

УДК 621.833

*С. А. ГАВРИЛОВ, Н. Н. ИШИН, А. М. ГОМАН, А. С. СКОРОХОДОВ, Ю. А. ДАКАЛО***ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Показано, что одним из основных факторов, определяющих ресурс зубчатых передач, является динамическая составляющая нагрузки в зубчатом зацеплении каждой пары зубьев. Приведены результаты экспериментальных исследований зависимости коэффициента динамичности зубчатых передач от наработки, причем его изменение с ростом наработки во время эксплуатации определяется по результатам мониторинга вибрации. Изложен методический подход, позволяющий рассчитать, во сколько раз повышается мера повреждения зубчатой передачи за счёт изменения коэффициента динамичности. На примере показано, как вследствие увеличения коэффициента динамичности экспериментальной зубчатой пары мера повреждаемости испытуемой передачи возрастает по изгибной выносливости на 81 %, по контактной выносливости на 33 %. Полученные коэффициенты повышения повреждаемости позволяют пересчитывать значения остаточных ресурсов работы в зависимости от уже достигнутой наработки.

Ключевые слова: зубчатая передача, коэффициент динамичности, вибрация, наработка, мера повреждения, остаточный ресурс.

*С. О. ГАВРИЛОВ, М. М. ИШИН, А. М. ГОМАН, А. С. СКОРОХОДОВ, Ю. О. ДАКАЛО***ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Показано, що одним з основних факторів, що визначають ресурс зубчастих коліс, є динамічна складова навантаження при зачепленні зубців кожної пари зубів. Результати експериментальних досліджень залежності коефіцієнта динамічності зубчастих коліс від часу роботи і його зміни з зростанням часу роботи визначаються за результатами вібромоніторингу. Викладено методичний підхід, що дозволяє розрахувати, у скільки разів підвищується міра пошкодження зубчастої передачі внаслідок зміни коефіцієнта динамічності. На прикладі показано, як у результаті збільшення динамічного коефіцієнта експериментальної зубчастої пари міра пошкодження випробуваної передачі збільшує витривалість на згин на 81 %, на контактну витривалість на 33 %. Отримані коефіцієнти збільшення збитку дозволяють перерахувати величину залишкового ресурсу роботи в залежності від вже досягнутих здобутків.

Ключові слова: зубчаста передача, коефіцієнт динамічності, вібрація, напруцювання, міра пошкодження, залишковий ресурс.

*S. A. GAVRYLOV, N. N. ISHIN, A. M. GOMAN, A. S. SKOROKHODOV, J. A. DAKALO***ASSESSMENT OF RESIDUAL LIFE OF GEARS IN THE PROCESS OF OPERATION**

It is shown that one of the main factors determining the resource of gears is the dynamic component of the load in the gear engagement of each pair of teeth. The results of experimental studies of the dependence of the coefficient of dynamism of gears from operating time, and its change with the growth of operating time is determined by the results of vibration monitoring. The methodical approach allowing to calculate, how many times the measure of damage of a gear transmission due to change of coefficient of dynamism is raised is stated. The example shows how, as a result of increasing the dynamic factor of the experimental gear pair, the measure of damage to the tested transmission increases in bending endurance by 81 %, in contact endurance by 33 %. The resulting coefficients increase the damage to allow us to recalculate the value of the residual resource of work depending on the already reached achievements.

Keywords: gear drive, dynamic factor, vibration, operating time, measure of damage, residual life.

Введение. Одним из основных факторов, определяющих ресурс зубчатых передач, является динамическая составляющая нагрузки в зубчатом зацеплении каждой пары зубьев. В процессе эксплуатации происходит увеличение этой составляющей, поскольку износ и контактное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев изменяет шаг зацепления, плавность работы отдельных пар зубьев, а появление усталостных трещин у ножек зубьев, под воздействием циклических изгибных напряжений, приводит к изменениям жесткостных параметров зацепления. Вследствие этого предварительный прогнозный ресурс зубчатой передачи может оказаться значительно завышенным. В то же время существующие в настоящее время методики по прогнозированию ресурсов работоспособности зубчатых передач, описанные в стандартах [1, 2], базируются на расчетных зависимостях, не учитывающих изменения величин динамических составляющих нагрузки в процессе эксплуатации зубчатых приводных механизмов, хотя они существенно изменяются в течение функционирования зубчатых пар.

Величина динамической составляющей нагрузки определяет уровень виброакустической активности зубчатой передачи, что позволяет установить ее взаимосвязь с амплитудами виброимпульсов, генерируемых зацеплением [3]. Таким образом, изменение динамической составляющей нагрузки в процессе экс-

плуатации может быть установлено с помощью инструментального мониторинга виброакустических характеристик приводных механизмов. Методология данного вопроса изложена в [3, 4].

В данной работе предлагается методический подход к оценке остаточного ресурса зубчатых передач по изменению динамических характеристик приводных механизмов в процессе эксплуатации.

Определение динамической составляющей нагрузки в зубчатом сопряжении. Ниже приведены экспериментальные данные по определению величин виброимпульсов, снимаемых с вибродатчика, установленного на корпусе подшипника, и динамической составляющей нагрузки в зацеплении. Реализация разработанного для этого метода [3, 4] производилась на испытательном стенде с замкнутым контуром. Исходные параметры экспериментальных зубчатых колес следующие: число зубьев: шестерни $z_1 = 40$, колеса $z_2 = 40$; нормальный модуль $m = 3$ мм; ширина венца: шестерни $b_1 = 10$ мм, колеса $b_2 = 10$ мм; исходный контур – ГОСТ 13755–81; коэффициент смещения исходного контура $x_1 = x_2 = 0$; степень точности передачи – 7-в; марка стали шестерни и колеса – 40Х; твердость поверхности зуба шестерни и колеса (средняя) – 50 HRC. Испытания проводились при постоянной нагрузке $T_c = 120$ Н·м, при частоте вращения ведущего вала $n_1 = 1500$ мин⁻¹.

© С. А. Гаврилов, Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, Ю. А. Дакало, 2018

*Вісник Національного технічного університету "ХПІ".
Серія: Машинознавство та САПР, №25 (1301) 2018*

В процессе испытаний (через время наработки 0, 515, 1000 и 1400 часов) в реальном масштабе времени, методом тензометрирования фиксировалось полное окружное усилие, действующее на зуб, с выделением динамической составляющей нагрузки, и импульс виброускорения на подшипниковом узле исследуемой передачи, порождаемый входом данного зуба в зацепление. Тем самым устанавливалась корреляционная зависимость между величиной динамической состав-

ляющей нагрузки на тензометрируемом зубе и амплитудой импульса. Затем, используя полученную зависимость, по амплитудам импульсов виброускорений, генерируемыми каждым зубом при входе в зацепление, определялись величины динамических составляющих нагрузки, действующих в каждом зубчатом сопряжении испытываемой пары зубчатых колес. Графики величины динамической составляющей нагрузки в зацеплении и амплитуд виброимпульсов приведены на рис. 1.

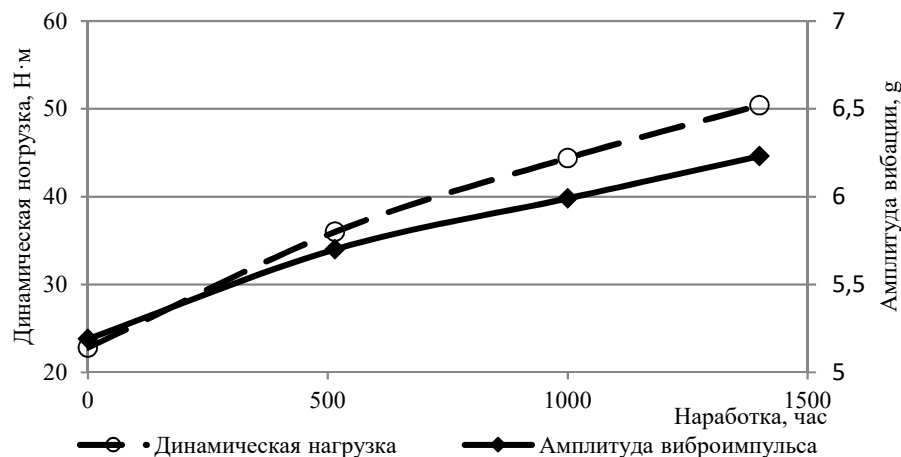


Рис. 1 – Экспериментальные значения вибрации и динамической составляющей нагрузки в зацеплении от наработки при постоянном нагружающем моменте $T_c = 120 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и частоте вращения ведущего вала $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$

Расчёт зубчатых передач на контактную и изгибную выносливость. В основе расчётов зубчатых передач на контактную и изгибную выносливость [1, 2] лежат экспериментально полученные кривые усталости. При этом используются участки кривой усталости: наклонные, соответствующие многоцикло-вой усталости, и горизонтальные участки.

Уравнение кривой усталости на наклонном участке может быть представлено в форме степенного уравнения

$$\sigma_j^m N_{\sigma j} = \sigma_R^m N_0, \quad (1)$$

где N_0 – число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости (базовое число циклов);

σ_R – предел выносливости зубчатого колеса на изгиб или контактную выносливость (σ_{RF} и σ_{RH}), обозначаемые далее единообразно σ_R , т.к. формализация уравнений кривых одинакова, как и предлагаемых уточнений коэффициентов k_v динамической составляющей нагрузки;

$N_{\sigma j}$ – число циклов, соответствующее напряжению σ_j на кривой усталости, при котором наступает усталостное повреждение;

m – показатели углов наклона ветвей кривых усталости.

Базовое число циклов для стальных колёс при изгибе зубьев принято $N_{F0} = (2 \div 5) \cdot 10^6$, при контактных напряжениях $N_{H0} = 30 \cdot \text{HB}^{2.4}$, где HB – твёрдость поверхностей зубьев по Бринеллю [1].

Как видно из уравнения (1) ресурсы зубчатой передачи можно приближенно представлять условной величиной R , раздельно для контактной и изгибной выносливости зубьев, но однотипно по формализации

$$R = \sigma_R^m N_0. \quad (2)$$

Выясним, насколько изменится ресурс передачи, если один из основных коэффициентов – коэффициент внутренней динамики k_v – с течением времени изменяется. В первом приближении примем, что он линейно изменяется в текущем времени $t \rightarrow T$.

$$k_{v(t)} = K_{v0} + (k_{vT} - k_{v0}) \cdot t / T, \quad (3)$$

где K_{v0} – коэффициент динамичности в начальный момент времени,

k_{vT} – значение этого коэффициента в момент времени T , соответствующего моменту инструментальной оценки остаточного ресурса.

Определение динамической составляющей нагрузки. Динамическая составляющая нагрузки определяется как разность максимального окружного и статического окружного усилий

$$\Delta P_d = P - P_c, \quad (4)$$

где P – максимальная динамическая нагрузка, возникающая при входе зуба в зацепление, определяемая экспериментально;

P_c – величина передаваемого статического окружного усилия.

Выражение для коэффициента динамичности имеет вид

$$k_v = 1 + \frac{\Delta P_d}{P_c}. \quad (5)$$

В цензурируемые моменты времени $t = 0; 515; 1000; 1400$ часов было продиагностировано состояние всех сопряжённых зубьев и определены средние для зубчатой пары коэффициенты динамической составляющей нагрузки. По данным рис. 1 рассчитаем по (6) величины коэффициента динамичности (рис. 2).

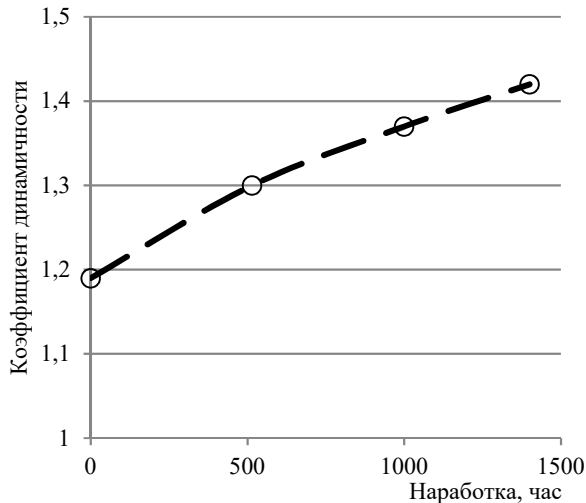


Рис. 2 – Зависимость коэффициента динамичности от наработки

Из рис. 2 видно, что динамическая составляющая нагрузки в зацеплении с наработкой возрастает. Если в момент времени $t = 0$ значение коэффициента динамичности было равно $k_{v0} = 1,19$, то через $t = 1400$ часов наработки значение k_{vT} возросло до 1,43. Такое увеличение коэффициента динамичности свидетельствует об его эквивалентности уменьшению степени точности передачи по параметру плавности работы передачи на две единицы.

Определение коэффициентов повышения повреждаемости. Суммарный повреждающий фактор Π_{Σ} за время наработки T определяется как

$$\Pi_{\Sigma} = \frac{\beta^{\alpha m + 1} - 1}{(\beta - 1)(\alpha m + 1)} \cdot 60nT \cdot (\sigma_{0j} \cdot k_{v0}^{\alpha})^m, \quad (6)$$

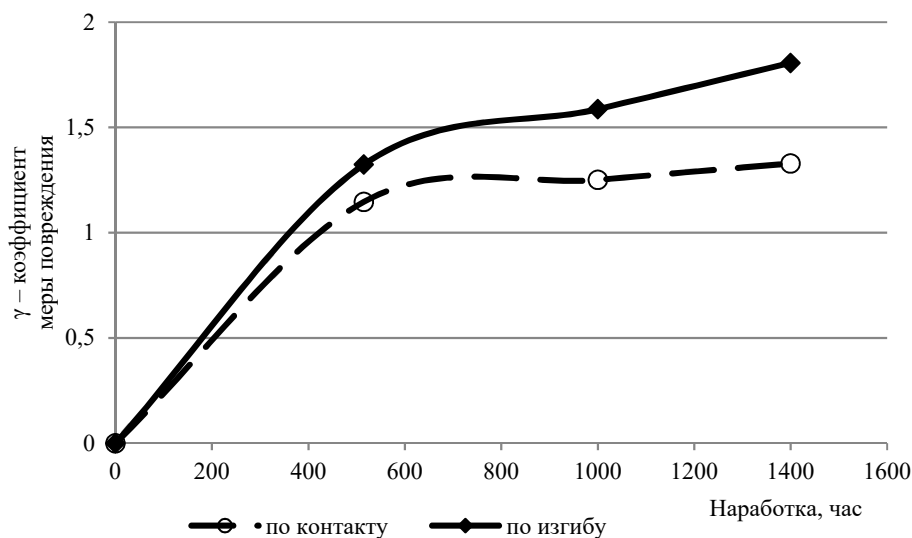


Рис. 3 – Зависимость коэффициентов повреждаемости от наработки

где $\alpha = 1$ при расчете на изгиб, $\alpha = 0,5$ при расчёте на контактную выносливость [1];

n – частота вращения передачи, об/мин;

σ_{0j} – величина напряжения, определяемая нагружающим моментом и параметрами зубьев колеса, без учета усиливающего влияния коэффициента динамичности;

$$\beta = \frac{k_{vT}}{k_{v0}}. \quad (7)$$

В то же время величина

$$\Pi_{\Sigma}(0) = 60nT \cdot (\sigma_{0j} \cdot k_{v0}^{\alpha})^m \quad (8)$$

является мерой повреждения зубчатой передачи за время наработки T при постоянном коэффициенте динамичности, соответствующем начальному моменту времени. Откуда выражение (8) приобретает вид

$$\Pi_{\Sigma} = \Pi_{\Sigma}(0) \cdot \gamma, \quad (9)$$

где коэффициент

$$\gamma = \frac{\beta^{\alpha m + 1} - 1}{(\beta - 1)(\alpha m + 1)} \quad (10)$$

показывает во сколько раз повышается мера повреждения передачи за счёт изменения коэффициента динамичности.

Из (7) находится величина β . По формуле (10) производится расчёт коэффициента γ . После подстановки соответствующего данной передаче значения $m = 6$ определяются мера повреждения γ_F передачи по изгибной выносливости при $\alpha = 1$ и контактной выносливости γ_H при $\alpha = 0,5$.

Графики зависимости величин коэффициентов повышения повреждаемости передачи по изгибной выносливости γ_F и по контактной выносливости γ_H от наработки приведены на рис. 3.

Остаточный ресурс передачи к моменту времени испытаний $t = T$ можно определить из выражения

$$R_{ост} = \sigma_R^m N_0 - \gamma \Pi_{\Sigma}(0). \quad (11)$$

Как было указано выше, изложенный подход был апробирован при проведении ресурсных испытаний двух пар эвольвентных прямозубых зубчатых колес, установленных в замкнутый контур испытательного стенда.

Выводы. Проведенные теоретические и экспериментальные исследования показали, что прогнозный расчет надежности системы, при сохранении постоянных значений величин коэффициентов динамичности, часто является недопустимо завышенным. Отсюда вытекает необходимость уточнения коэффициентов динамичности в процессе эксплуатации зубчатых передач и перерасчет значений остаточных ресурсов в зависимости от уже достигнутой наработки.

Разработанный методический подход послужил основой для создания бортовых вибродиагностических систем мониторинга технического состояния приводных механизмов с функцией оценки остаточного ресурса [3].

Список литературы

1. ГОСТ 21354-87. *Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.*
2. ISO 6336-5-2003. *Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 5: Strength and quality of materials.*
3. Ишин Н. Н. *Динамика и вибромониторинг зубчатых передач.* Минск, Беларусь, наука, 2013. 432 с.
4. Берестнев О. В., Антонюк В. Е., Ишин Н. Н., Гоман А. М., Панов А. Н., Скороходов А. С., Берестнев Я. О., Русецкий В. Н., Александрова В. С., Петина Е. П. *Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения: методические рекомендации.* Минск, БелГИСС, 2009. 115 с.

References (transliterated)

1. GOST 21354-87. *Peredachi zubchatye cilindricheskie jevol'ventnye vneshnego zacepleniya. Raschjot na prochnost* [Gears with cylindrical involute external meshing. Calculation of strength].
2. ISO 6336-5-2003. *Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 5: Strength and quality of materials.*
3. Ishin N. N. *Dinamika i vibromonitoring zubchatyh peredach* [Dynamics and vibration monitoring of gears]. Minsk, Belarus. navuka Publ., 2013. 43 p.
4. *Kompleksnyj kontrol' i povyshenie kachestva zubchatyh privodnyh mehanizmov dlja mashinostroeniya: metodicheskie rekomendacii* [Complex control and quality improvement of gear drives for mechanical engineering: methodical recommendations]. Berestnev O. V., Antonjuk V. E., Ishin N. N., Goman A. M., Panov A. N., Skorokhodov A. S., Berestnev Ja. O., Ruseckij V. N., Aleksandrova V. S., Petina E. P. Minsk, BelGISS Publ., 2009. 115 p.

Поступила (received) 05.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гаврилов Сергій Олексійович (Гаврилов Сергей Алексеевич, Gavrylov Sergii Alekseevich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), директор ПСП "Полтава-Автокомплект"; м. Горішні Плавні Полтавської обл.; тел.: +380675308915; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net

Ишин Микола Миколайович (Ишин Николай Николаевич, Ishin Nikolay Nikolaevich) – доктор технічних наук (Dr. habil. of Eng. S.), доцент, Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, начальник Науково-технічного центру "Кар'єрна техніка"; м. Мінськ, Республіка Білорусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru

Гоман Аркадій Михайлович (Гоман Аркадий Михайлович, Goman Arkadiy Mikhailovich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, начальник відділу; м. Мінськ, Республіка Білорусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Скороходов Андрій Станіславович (Скороходов Андрей Станиславович, Skorokhodov Andrey Stanislavovich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, провідний науковий співробітник; м. Мінськ, Республіка Білорусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Дакало Юрій Олександрович (Дакало Юрий Александрович, Dakalo Yuriy Aleksandrovich) – Брестський державний технічний університет, старший викладач; м. Брест, Республіка Білорусь; тел.: (+375-29) 823-80-64.