемо вплив значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса ψ_{ba} для визначення ширини вінця в залежності від міжосьової відстані передачі a_w на концентрацію навантаження та відповідно на надійність зубчастої передачі. При проектному розрахунку циліндричних зубчастих передач значення коефіцієнта ψ_{ba} приймають в межах 0,2...0,4 [8].

Коефіцієнт вихідної концентрації навантаження для торця зубчастого колеса зі сторони підводу обертового моменту, який враховує розподілення навантаження по довжині контактних ліній, визначають за залежністю [6] при розрахунках:

на контактну втому

$$K_{H\beta 0} = 1 + (k_y + k_f + k_b)k_E k_{H\beta}; \quad (7)$$

на втому при згині зубців

$$K_{F\beta 0} = 1 + (k_y + k_f + k_b)k_E k_{F\beta}, \quad (8)$$

де k_y – коефіцієнт, який враховує деформації;

k_f – коефіцієнт точності;

k_b – коефіцієнт, який враховує деформацію підшипників;

k_E – коефіцієнт матеріалу зубців;

$k_{H\beta}$, $k_{F\beta}$ – коефіцієнт виду передачі при розрахунку зубців на контактну втому і втому при згині відповідно (в нашому випадку передача косозуба і шестерня розміщена між опорами).

Для розгляду впливу значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса на концентрацію навантаження та відповідно на надійність зубчастої передачі зупинимося на **прикладі**: редуктор одноступеневий; $u = 2$; $d_1 = 120$ мм; $\psi_{ba1} = 0,2$; $\psi_{ba2} = 0,4$; $\beta = 10^\circ$; пара коліс виготовлена зі сталі; частота обертання ведучого колеса $n_1 = 1500$ хв⁻¹; кутова швидкість ведучого вала $\omega_1 = 157$ с⁻¹; колова швидкість $v = 9,42$ м/с; потужність на ведучому валу $P_1 = 10$ кВт; твердість робочої поверхні зубців HB = 290 [12].

1. Визначаємо значення складових залежностей (7) і (8) для $\psi_{ba1} = 0,2$ з використанням рекомендацій [7]:

$$k_y = k_{yk} \frac{1}{k_E} + k_{yu};$$

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (2+1) = 0,6;$$

$$k_{yk} = 0,16\psi_{bd}^2 = 0,16 \cdot 0,3^2 = 0,0144; k_E = 1$$

$$k_{yu} = 0,016\psi_{bd}^4 = 0,016 \cdot 0,3^4 = 0,00013;$$

$$k_y = 0,0144 \frac{1}{1} + 0,00013 = 0,01453;$$

$$k_f = (1,25 - 0,35\psi_{bd}) \frac{6,6l_\Sigma}{F_{Ht}} \cos^2 \beta = (1,25 - 0,35 \cdot 0,3) \frac{6,6 \cdot 36,6}{1062} \cos^2 10^\circ = 0,25$$

$$k_b = (0,9 - 0,25\psi_{bd}) l_\Sigma S_{\max} = (0,9 - 0,25 \cdot 0,3) 36,6 \cdot (-0,005) = -0,15;$$

$$k_{H\beta} = \frac{\psi_{bd} + 0,25}{\psi_{bd} - 0,2} = \frac{0,3 + 0,25}{0,3 - 0,2} = 5,5;$$

$$k_{F\beta} = 1;$$

$$S_H = 2 \cdot 10^{-8} \left(\frac{350}{HB} \right)^2 \left(\frac{20}{v} \right)^{0,5} = 2 \cdot 10^{-8} \left(\frac{350}{290} \right)^2 \left(\frac{20}{9,42} \right)^{0,5} = 4,2 \cdot 10^{-8};$$

$$K_{H\beta 0} = 1 + (0,01453 + 0,25 - 0,15) \cdot 1 \cdot 5,5 = 1,63;$$

$$K_{F\beta 0} = 1 + (0,01453 + 0,25 - 0,15) \cdot 1 \cdot 1 = 1,11.$$

Визначаємо кількість циклів N_1 навантаження зубців шестерні при $T = T_B = 4677$ год, тобто за час безвідмовної роботи

$$N_1 = 60n_1T = 60 \cdot 1500 \cdot 4677 = 4,2 \cdot 10^8.$$

Кількість циклів навантажень $N_{Hпр}$, $N_{Fпр}$, яка необхідна для припрацювання зубців:

- у полюсі

$$N_{Hnp} = \frac{K_{H\beta 0} - 1}{S_H \sqrt[3]{K_{H\beta 0}}} = \frac{1,63 - 1}{4,2 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt[3]{1,63}} = 0,13 \cdot 10^8;$$

- у вершини

$$N_{Fnp} = \frac{K_{F\beta 0} - 1}{\chi S_H \sqrt[3]{K_{F\beta 0}}} = \frac{1,11 - 1}{1,5 \cdot 4,2 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt[3]{1,11}} = 0,016 \cdot 10^8.$$

Коефіцієнти, які враховують кількість циклів навантажень

$$x_H = \frac{N_1}{N_{Hnp}} = \frac{4,2 \cdot 10^8}{0,13 \cdot 10^8} = 32,3; \quad x_F = \frac{N_1}{N_{Fnp}} = \frac{4,2 \cdot 10^8}{0,016 \cdot 10^8} = 262.$$

В цьому випадку значення еквівалентних коефіцієнтів концентрації навантаження будуть [7]

$$K_{H\beta e1} = 1,05; \quad K_{F\beta e1} = 1,01.$$

2. Визначаємо значення складових залежностей (7) і (8) для $\psi_{ba2} = 0,4$ з використанням рекомендацій [7]:

$$k_y = k_{yk} \frac{1}{k_E} + k_{yu};$$

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (2+1) = 0,6;$$

$$k_{yk} = 0,16\psi_{bd}^2 = 0,16 \cdot 0,6^2 = 0,0576; \quad k_E = 1$$

$$k_{yu} = 0,016\psi_{bd}^4 = 0,016 \cdot 0,3^4 = 0,00013;$$

$$k_y = 0,0576 \frac{1}{1} + 0,00013 = 0,05773;$$

$$k_f = (1,25 - 0,35\psi_{bd}) \frac{6,6l_{\Sigma}}{F_{Ht}} \cos^2 \beta = (1,25 - 0,35 \cdot 0,6) \frac{6,6 \cdot 36,6}{1062} \cos^2 10^\circ = 0,23$$

;

$$k_b = (0,9 - 0,25\psi_{bd}) l_{\Sigma} S_{\max} = (0,9 - 0,25 \cdot 0,6) 36,6 \cdot (-0,005) = -0,14;$$

$$k_{H\beta} = \frac{\psi_{bd} + 0,25}{\psi_{bd} - 0,2} = \frac{0,6 + 0,25}{0,6 - 0,2} = 2,13;$$

$$k_{F\beta} = 1;$$

$$S_H = 2 \cdot 10^{-8} \left(\frac{350}{HB} \right)^2 \left(\frac{20}{v} \right)^{0,5} = 2 \cdot 10^{-8} \left(\frac{350}{290} \right)^2 \left(\frac{20}{9,42} \right)^{0,5} = 4,2 \cdot 10^{-8};$$

$$K_{H\beta 0} = 1 + (0,05773 + 0,23 - 0,14) \cdot 1 \cdot 2,13 = 1,31;$$

$$K_{F\beta 0} = 1 + (0,05773 + 0,23 - 0,14) \cdot 1 \cdot 1 = 1,15.$$

Визначаємо кількість циклів N_1 навантаження зубців шестерні при $T = T_B = 4677$ год, тобто за час безвідмовної роботи

$$N_1 = 60n_1T = 60 \cdot 1500 \cdot 4677 = 4,2 \cdot 10^8.$$

Кількість циклів навантажень N_{Hnp} , N_{Fnp} , яка необхідна для припрацювання зубців:

- у полюсі

$$N_{Hnp} = \frac{K_{H\beta 0} - 1}{S_H \sqrt[3]{K_{H\beta 0}}} = \frac{1,31 - 1}{4,2 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt[3]{1,31}} = 0,09 \cdot 10^8;$$

- у вершини

$$N_{Fnp} = \frac{K_{F\beta 0} - 1}{\chi S_H \sqrt[3]{K_{F\beta 0}}} = \frac{1,15 - 1}{1,5 \cdot 4,2 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt[3]{1,15}} = 0,022 \cdot 10^8.$$

Коефіцієнти, які враховують кількість циклів навантажень

$$x_H = \frac{N_1}{N_{Hnp}} = \frac{4,2 \cdot 10^8}{0,09 \cdot 10^8} = 46; \quad x_F = \frac{N_1}{N_{Fnp}} = \frac{4,2 \cdot 10^8}{0,022 \cdot 10^8} = 191.$$

В цьому випадку значення еквівалентних коефіцієнтів концентрації навантаження будуть [7]

$$K_{H\beta e2} = 1,02; \quad K_{F\beta e2} = 1,01.$$

Висновки:

1. Результати досліджень дають можливість зробити висновок про те, що зменшення кута нахилу зубців β з 15° до 10° збільшує напрацювання підшипників на відмову T_B на 68,5%, тобто для забезпечення високої надійності підшипників необхідно в процесі проектування кут нахилу зубців β передачі приймати в межах не більше 10° .

2. Аналізуючи отримані результати, можна зауважити, що модифікація корпусу редуктора дозволяє зменшувати напруження згину швидкохідного вала у 2,68 рази, а це в свою чергу збільшує число циклів на $\Delta N_0 = 0,9 \cdot 10^6$ [11]. В цьому випадку зростання параметру T_B для швидкохідного вала редуктора сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 буде становитиме 4748 год. Така конструкторська пропозиція дозволяє підвищити надійність вала і редуктора загалом.

3. Результати аналізу впливу значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса на концентрацію навантаження та відповідно на надійність зубчастої передачі показують, що при збільшенні ψ_{ba} від 0,2 до 0,4 зменшується кількість циклів навантажень, яка необхідна для припрацювання зубців у полюсі зачеплення в $N_{Нпр1}/N_{Нпр2} = 1,44$ рази без зміни кількості циклів навантажень у вершини зуба, та у зменшенні еквівалентного коефіцієнта концентрації навантаження $K_{H\beta e}$ на 3%.

4. Виходячи з наведених результатів можна стверджувати, що в процесі проектування редукторів підйомно-транспортного обладнання особливої уваги заслуговують зубчасті передачі, а саме, з метою підвищення їх надійності необхідно приймати більші значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса ψ_{ba} у порівнянні з рекомендованими межами.

Список використаної літератури

1. Васильєва О.Е. Прогнозування надійності зубчастих передач редукторів / О.Е. Васильєва, І.В. Кузьо // Вісник національного технічного університету «ХП», тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». – Харків: НТУ «ХП», 2008. Вип. №25. – С. 47-53.
2. Васильєва О. Е. Прогнозування надійності редукторів тягачів з використанням методу статистичного моделювання / О. Е. Васильєва // Пожежна безпека: Зб. наук. праць. – Львів, 2008. – №13. – С. 134-139.
3. Васильєва О. Е. Вплив зовнішніх динамічних навантажень на зносостійкість зубчастих передач пожежного устаткування з урахуванням їх питомої кількості / О. Е. Васильєва // Науковий потенціал світу — 2004: Тези доповідей міжнар. наук.- тех. конф. — Дніпропетровськ, 2005. – С. 186-191.
4. Гребеник В.М. Усталостная прочность и долговечность металлургического оборудования. / В.М. Гребеник. – М.: Машиностроение, 1969. – 256 с.
5. Гуліда Е.М. Прикладна механіка. / Е.М. Гуліда, Л.Ф. Дзюба, І.М. Ольховий. – Львів: Світ, 2007. – 384 с.
6. Компания НТЦ «Редуктор». – [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.reduktorntc-k.com.ua.
7. Заблонский К.И. Зубчатые передачи. / К.И. Заблонский. – К.: Техніка, 1977. – 208 с.
8. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Анурьев: В 3-х т. Т. 3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 557 с.
9. Пуш В.Э. Металлорежущие станки. / В.Э. Пуш, В.Г. Беляев, А.А. Гаврюшин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

10. Гуліда Е.М. Прогнозування надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання. / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва. // Вісник НТУ «ХПІ». – № 28. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – С. 38-45.
11. Решетов Д.Н. Надежность машин. / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.
12. Гулида Э.Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес. / Э.Н. Гулида. – Львов: Вища школа, 1983. – 136 с.

RESEARCH OF INFLUENCE OF STRUCTURAL ELEMENTS AND SHAPES OF LIFTING GEARBOX RELEASES ON THEIR RELIABILITY

Vasilyeva O. E.

Lviv State University of Life Safety (Lviv)

Annotation. The influence of structural elements and modifications of gearboxes of hoisting and transport equipment on their reliability is theoretically and experimentally investigated. The results of research allow us to conclude that reducing the angle of inclination of the teeth increases the operating time of bearings for TV failure, ie to ensure high reliability of bearings in the design process, the angle of inclination of the teeth β transmission to take no more than 10° . Analyzing the obtained results, it can be noted that the modification of the gearbox housing allows to reduce the bending stress of the high-speed shaft by 2,68 times, which in turn increases the number of load cycles. Accordingly, the increase in the TV parameter for the high-speed shaft of the gearbox of the seventh degree of accuracy in accordance with GOST 1643-81 will be 4748 hours. Therefore, the results of this work also allow us to state that in the process of designing gearboxes for lifting and transport equipment special attention should be paid to gears, namely, in order to increase their reliability it is necessary to take larger values ψ_{ba} of the crown width ratio ψ_{ba} compared to the recommended limits.

Keywords: gearbox, lifting and transport equipment, reliability, housing, gears, number of load cycles