

УДК 621.833:531.3

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ПОКРЫТИЕМ

*канд. техн. наук, доц. Н.Н. ИШИН, канд. техн. наук, доц. А.М. ГОМАН,  
канд. техн. наук, доц. Ю.Л. СОЛИТЕРМАН, канд. техн. наук А.С. СКОРОХОДОВ,  
канд. техн. наук Я.О. БЕРЕСТНЕВ, Л.М. АНТЮШЕНЯ  
(Институт механики и надежности машин НАН Беларуси, Минск)*

*Изложены теоретические подходы оценки эффективности применения покрытий, нанесенных на рабочие поверхности зубьев, по критериям динамической нагруженности и виброактивности зубчатых передач. Приведено описание опытных образцов, испытательного оборудования, а также результаты экспериментальных исследований.*

**Введение.** Основные динамические нагрузки в зубчатых передачах возникают при входе зубьев в зацепление и вызваны ударами двух характерных видов: кромочным и срединным. Одним из возможных методов уменьшения этих ударных нагрузок является их демпфирование поверхностными слоями зубьев. Способность материала воспринимать динамические нагрузки характеризуется ударной вязкостью. Применение современных методов нанесения покрытий с наноструктурными наполнителями на поверхность зубьев позволяет существенно улучшить эксплуатационные характеристики зубчатых колес [1 - 3]. Наноструктурные кристаллические зерна обладают не только высокой термической стабильностью, но и эффективно тормозят движение дислокаций, что придает покрытиям сверхвысокую прочность и, в некоторых случаях, сверхвысокую ударную вязкость. Так, например, наноструктурное покрытие на основе никеля, полученное при использовании высокоскоростных кислородосодержащих струй методом термического напыления в лабораториях USI (University of California, Irvine) [1], значительно повышает микротвердость, износостойкость и ударную вязкость по сравнению с обычной структурой материала. Такое увеличение составляет от 16 до 63 % в зависимости от метода измельчения материала и способа получения покрытия.

Целью работы является разработка экспериментально-аналитических методов оценки эффективности применения покрытий на эксплуатационные характеристики зубчатых передач.

Результаты и их обсуждение. Экспериментальные исследования показали, что максимальное увеличение динамической нагрузки зубчатого венца, возникающее при входе зуба в зацепление может быть описано в соответствии с теорией удара выражением [4 - 6]:

$$U = \varphi V_o \sqrt{C m_{red}}, \quad (1)$$

где  $m_{red} = \frac{m_1^r m_2^r}{m_1^r + m_2^r}$  – приведенная масса зубчатой передачи;  $m_1^r, m_2^r$  – приведенные к начальной окружности массы зубчатых колес;  $C$  – жесткость зацепления зубчатой пары;  $V_o$  – скорость удара;  $\varphi$  – коэффициент демпфирования силы удара, зависящий от податливости валов и опор.

Скорость кромочного удара определяется как [5]

$$V_o = \omega_2 \sqrt{2\delta\rho}, \quad (2)$$

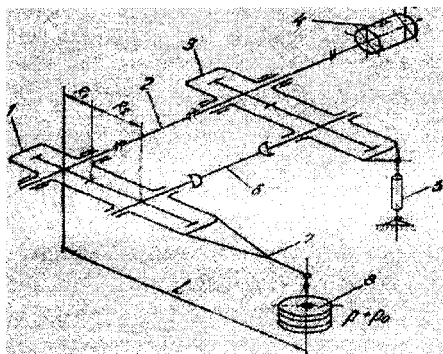
где  $\omega_2$  – угловая скорость ведомого колеса;  $\delta$  – суммарная погрешность зубчатого зацепления, включающая погрешность шага и деформацию зубьев под нагрузкой;  $\rho$  – приведенный радиус кривизны поверхностей зубьев в точке контакта.

Эффективность демпфирующей способности покрытия зубьев предлагается оценивать экспериментально по величине максимальной динамической нагрузки в зацеплении. Для этой цели рекомендуется использовать коэффициент демпфирования  $\beta$ , определяемый как

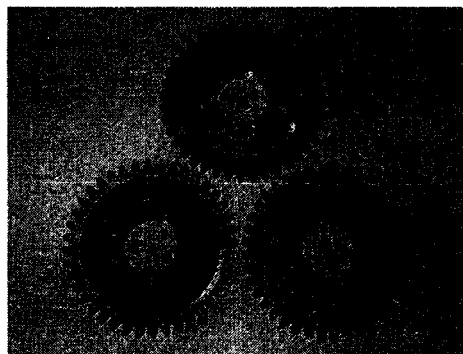
$$\beta = \frac{U_c}{U}, \quad (3)$$

где  $U_c, U$  – динамические нагрузки передач с покрытием зубьев и без него соответственно.

Эти величины определяются экспериментально при стендовых испытаниях. Принципиальная схема стенда для испытания отдельных пар зубчатых колес показана на рис. 1, а. Вращение замкнутого контура осуществляется с помощью электродвигателя 4 постоянного тока, позволяющего плавно установить необходимое число оборотов (от 50 до 1600 об/мин) испытываемых зубчатых колес. Электродвигатель 4 соединяется с редуктором 3 упругой муфтой. Испытываемые зубчатые колеса смазываются маслом марки Индустриальное 20, поступающим из масляной станции в зону зацепления и по стоку возвращающимся в масляную станцию. Стенд оборудован счетчиком циклов и устройством контроля температуры масла в редукторах.



а)



б)

Рис. 1. Схема стенда для испытания зубчатых колес (а) и экспериментальные образцы зубчатых колес (б):  
1 и 3 - редукторы с испытываемыми зубчатыми колесами; 2 и 6 - соединительные валы;  
4 - электродвигатель; 5 - домкрат; 7 - рычаг; 8 - груз

Для проведения сравнительных стендовых испытаний зубчатых пар на износостойкость, динамическую нагруженность и виброакустическую активность изготовлены 5 пар экспериментальных зубчатых колес (рис. 1, б). На зубчатые венцы одной пары нанесены никелевые покрытия, другой пары - никелевые покрытия с наноразмерными наполнителями толщиной 20.. 25 нм. Дисперсность частиц триоксида вольфрама ( $WO_3$ ) 25...30 нм, метод покрытия - электрохимический.

Экспериментальные зубчатые колеса имеют следующие параметры: материал - сталь 40X; модуль  $m=3$  мм; число зубьев  $Z=40$ ; угол зацепления  $\alpha=20^\circ$ ; ширина венца  $b=10$  мм; твердость 45..50 HRC; термообработка - закалка ТВЧ.

Одним из основных факторов, от которого в большой степени зависит величина динамической нагруженности передач, является точность изготовления зубчатых колес. Она определялась путем поэлементной проверки в центральной измерительной лаборатории МЗОР после их изготовления, объединения в пары и обкатки на стенде с разомкнутым контуром в течение 25 часов для каждой экспериментальной пары колес, затем после нанесения покрытий на зубчатый венец.

При подготовке испытаний на три зуба испытуемого колеса наклеивались тензорезисторы, причем каждый из трех зубьев с тензодатчиками имел свой тензомост и измерительный канал. На подшипниковые узлы тензометрируемых колес устанавливались посредством шпилек пьезоэлектрические датчики виброускорений, выходы которых подключались к входным гнездам многоканальной микропроцессорной системы сбора и обработки измерительной информации, разработанной и изготовленной в ИМИНМАШ НАН Беларуси. Эта система работает в реальном масштабе времени, позволяет одновременно фиксировать несколько процессов и помещать информацию в цифровом виде в память компьютера для дальнейшей обработки. Зубчатые колеса при проведении экспериментальных работ подбирались в пары так, чтобы тензометрируемый зуб во всех опытах входил в зацепление при одном и том же отклонении шага зацепления. Отклонения остальных геометрических параметров (радиальное биение, погрешность направления зуба и др.) имели близкие значения величин на всех экспериментальных колесах и соответствовали величинам погрешностей для зубчатых колес 7-й степени точности по ГОСТ 1643-81.

В процессе проведения испытаний одновременно фиксировались в реальном масштабе времени полное окружное усилие на зубе и виброускорения на подшипниковых узлах тензометрируемых зубчатых колес.

Сравнительную оценку динамических качеств зубчатых передач проводят, как правило, на холостом ходу, поскольку в этом случае уменьшается погрешность измерения величины амплитуды ударного взаимодействия зубьев, обуславливаемая деформацией элементов передачи под нагрузкой.

Скорость вращения при испытаниях варьировалась от 100 до 1600 об/мин. Статическая нагрузка в контуре стенда на холостом ходу была 0,3 кНм. При росте скорости вращения до 300...360 мин<sup>-1</sup> особых

отличий в форме сигналов нагруженности зубьев не отмечалось, поскольку на низких скоростях вращения динамическая нагруженность зубчатого зацепления незначительна. С дальнейшим ростом скорости вращения характер динамической нагруженности зацепления обычной зубчатой пары существенно отличался от динамической нагруженности зубчатой пары с покрытием.

В качестве примера, на рис. 2 а, б представлены осциллограммы изменения нагруженности зубчатого зацепления колес без покрытий поверхностей зубьев и с никелевым покрытием зубьев. Полная удельная окружная сила, действующая в зацеплении:  $W_t = W_{ст} + W_v$ , где  $W_{ст}$  – удельная окружная сила от статического момента,  $W_v$  – удельная окружная динамическая сила.

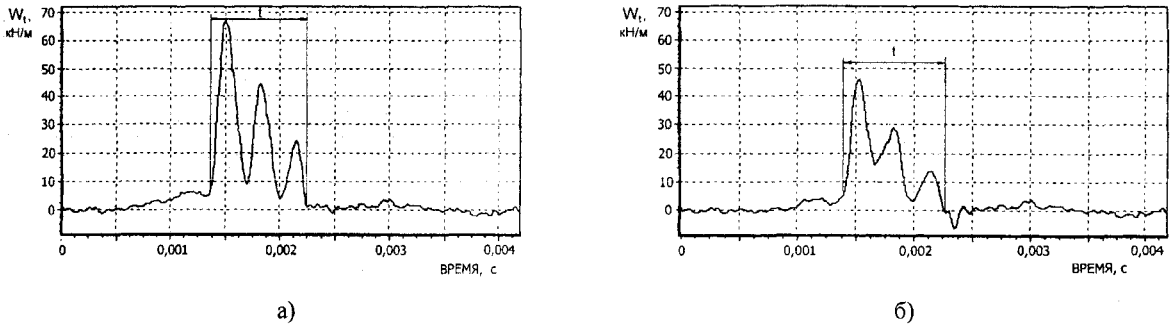


Рис. 2. Изменение нагрузки на зубе при скорости вращения ведущей шестерни  $1500 \text{ мин}^{-1}$  на холостом ходу: а - зубчатые колеса без покрытия; б - с никелевым покрытием зубьев; t - время нахождения зуба в зацеплении

Выражения определения динамической составляющей нагрузки на основе рассмотрения приведенной одномассовой динамической модели, совершающей свободные незатухающие колебания (рис. 3, а), рассмотрены ниже.

Демпфирующие свойства покрытия могут быть оценены, в первом приближении, при помощи представленной модели посредством введения в нее демпфирующего элемента (рис. 3, б).

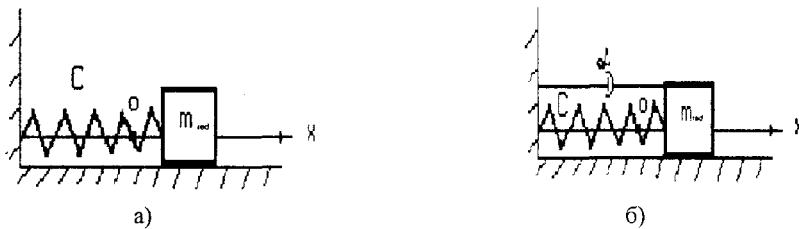


Рис. 3. Приведенные динамические модели зубчатой передачи

Для модели (см. рис. 3, а) дифференциальное уравнение движения имеет вид:

$$m_{red} \ddot{x} + Cx = 0. \tag{4}$$

Для модели с покрытием (рис. 3, б):

$$m_{red} \ddot{x} + \alpha \dot{x} + Cx = 0. \tag{5}$$

Для определения максимального значения динамической нагрузки необходимо проинтегрировать эти уравнения при следующих начальных условиях:  $t = 0, x_0 = 0, \dot{x}_0 = V_0$ .

Максимальное значение динамической нагрузки определяется из выражений (6), (7):

- в передаче без покрытия зубьев:

$$U = V_0 \sqrt{Cm_{red}}; \tag{6}$$

- в передаче с покрытием зубьев:

$$U_c = V_0 \sqrt{Cm_{red}} \exp\left(-\frac{\pi n}{2k}\right), \tag{7}$$

где  $n = \frac{\alpha}{2m}$ ;  $k = \sqrt{\frac{C}{m_{red}}}$ .

Из (3) с учетом (6), (7) получим выражение для определения коэффициента затухания  $\alpha$  через инерционно-жесткостные параметры передачи  $m_{red}$ ,  $C$  и экспериментально определенный коэффициент  $\beta$ :

$$\alpha = -4\sqrt{Cm} \ln(\beta) / \pi. \quad (8)$$

Демпфирующие характеристики покрытия могут быть оценены при помощи логарифмического декремента затухания, который определяется из выражения:

$$\delta = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \ln \frac{A_i}{A_{i+1}}, \quad (9)$$

где  $A_i, A_{i+1}$  – амплитуды в начале  $i$  и  $i+1$  циклов колебаний;  $k$  – число циклов колебаний.

Статистическая обработка результатов испытаний показала, что покрытие зубьев может уменьшить величину динамической нагрузки и увеличить декремент затухания до 30 %.

Обнаруженное в эксперименте снижение динамических нагрузок в зацеплении приводит к соответствующему снижению контактных и изгибных напряжений на зубьях зубчатых колес и повышению их ресурса. В свою очередь, увеличение логарифмического декремента затухания должно привести к дополнительному повышению контактной и изгибной выносливости зубчатых передач с покрытием зубьев.

Оценка виброакустических характеристик зубчатых передач может быть выполнена при помощи метода [7], в котором рассматривается двухмассовая динамическая модель, учитывающая упругие свойства трансмиссионных валов.

В качестве критерия снижения виброактивности динамической системы в результате введения новых конструктивных элементов или изменения параметров системы может быть использовано отношение виброускорений, как было предложено в [8]. Этот критерий выражается в виде:

$$H_j = \left| \ddot{x}_{2j} \right|_{\max} / \left| \ddot{x}_{1j} \right|_{\max} \quad (j=1,2) \quad (10)$$

где  $\ddot{x}_{1j}, \ddot{x}_{2j}$  – виброускорения сравниваемых вариантов (1 и 2) для  $j$ -того элемента ( $j=1$  для шестерни,  $j=2$  для колеса).

Используем описанный выше метод для сравнения динамических характеристик зубчатых передач с покрытием зубьев и без покрытия. Динамические нагрузки в передаче могут быть определены на основании теории удара в предположении, что контакт зацепляющихся зубьев начинается при скорости удара  $V_0$ . Динамическая модель передачи в обоих случаях может быть представлена в виде цепной двухмассовой системы. Различие между рассматриваемыми системами заключается в ведении демпфирующего элемента в динамическую модель передачи с покрытием зубьев. Решение этих задач осуществляется интегрированием дифференциальных уравнений систем при заданных начальных условиях. Для двухмассовой системы:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 - c_m (x_2 - x_1) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 x_2 + c_m (x_2 - x_1) = 0 \end{cases}, \quad (11)$$

при начальных условиях:  $t = 0, \quad x_1(0) = x_2(0) = 0, \quad \dot{x}_1(0) = V_0, \quad \dot{x}_2(0) = 0$ .

Для двухмассовой системы с покрытием зубьев:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 - \alpha (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_1 x_1 - c_m (x_2 - x_1) = 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + \alpha (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 x_2 + c_m (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (12)$$

при тех же начальных условиях,

где  $m_1, m_2$  – соответственно массы шестерни и колеса;  $c_1, c_2$  – жесткости валов шестерни и колеса соответственно;  $c_m$  – жесткость зубчатого зацепления.

Решение систем дифференциальных уравнений (11) и (12) при указанных начальных условиях находится при помощи собственных форм колебаний. Подставляя эти решения в (10), получим зависи-

мость между критериями  $H_1$  и  $H_2$  для шестерни и колеса соответственно и собственными формами сравниваемых вариантов конструкции:

$$H_1 \approx \frac{\sum_{i=1}^2 (|h_{1i}^*| p_i^* / M_i^*)}{\sum_{i=1}^2 (|h_{1i}| p_i / M_i)}, \quad H_2 \approx \frac{\sum_{i=1}^2 [(h_{2i}^*)^2 p_i^* / M_i^*]}{\sum_{i=1}^2 (h_{2i}^2 p_i / M_i)}, \quad (13)$$

где  $p_1, p_2$  – собственные частоты колебаний зубчатых колес обычной передачи;  $p_1^*, p_2^*$  – собственные частоты колебаний зубчатых колес с покрытием зубьев;  $h_{1i}, h_{2i}$  – амплитудные значения собственных форм колебаний зубчатых колес;  $h_{1i}^*, h_{2i}^*$  – амплитудные значения собственных форм колебаний зубчатых колес с покрытием зубьев;  $M_1, M_2$  – обобщенные массы зубчатых колес;  $M_1^*, M_2^*$  – обобщенные массы зубчатых колес с покрытием зубьев.

Из (13) очевидно, что снижение виброактивности определяется собственными формами колебаний и зависит только от их параметров.

Выполненные на основании полученных экспериментальных данных расчеты показывают, что критерий снижения виброактивности составляет при наличии покрытия по сравнению с обычной передачей около 0,7.

Существующие стандартизованные зависимости определения контактных и изгибных напряжений на зубьях зубчатых колес и долговечности колес по изгибной и контактной выносливости [9] позволяют по полученной экспериментально величине  $p$  численно оценить положительное влияние покрытия зубьев на их нагруженность и долговечность. Контактное напряжение на рабочих поверхностях зубьев в полюсе зацепления пропорционально корню квадратному от коэффициента внутренней динамической нагрузки  $K_{Hv}$ , а расчетная долговечность по контактной выносливости поверхностей зубьев рассматриваемой передачи пропорциональна контактным напряжениям в 6-й степени. Изгибное напряжение в галтели зуба пропорционально коэффициенту внутренней динамической нагрузки при расчете на изгиб  $K_{Fv}$ , а расчетная долговечность для цементированных зубчатых колес по изгибной выносливости зубьев пропорциональна напряжениям в 9-й степени. В соответствии с результатами эксперимента, приведенными на рис. 1, коэффициент уменьшения динамической нагрузки  $\beta$  в передаче с покрытием, по сравнению с обычной передачей, составляет 0,7. Результаты расчетного снижения контактных и изгибных напряжений ( $\sigma_H / \sigma_H^p$ ) и ( $\sigma_F / \sigma_F^p$ ), а также повышения долговечности передачи ( $L_H^p / L_H$ ) и ( $L_F^p / L_F$ ) по контактной и изгибной выносливости при применении покрытия при различных значениях коэффициентов внутренней динамической нагрузки приведены в таблице.

Использованная технология электрохимического нанесения никеля, к сожалению, не обеспечивает достаточной адгезии покрытия с материалом опытных зубчатых колес и не позволяет в полной мере реализовать преимущества предлагаемого метода повышения нагрузочной способности передач. Тем не менее полученные теоретические и экспериментальные результаты подтверждают эффективность предлагаемого подхода и дают основание утверждать перспективность и целесообразность продолжения работ в указанном направлении.

Результаты расчетного повышения эффективности применения покрытия зубьев

Параметры	Результаты расчета			
	1,1	1,2	1,3	1,4
$K_{Hv}$	1,07	1,14	1,21	1,28
$\sigma_H / \sigma_H^p$	1,014	1,026	1,037	1,046
$L_H^p / L_H$	1,09	1,17	1,24	1,31
$K_{Fv}$	1,1	1,2	1,3	1,4
$K_{Fv}^p$	1,07	1,14	1,21	1,28
$\sigma_F / \sigma_F^p$	1,028	1,053	1,074	1,094
$L_F^p / L_F$	1,28	1,59	1,91	2,24

### Заключение

Предложенные в работе динамические модели позволяют на стадии отработки технологических процессов нанесения покрытий выбрать их рациональные параметры.

Разработанные методы оценки эффективности применения покрытий, нанесенных на рабочие поверхности зубьев зубчатых передач, предоставляют возможность выбора материала и структуры покрытия зубьев на базе критерия минимизации динамических нагрузок и виброактивности.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Nanotechnology in the nearest decade. The forecast of a research direction / G. Whitesides, D. Aigler, R. Anders, etc., 2002. - 292 p.
2. Denis T. Quinto. Gear Solution Online: Features: PVD Coating for Improved Gear Production. [www.gearsolutiononline.com/articles/pvd0104.htm](http://www.gearsolutiononline.com/articles/pvd0104.htm).
3. Gear Solution Online: Features: Surface Coating for Superior Gears / van der Kolk et al. [www.gearsolutiononline.com/articles/bodycote0803.html](http://www.gearsolutiononline.com/articles/bodycote0803.html).
4. Петрусевиц А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. - М.: Изд-во АН СССР, 1956. - 134 с.
5. Абрамов В.М. Колебания прямозубых зубчатых колес. - Харьков: ХГУ, 1968. - 175 с.
6. Берестнев О.В., Гоман А.М., Ишин Н.Н. Аналитические методы механики в динамике приводов. - Мн.: Навука і тэхніа, 1992. - 238 с.
7. Soliterman Y.L., Goman A.M. Reliability forecasting of gear units in accounting of meshing dynamics. - 4th World Congress on Gearing and Power Transmission. - Paris: CNIT, 1999. - P. 2389 - 2394.
8. The Approximate Analysis and Control of Dynamic Systems by Natural Forms. Proceedings of the IUTAM / O.V. Berestnev, A.M. Goman, Y.L. Soliterman, G.Y. Panovko // IFToMM Symposium on Synthesis of Nonlinear Dynamical Systems. - Riga: Technical University, 1998. - P, 19 - 20.
9. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.