

Figure 7. Test on scoring of hardened C-Cgearing lubricated with oil Biohyd M46

The work was elaborated within the solution of grant projects VEGA 1/3184/06.

Bibliography: [1] Anbrož O., Kašpar J.: Žárové nástřiky a jejich průmyslové využití, (Thermal sprayings and its industrial exploitation), SNTL Praha 1990. [2] Bošanský M.: Voľba geometrických parametrov konvexno-konkávneho ozubenia z hľadiska povrchového poškodenia zuba, (The choice of geometric parameters of convex – concave gearing from the point of the surface damage of tooth). Habilitačná práca (Habilitation thesis). – Bratislava 1997. [3] Bošanský M., Vereš M.: K-K ozubenie ako možnosť zvýšenia únosnosti na dotyk, (K-K gearing as possibility of increasing the load capacity on the contact). [4] Bošanský M., Vereš M.: Teória čelného rovinného ozubenia (Theory of frontal plain tooth), STU Bratislava 1999. [5] Dzimko M.: Tribológia povlakov, (Tribology of coatings), In: IX medzinárodné sympóziu Intertribo, Stará Lesná Vysoké Tatry 2006, s.196–199. [6] Kreibich V.: Povrchové úpravy, (The surface finishes) ČVUT Praha 1981. [7] Orokočký R., Bošanský M., Vereš M.: Vplyv geometrických parametrov na sklzové pomery v konvexno-konkávnom ozubení, (The influence of geometrical parameters on slip conditions in convex – concave gearing), Praha 2003. [8] Orokočký R.: Zvyšovanie odolnosti ozubených prevodov v interakcii s ekologickými mazivami, (The increasing of endurance of gearings in interaction with ecological lubricants). Doktorandská dizertačná práca, (Doctoral dissertation), Bratislava 2004. [9] Bošanský, M.- Valent, A.-Vereš, M.- Nemčeková, M.: Možnosti zvýšenia únosnosti ozubenia vhodnou voľbou povrchovej úpravy zubov, In.: Zborník z medzinárodnej vedeckej konferencie Nové trendy v konštruovaní a v tvorbe technickej dokumentácie 2004, Nitra 2005, s.28–31. [10] Fedák, M., Bošanský, M.: Možnosti zvýšenia únosnosti ozubených kolies metódou povlakovania, in.: Zborník prednášok 48. Medzinárodná konferencia Katedier častí strojov a mechanizmov, Smolenice, 12-14 September 2007, – s.50–55, Vydavateľstvo STU v Bratislave. ISBN 978–80-227-2708-2. [11] Bošanský, M., Vereš, M.: The convex-concave gearing as a possibility of increasing the load capacity of gearing to the contact, Visnik Nacionalnogo Techničnogo universitetu “CHPI”. Zbirknik naukovych prac tematičnij bypusk “Problemi mehaničnogo privodu” Charkiv: NTU “CHPI”. – 2007, No21 – 264s. UDC 621.833, 209-221p. [12] Fedák, M., Bošanský, M., Tokoly, P., Gajdoš, M.: Použitie technológie PVD v povrchovej úprave ozubených súkolesí, VI ročník konferencie VRSTVY A POVLAKY 2007, Rožnov pod Radhoštěm, CR, 2007 – S.35–38.

Postupila v redakciu 12.04.08

УДК 621.833.1.001.2

Е.М. ГУЛДА, докт. техн. наук, Львівський ДУ БЖД
О.Е. ВАСИЛЬЄВА, канд. техн. наук, Львівський ДУ БЖД

ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ РЕДУКТОРІВ З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДУ СТАТИСТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Розглянуто методологію визначення основних показників надійності редукторів, а саме імовірності безвідмовної роботи та комплексного показника, до якого відносять коефіцієнт готовності.

Methodology of determination of basic reliability of reducing gears indexes is considered, namely probabilities of faultless work and complex index to which take the coefficient of readiness.

Сучасний стан проблеми. Однією з найголовніших проблем сучасних технічних систем і, зокрема, редукторів є проблема надійності. Неперервне ускладнення машин та посилення вимог до їх якості 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 і машинобудівних конструкцій.

Стосовно редукторів і, зокрема, зубчастих передач, питаннями надійності в цьому напрямку займалися К.І. Заблонський [1], А.Ф. Кіріченко [2], В.П. Шишов [3, 4], Г.П. Гриневич [5] та інші. 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 визначати показники надійності не тільки окремих елементів, а і редуктора загалом.

Мета роботи. На підставі результатів теоретичних і експериментальних досліджень розробити методологію визначення основних показників надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання для прогнозування надійності.

Постановка задачі та її розв'язання. В довідковій літературі [6] вказується, що гамма-відсоткове напрацювання редуктора на відмову складає $T_{\gamma} = 3600$ год, тобто це є напрацювання, протягом якого відмова об'єкта не виникне з імовірністю 90% при довготривалій роботі з постійним навантаженням. Інших даних по надійності редукторів в науково-технічній та довідковій літературі не було виявлено. Тому ставиться задача розробити методологію визначення основних показників надійності редукторів. За основу для

розв'язання цієї задачі був прийнятий метод статистичного моделювання для прогнозування надійності [7] та основні положення планово-попереджувального ремонту (ППР) обладнання [8].

Згідно з ДСТУ 2860-94 основними показниками надійності є імовірність безвідмовної роботи $R(t)$, тобто це імовірність того, що протягом заданого напруження t відмова об'єкта не виникне та комплексний показник надійності – коефіцієнт готовності $A(t)$ – імовірність того, що об'єкт виявиться працездатним у довільний момент часу, крім запланованих періодів, протягом яких використання об'єкта за призначенням не передбачене. Цей коефіцієнт визначають за залежністю

$$A(t) = \frac{T_B}{T_B + T_{від}}, \quad (1)$$

де T_B – середнє напруження на відмову; $T_{від}$ – середня тривалість відновлення.

Згідно із рекомендаціями [7] для визначення імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ складного обладнання, до якого відносять і редуктори, використовують розподіл Вейбулла. В цьому випадку $R(t)$ визначають за залежністю

$$R(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right], \quad (2)$$

де t – час безпосередньої роботи об'єкта, на протязі якого визначають для нього $R(t)$; a – параметр масштабу, тобто $a = T_B$; b – параметр форми (якщо $b = 1$, то розподіл Вейбулла перетворюється в експоненціальний з параметром інтенсивності відмов $\lambda(t) = 1/a = \text{const}$; якщо $b = 2$, то розподіл Вейбулла перетворюється в розподіл Релея з лінійною функцією інтенсивності відмов $\lambda(t)$; якщо $b = 3,3$, то розподіл Вейбулла стає близьким до нормального розподілу).

Для визначення часу t безпосередньої роботи об'єкта, на протязі якого необхідно визначити $R(t)$, скористуємося рекомендаціями Експериментально-науково-дослідного інституту металорізальних верстатів [8] стосовно даного ППР обладнання. Згідно із ППР середня тривалість ремонтного циклу від введення в експлуатацію до першого капітального ремонту складає 30000 год. ППР передбачає огляди, поточні ремонти, середні ремонти та наприкінці ремонтного циклу капітальний ремонт, що відповідає 18 проміжним періодам. Тоді час одного внутрішньо циклового періоду ППР буде $t = 30000/18 = 1666,7$ год. На протязі цього часу огляд ремонтною службою працюючого об'єкта не виконується. Тільки після напруження об'єктом цього часу $t = 1666,7$ год проводиться його огляд і при необхідності виконується ремонт. Тому ставиться задача для цього періоду визначити імовірність безвідмовної роботи $R(1666,7)$ та коефіцієнт готовності $A(1666,7)$.

Для визначення цих показників надійності редукторів уточнімо параметри розподілу a і b для залежності (2) з використанням методу статистичного моделювання [7]. За основу для уточнення параметрів розподілу приймаємо $a = T_\gamma = T_B = 3600$ год, а параметр форми згідно із рекомендаціями [7] $b = 2$. Метод статистичного моделювання полягає в використанні випадкових чисел, які розподілені в інтервалі $[0, 1]$. Ці числа X_i приймаються як імовірність безвідмовної роботи редуктора $R_i(t)$. Результат статистичної оцінки використання кількості випадкових чисел, тобто кількості проведення числових експериментів N , показав, що в нашому випадку їх кількість може не перевищувати $N=10$. Крім цього, для визначення часу t_i безпосередньої роботи об'єкта до відмови, прологарифмуємо залежність (2), на підставі чого отримуємо

$$t_i = a\sqrt{-\ln R_i(t)} = 3600\sqrt{-\ln R_i(t)}. \quad (3)$$

Для статистичної оцінки імовірності того, що час безвідмовної роботи t_i не перевищить значення T_B , використаємо залежність [7]

$$R(t_i) = 1 - \frac{i}{N+1}. \quad (4)$$

Результати статистичного моделювання заносимо до таблиці.

Таблиця.

Результати статистичного моделювання розподілу Вейбулла

№	i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	$X_i = R_i(t)$	0,10	0,09	0,73	0,25	0,33	0,37	0,54	0,20	0,48	0,06
2	$t_i \cdot 10^3$ за залежністю (3)	5,46	5,59	2,02	4,24	3,79	3,59	2,83	4,57	3,08	6,04
3	Впорядкований ряд $t_i \cdot 10^3$	2,02	2,83	3,08	3,59	3,79	4,24	4,57	5,46	5,59	6,04
4	$R(t_i)$ за залежністю (4)	0,91	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46	0,36	0,27	0,18	0,09
5	$\lg t_i$	3,31	3,45	3,49	3,56	3,58	3,63	3,66	3,74	3,75	3,78
6	$\lg(-\lg R(t_i))$	-1,39	-1,06	-0,86	-0,71	-0,59	-0,47	-0,35	-0,25	-0,13	0,02

За результатами статистичного моделювання розподілу Вейбулла (5 і 6 строчки табл. 1) будемо залежність $\lg(-\lg R(t_i))$ від $\lg t_i$ (рис., крива 1) з накладанням на неї лінії тренда (рис., крива 2,) і отриманням рівняння

$$y = 2,9178x - 11,068, \quad (5)$$

за допомогою якого визначаємо дійсне значення параметра форми $b = 2,9178$.

Уточнюємо значення параметру масштабу a з використанням залежності (5):

або

$$\lg a^{2,9178} = 11,068 - 0,362 = 10,706,$$

$$2,9178 \cdot \lg a = 10,706.$$

Звідси

$$a = 10^{3,67} = 4677 \text{ год.}$$

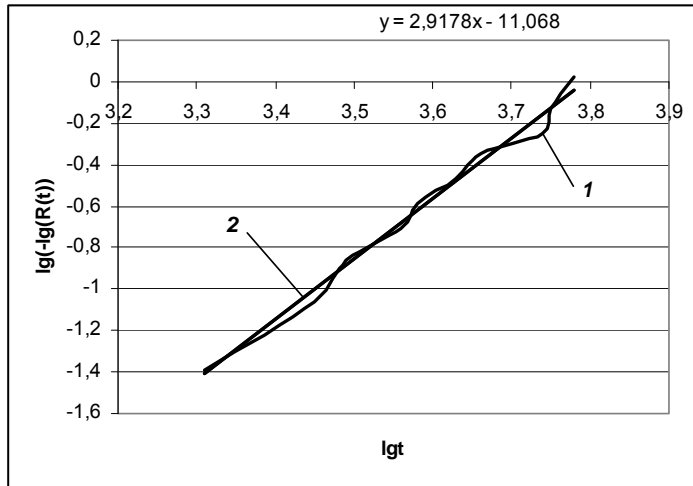


Рис. Графічне відображення статистичного моделювання розподілу Вейбулла

Отже на підставі методу статистичного моделювання отримано значення параметрів $a = T_B = 4677$ год для редукторів сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 і $b = 2,9178$, які за розподілом підпорядковуються закону Вейбулла. Для редукторів восьмого ступеня точності значення T_B зменшується введенням коефіцієнта на точність $k_T = 0,9$; для дев'ятого ступеня точності – $k_T = 0,8$. Тобто при визначенні параметру масштабу для залежності (2) необхідно користуватися залежністю $a = T_B \cdot k_T$ [9].

На підставі отриманих значень параметрів a і b переходимо до визначення основних показників надійності редукторів. Головними конструктивними елементами того чи іншого редуктора є елементи, які передають обертовий рух і в процесі роботи навантажені обертовим моментом. В цих елементах під дією навантажень виникають напруження, деформації, тертя кочення та ковзання. Під дією цих чинників може виникнути втомне або силове руйнування, а також зношування робочих поверхонь, що за певний період роботи може привести до відмови того чи іншого елемента і конструкції загалом. До таких конструктивних елементів відносять: вали, підшипники, зубчасті передачі.

Розглядаючи конструкцію редуктора можна зауважити, що за кожний з 18 проміжних періодів часу безперервної роботи ($t = 1666,7$ год) максимальне число циклів навантаження має перший вхідний (швидкохідний) вал з підши-

пниками та перша зубчаста передача, які безпосередньо отримують обертовий рух від вала електродвигуна, тобто число циклів навантаження прямо пропорційно часу $t_1 = 1666,7$ год. Другий вал з підшипниками та друга зубчаста передача будуть мати меншу кількість циклів навантаження з урахуванням передаточного числа u_{12} між першим і другим валом за рахунок наявності між ними зубчастої передачі, тобто число циклів навантаження буде пропорційно часу $t_2 = (1666,7 / u_{12})$ год. Для третього вала – $t_3 = (t_2 / u_{23})$ год і т.д.

З урахуванням цієї закономірності визначимо імовірність безвідмовної роботи для кожного вала з підшипниками та окремо для зубчастих передач редуктора сьомого ступеня точності згідно ГОСТ 1643–81, для якого коефіцієнт точності $k_T = 1,0$.

Для першого вхідного швидкохідного вала з підшипниками та зубчастої передачі згідно залежності (2) маємо

$$R(t_1) = R(t_1)_{1B} = R(t_1)_{1\Pi 1} = R(t_1)_{1\Pi 2} = R(t_1)_{13\Pi} = \exp \left[- \left(\frac{1666,7}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right] = 0,952,$$

де $R(t_1)_{1B}$, $R(t_1)_{1\Pi 1}$, $R(t_1)_{1\Pi 2}$, $R(t_1)_{13\Pi}$ – відповідно імовірності безвідмовної роботи першого вала, першого підшипника першого вала, другого підшипника першого вала, першої зубчастої передачі.

Для другого вала з підшипниками та зубчастої передачі за аналогією

$$R(t_2)_{2B} = R(t_2)_{2\Pi 1} = R(t_2)_{2\Pi 2} = R(t_2)_{23\Pi} = \exp \left[- \left(\frac{t_2}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right].$$

Для $i-1$ вала з підшипниками та зубчастої передачі

$$R(t_{i-1})_{i-1B} = R(t_{i-1})_{i-1\Pi 1} = R(t_{i-1})_{i-1\Pi 2} = R(t_{i-1})_{i-13\Pi} = \exp \left[- \left(\frac{t_{i-1}}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right].$$

Для i -го (останнього вихідного тихохідного) вала з підшипниками

$$R(t_i)_{iB} = R(t_i)_{i\Pi 1} = R(t_i)_{i\Pi 2} = \exp \left[- \left(\frac{t_i}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right].$$

Враховуючи, що на кожному валу паралельно з'єднані три елементи (вал і два підшипника) з однаковим значенням імовірності безвідмовної роботи та послідовно одна зубчаста передача, визначимо імовірність безвідмовної роботи редуктора

$$R(t)_P = [1 - (1 - R(t_1))^3] \cdot R(t_1)_{13П} \cdot [1 - (1 - R(t_2))^3] \times \\ \times R(t_2)_{23П} \dots [1 - (1 - R(t_{i-1}))^3] \cdot R(t_{i-1})_{i-13П} \cdot [1 - (1 - R(t_i))^3]. \quad (6)$$

Для визначення комплексного показника надійності $A(t)$ скористуємося рекомендаціями нормативно-технічної літератури на ремонтно-відновлювані роботи [10]. Згідно з вказаними рекомендаціями визначимо середню тривалість відновлення $T_{від}$

$$T_{від} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k t_i. \quad (7)$$

де k – кількість усунених відмов, на які було витрачено час t_1, t_2, \dots, t_k .

В процесі виконання відновлюваних робіт можливі різні варіанти технології відновлення:

- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна одного підшипника – 3,6 год;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна двох підшипників – 4,2 год;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна одного зубчастого колеса або вал-шестерні, або одного вала – 4,8 год;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна двох зубчастих коліс або вал-шестерні та одного вала – 7,8 год;
- зняття кришки оглядового вікна, злиття мастила та заповнення корпусу редуктора новим мастилом – 1,8 год;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна шпонки з'єднання вала з зубчастим колесом – 4,8 год.

Безумовно, існує ще багато інших варіантів відновлення редукторів, але наведені варіанти найбільш часто зустрічаються на практиці. На підставі наведених даних $T_{від}$ буде

$$T_{від} = \frac{3,6 + 4,2 + 4,8 + 7,8 + 1,8 + 4,8}{6} = 4,5 \text{ год.}$$

На підставі отриманих даних визначаємо значення комплексного показника надійності $A(t)$ для редукторів потужністю 2...50 кВт

$$A(t) = \frac{T_B k_T}{T_B k_T + T_{від}} = \frac{4677 \cdot k_T}{4677 \cdot k_T + 4,5}. \quad (8)$$

Розглянемо, як приклад, визначення показників надійності для двохсту-

пеневого редуктора типу 5Ц2-125 ВАТ «Майкопський редукторний завод» за такими вихідними даними: $u_{12} = 2$; $u_{23} = 4$; номінальна потужність $\min/\max = 8/28$ кВт; ступінь точності – 7 (ГОСТ 1643-81); $k_T = 1$.

1. Визначаємо час напрацювання кожного з трьох валів редуктора до його наступного технічного огляду ремонтною службою: $t_1 = 1666,7$ год; $t_2 = t_1/u_{12} = 1666,7/2 = 833,35$ год; $t_3 = t_2/u_{23} = 833,35/4 = 208,34$ год.

2. Розраховуємо імовірності безвідмовної роботи

$$R(t_1) = R(t_1)_{13П} = \exp \left[- \left(\frac{1666,7}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right] = 0,952;$$

$$R(t_2) = R(t_2)_{23П} = \exp \left[- \left(\frac{833,35}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right] = 0,994;$$

$$R(t_3) = \exp \left[- \left(\frac{208,34}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right] = 0,999.$$

3. Визначаємо імовірність безвідмовної роботи редуктора за залежністю (6),

$$R(t)_P = [1 - (1 - R(t_1))^3] \cdot R(t_1)_{13П} \cdot [1 - (1 - R(t_2))^3] \cdot R(t_2)_{23П} \cdot [1 - (1 - R(t_3))^3] = \\ = [1 - (1 - 0,952)^3] \cdot 0,952 \cdot [1 - (1 - 0,994)^3] \cdot 0,994 \cdot [1 - (1 - 0,999)^3] = 0,905$$

4. Визначаємо коефіцієнт готовності за залежністю (8),

$$A(t) = \frac{4677 \cdot k_T}{4677 \cdot k_T + 4,5} = \frac{4677 \cdot 1,0}{4677 \cdot 1,0 + 4,5} = 0,999.$$

Висновки. 1. Розроблено методологію визначення основних показників надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання для прогнозування надійності, а саме імовірності безвідмовної роботи редуктора та комплексного показника – коефіцієнта готовності, які дозволяють аналізувати надійність розробленої конструкції редуктора.

2. Прийнятий проміжний період часу безперервної роботи редуктора $t_1=1666,7$ год без технічного обслуговування є завищеним, що не забезпечує достатньої надійності роботи редуктора. $R(t)_P = 0,905$ вказує на те, що, наприклад, з 10 працюючих двохступневих редукторів за час t_1 один обов'язково відмовить. Тому за результатами розрахунків найбільш оптимальним проміжком часу безперервної роботи редуктора без виконання технічного обслуговування є час $t_1 = 720$ год, який забезпечує імовірність безвідмовної роботи редуктора в межах 0,98...0,99.

3. Виконана робота та її результати можуть в подальшому удосконалюватися з метою розроблення та впровадження в практику експлуатації редукторів системи ППР, яка б забезпечувала їх високу надійність роботи.

Список літератури: 1. *Заблонский К.И.* Зубчатые передачи. – К.: Техніка, 1977. – 208с. 2. *Кириченко А.Ф., Бережной В.А.* Перспективы улучшения работы эвольвентных передач // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. – Вип. 31. – С.82–88. 3. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Мухоматов А.А.* Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – №10(56). – Луганськ: ВНУ ім. В. Даля. – 2002. – С.247–254. 4. *Шишов В.П., Ткач П.Н.* Дифференциальные уравнения для синтеза зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями. // Подъемно-транспортная техника. – №4. – 2003. – С.25–32. 5. *Гриневич Г.П., Каменская Е.А., Алферов А.К.* Надежность строительных машин. – М.: Стройиздат, 1983. – 296с. 6. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 557с. 7. *Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З.* Надежность машин. – М.: Высшая школа, 1988. – 238с. 8. *Пуш В.Э., Беляев В.Г., Гаврюшин А.А.* и др. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1985. – 256с. 9. *Гулида Э.Н.* Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес. – Львов: Вища школа, 1983. – 136с. 10. *Временные типовые нормы* (нормативы) времени на замену и текущий ремонт техники. – М.: ГОСНИТИ, 1972. – 96с.

Поступила в редколлегию 12.04.08

УДК 621.81.31

А.Г. ПРИЙМАКОВ, канд. техн. наук, Харьковский университет
Воздушных Сил Украины им. И. Кожедуба,
А.В. УСТИНЕНКО, канд. техн. наук, НТУ "ХПИ",
Г.А. ПРИЙМАКОВ, аспирант, НТУ "ХПИ",
Р.В. ПРОТАСОВ, аспирант, НТУ "ХПИ"

ИЗМЕНЕНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЗУБЧАТЫХ ПАР ПРИ АБРАЗИВНОМ ИЗНАШИВАНИИ

Отримано закономірності зміни фізичних характеристик конструкційних матеріалів зубчатих передач і можливість прогнозувати їх ресурс при роботі в умовах абразивного зношування (ерозії).

The change law of physical descriptions of gearings construction materials and possibility to forecast their resource during work in the conditions of abrasive wear are received.

Абразивное изнашивание зубчатых пар, особенно открытых, существенно влияет на их работоспособность и создает необходимость корректировки их расчетной базы. Основным видом разрушения конструкционных материалов (КМ) зубчатых пар, работающих в условиях абразивного изнашивания, есть абразивное перманентное разрушение (эрозия) рабочих поверхностей

зубьев [1-3].

Точный учет влияния абразивного разрушения на физические характеристики КМ представляет собой сложную задачу, так как размеры единичных поврежденных поверхности материала соизмеримы с элементами КМ. Поэтому исследуем качественную сторону процесса изменения свойств КМ [4, 5].

Модуль упругости исходного (в начальном состоянии) материала:

$$E_H = \frac{\sigma_H}{\varepsilon_H} = \frac{P}{F_H \varepsilon_H}. \quad (1)$$

Модуль упругости материала после изнашивания:

$$E_u = \frac{\sigma_u}{\varepsilon_u},$$

или

$$E_u = \frac{\sigma_H}{\varepsilon_H} \left[1 - \left(\frac{W}{\gamma \delta_u} \right)^{2/3} \right] = \frac{P}{F_H \varepsilon_u} \left[1 - \left(\frac{W}{\gamma \delta_u} \right)^{2/3} \right]. \quad (2)$$

Из (1) и (2) следует:

$$E_u = E_H \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_u} \left[1 - \left(\frac{W}{\gamma \delta} \right)^{2/3} \right]. \quad (3)$$

В формулах (1)-(3):

$$\delta_u = \frac{\bar{W}}{\gamma}, \quad (4)$$

где \bar{W} – весовой износ на единицу площади поверхности; γ – объемный вес КМ.

Расчет значений E_u по (3) для стали 40Х позволил получить график зависимости $E_u = f(W)$ для этого КМ (рис. 1); там же нанесены соответствующие экспериментальные точки. Сравнение показывает удовлетворительное совпадение теории с экспериментом.

Экспериментальными исследованиями установлено также, что интенсивность абразивного разрушения КМ от времени воздействия абразива имеет ступенчатый характер, что является следствием неодинаковой микротвердости боковых поверхностей зубьев.

Предположим, что весь объем материала, подвергнутого абразивному разрушению, может быть расчленен на n элементарных кубиков с ребром a_u . В свою очередь, каждый кубик с ребром a_u можно представить как сумму двух кубиков; с ребром a_0 , включающего в себя КМ с исходными свойствами