

УДК 622.015.002.5

С.В. Белодеденко, В.И.Гануш, А.С.Иваница

**АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ПОИСК ФУНКЦИЙ
РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТЕЙ И ФАКТОРНАЯ
МОДЕЛЬ СРОКА СЛУЖБЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Актуальной проблемой современного машиностроения, является разработка методов оценки долговечности с учетом вероятностных свойств механической системы на основе формирования нагруженности элементов привода, где отражены стохастические свойства рабочего процесса. В основе методов лежит статистическая информация о технологических параметрах работы оборудования, устоявшихся в конкретных условиях его эксплуатации.

На настоящем этапе развития производства практический интерес представляет задача мониторинга технического состояния механического оборудования. Для этого необходимо отслеживать параметры технического состояния. В качестве таких параметров можно использовать наработки механической системы по времени и по объему производства. Поэтому целью данной работы является составление алгоритма определения гарантированной долговечности для зубчатых передач и его реализация в виде программы с целью автоматизации проектных расчетов, а также с целью планирования обслуживания по техническому состоянию. Моделирование, проектирование и эксплуатация механического оборудования не возможны без использования компьютерных технологий и программного обеспечения. В данной работе используются электронные таблицы Excel, которые позволяют персоналу определить сроки службы зубчатых передач при различных условиях эксплуатации.

В качестве показателей надежности используется функция распределения долговечности, представляющая связь числа оборотов зубчатого колеса (шестерни) с вероятностью разрушения зубьев. Если перейти от чисел оборотов к календарному времени (часы, годы) или к объему выполненной работы, то определится гамма-процентный ресурс, по которому оценивается гарантированный срок службы.

Новизной метода является учет эксплуатационной и конструкционной нестационарности нагружения.

Основными видами поверхностного разрушения зубьев передачи являются усталостное, абразивное, адгезионное, коррозионно-механическое, при заедании. Механизм, характер, скорость изнашивания зубчатых колес зависит от контактных напряжений, температуры, свойств конструкционных и смазочных материалов. Некоторые виды поверхностного разрушения (заедание) приводят к интенсивному износу и быстрому выходу из строя зубчатой передачи. К основным видам отказов относят также излом зуба у основания, вследствие циклических напряжений изгиба, а также контактная усталость активной поверхности зубьев.

Алгоритм нахождения ФРД и сроков службы зубчатых колес

Стохастические свойства нагрузки в алгоритме отражены посредством коэффициента вариации внешнего фактора $V_{yэ}$, а сопротивление усталости зубчатых колес передачи, соответственно коэффициентом вариации внутреннего фактора $V_{aH(F)}$.

1. Найти напряжения ступени для 6 ступеней блока.

$$\sigma_{H(F)_i} = f(M_i) \quad (1)$$

2. Для каждой ступени $\sigma_{H(F)_i}$ по кривой усталости находится

величина элементарного повреждения $d_{HF_i}^{-1} = N_{H(F)_i}$:

$$N_{H(F)_i} = 10^{m \cdot (\lg \sigma_R - \lg \sigma_{H(F)_i}) + \lg N_G} \quad (2)$$

где, $\lg N_G$ - предел неограниченной долговечности ($\lg N_G = 7$ - для σ_H ; $\lg N_G = 6,6$ - для σ_F);

σ_R - предел выносливости.

Если $\sigma_{HF(i)} > 0,8\sigma_{R_{H(F)}}$, то:

$m_F = 9$ - изгиб циклический;

$m_H = 6$ - контактная усталость.

При $\sigma_{FH(i)} < 0,8 \cdot \sigma_{R_{H(F)}}$, то

$m_F = 40$ - изгиб циклический;

$m_H = 150$ - контактная усталость;

$$d_i = 0$$

3. Определяется медианная итоговая долговечность

$$n_o = \frac{a}{\sum_i c_i \cdot d_i} = \frac{a}{\sum_i (c_i / N_i)} \quad (3)$$

Величина a выбирается, исходя из формы блока, которым схематизирован рабочий процесс.

4. Определяется эксплуатационные составляющие среднеквадратического отклонения ступеней напряжения блока

$$CKO_{N_i} = \frac{1}{2} \cdot V_{M_i} \cdot \sigma_{H_i}; \quad (4)$$

$$CKO_{F_i} = V_{M_i} \cdot \sigma_{F_i}.$$

5. Определяем среднеквадратические отклонения элементарных повреждений

$$CKO_{dF_i} = m_F \cdot V_{M_i} \cdot 0,75 \cdot (N_{F_i}^{-1});$$

$$CKO_{dH_i} = \frac{1}{2} \cdot m_H \cdot V_{M_i} \cdot (N_{H_i}^{-1}). \quad (5)$$

Для $\sigma_{F(H)_i} < 0,8 \cdot \sigma_{R_F(H)}$ этот расчет не выполнять.

6. Определяем коэффициент вариации внешнего эксплуатационного фактора

$$V_{yэ} = \frac{\sqrt{\sum c_i^2 \cdot CKO_{dH(F)_i}^2}}{\sum c_i \cdot d_i} = \sqrt{\sum c_i^2 \cdot CKO_{dH(F)_i}^2} \cdot a \cdot n_o. \quad (6)$$

7. Определяем коэффициент вариации внутреннего фактора

$$V_{aH(F)} = 2,3 \cdot S_{lg RH(F)}, \quad (7)$$

$$S_{lg RH} = 0,24;$$

где, $S_{lg RF} = 0,13$, СКО ресурса при контактной усталости и циклическом изгибе.

т.е. в данном случае $V_{aH} = 0,552$, $V_{aF} = 0,3$.

8. Находим СКО итогового логарифма долговечности

$$S_{lg n_o} = \frac{\sqrt{V_{aH(F)}^2 + V_{yэ}^2 + V_{H(F)}^2}}{2,3}. \quad (8)$$

9. Находим медианный логарифм итоговой долговечности

$$\overline{\lg n_o} = (\lg \overline{n_o} - 1,15 \cdot S_{\lg n_o}^2) \quad (9)$$

10. Находим коэффициент вариации логнормального распределения долговечности:

$$V = \frac{S_{\lg n_o}}{\overline{\lg n_o}} \quad (10)$$

11. Находим ФРД в виде

$$\lg n_{op} = \overline{\lg n_o} \cdot (1 + U_p \cdot V), \quad (11)$$

где, U_p - квантиль нормального распределения.

12. Определяем долговечность в оборотах зубчатого колеса при $U_p = 0$ и $U_p = -2$.

$$\overline{N} = 10^{\overline{\lg n_o}} \text{ и } N_\Gamma = 10^{\lg n_{op}}. \quad (12)$$

13. Получаем гарантированный и средний срок службы:

- в часах:

$$\overline{T} = \frac{\overline{N}}{60 \cdot n} \text{ и } T_\Gamma = \frac{N_\Gamma}{60 \cdot n}, \quad (13)$$

где, n - средняя частота вращения колеса в $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$,

- в годах:

$$\overline{T'} = \frac{\overline{T}}{\Pi} \text{ и } T'_\Gamma = \frac{T_\Gamma}{\Pi}, \quad (14)$$

где, $\Pi = 1000 \frac{\text{час}}{\text{год}}$ - годовая загрузка ротора в часах,

- в объеме переработанной рыхлой породы

$$\overline{V} = \overline{T} \cdot \overline{Q}, \quad V_\Gamma = T_\Gamma \cdot \overline{Q}, \quad \text{м}^3 \quad (15)$$

Если $\overline{Q} = 3582 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}$ - часовая производительность (по полученному

спектру),

или

$$\overline{V'} = \overline{T'} \cdot \overline{Q'}, \quad V'_\Gamma = T'_\Gamma \cdot \overline{Q'}, \quad \text{млн.м}^3 \quad (16)$$

$$\overline{Q'} = 3,5 \frac{\text{млн.м}^3}{\text{год}}$$

Если - годовая производительность (по зарегистрированной производительности).

Факторная модель

Использование компьютерных программ позволяет производить многовариантные расчеты, которые вытекают из принципов оптимизационно-поискового проектирования. Результаты расчетов объединяются факторными моделями, по которым удобно принимать решения, как на стадии проектирования, так и на стадии эксплуатации. В качестве примера рассмотрен расчет зубчатых передач тяжелых редукторов роторного колеса экскаватора, для которого предварительно по экспериментальным исследованиям был сформирован режим общей нагруженности привода.

Модель составляется для зубчатых передач редукторов привода роторного колеса экскаватора. Роторное колесо с ковшами закреплено в середине вала, приводимого во вращение двумя одинаковыми редукторами, расположенными на противоположных его концах. Четырехступенчатые редуктора имеют такие особенности:

1. На 3 ступени поток мощности разделяется на три и тихоходное колесо вращается от трех сателлитных шестерен;
2. Тихоходным валом редуктора является вал роторного колеса, соединенный шлицами со ступицей тихоходного колеса;
3. Тихоходное колесо состоит из четырех «подрессоренных» зубчатых венцов шириной по 100 мм;

Наиболее напряженными, как по контакту, так и по изгибу являются зубья шестерен 4 ступени. Они имеют значительные запасы прочности при проектных условиях работы. Но неравномерность загрузки приводов ведет к тому, что правый редуктор работает при нагрузках выше расчетных.

Наиболее низкие по механическим свойствам стали, которые используются в редукторостроении ($\sigma_{RH} = 770 \text{ МПа}$; $\sigma_{RF} = 600 \text{ МПа}$), не обеспечивают достаточной долговечности передачи. По модели можно определить необходимый уровень характеристик сопротивления усталости для среднего срока службы $T = 21000$ час.

Расчет выполнен для (рис. 1):

$$\sigma_{RF} = 600 \text{ МПа}; 700 \text{ МПа}; 800 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{RH} = 770 \text{ МПа}; 830 \text{ МПа}; 900 \text{ МПа}.$$

Для получения модели срока службы зубчатых колес в программе, реализующей алгоритм, выполненной в среде

электронных таблиц Excel, были проведены расчеты для четырех ступеней левого и правого редукторов привода ротора экскаватора при трех режимах нагружения. Таким образом, было проведено 24 расчета.

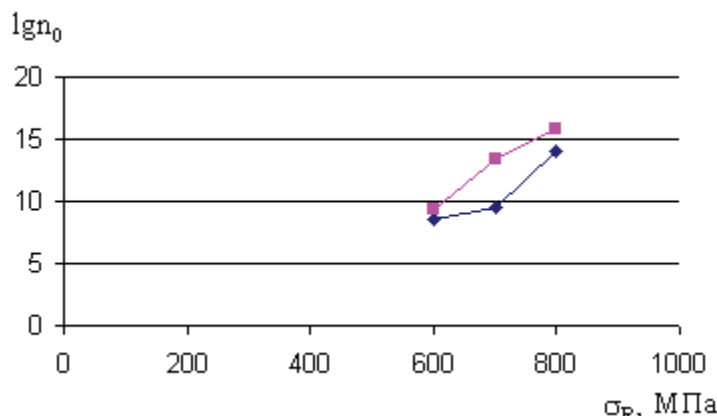


Рисунок 1 - График зависимости долговечности зубчатого колеса и шестерни от предела выносливости стали

Таблица 1

Срок службы шестерен 4 ступени

$\sigma_{RH}(F)$	Правый редуктор				Левый редуктор			
	I режим			II режим	I режим			II режим
	T, час	T _г , час	V, млн. м ³	T _г , час	T, час	T _г , час	V, млн. м ³	T _г , час
σ_{RH} :								
770	8700	2580	30	4530	63000	17400	221	118000
830	16000	4610	56	9150	н/о	27300	348	н/о
900	26000	7500	91	34200	н/о	52600	1291	н/о
σ_{RF} :								
600	2700	451	9	8180	н/о	12100	405	н/о
700	11000	1640	38	н/о	н/о	27200	2174	н/о
800	40000	4170	140	н/о	н/о	н/о	н/о	н/о

н/о – неограниченный срок службы по усталости

В качестве результатов расчета предлагается долговечность n_0 в числе оборотов, а такие сроки службы T в часах и T' годах работы или в кубометрах (V), в миллионах кубометров (V') переработанной рыхлой породы. Даны их средние (медианные) значения и гарантированные (с индексом г).

Модели для среднего срока службы в часах:

для контактной усталости

$$\lg T_H = 4,4 + 0,35 \cdot X_{1H} - 0,21 \cdot X_2 - 0,11 \cdot X_{1H} \cdot X_2 + 0,053 \cdot X_1^2, \quad (17)$$

для циклического изгиба

$$\lg T_F = 5,4 + 1,43 \cdot X_{1F} - 1,71 \cdot X_2 - 1,25 \cdot X_{1F} \cdot X_2 + 0,57 \cdot X_2^2. \quad (18)$$

$$X_{1H} = \frac{\sigma_{RH} - 835}{65}; X_{1F} = \frac{\sigma_{RF} - 700}{100}; X_2 = \frac{V_M - 0,35}{0,15}.$$

где,

Из моделей видно, что уровень свойств по сопротивлению контактной усталости слабо влияет на долговечность, в то время, как предел выносливости по изгибу играет решающую роль в обеспечении надежности передачи. Фактор широты спектра, оцениваемый величиной V_M , также более значим при отказах по усталости зуба. Однако, уровень среднего момента – наиболее существенный фактор внешнего воздействия при любых видах отказов. Это видно по разнице сроков службы зубчатых передач левого и правого редукторов, средний момент которых разнится на 40%.

По моделям (17), (18) характеристики сопротивления усталости приняты равными $\sigma_{RH} = 890 \text{ МПа}$; $\sigma_{RF} = 755 \text{ МПа}$. По этим величинам может быть выбран материал, который обеспечит заданный срок службы.

Заключение

В данной работе на основе созданной методики проализированы отказы зубчатых колёс приводного редуктора по основным процессам постепенных отказов – циклического изгиба и контактной усталости. Найдены области, где срок службы лимитируется контактными, а где изгибными напряжениями. Расчет приведен для 3-х режимов нагружения.

Предложенный алгоритм позволяет определять долговечности и сроки службы зубчатых колес. Его реализация в среде электронных таблиц Excel дает возможность автоматизировать расчет и выполнить его для различных вариаций нагружения и свойств материала, из которого изготавливается зубчатое колесо, что позволяет выбрать материал с необходимыми характеристиками для достижения требуемой долговечности и срока службы колеса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белодеденко С. В. Оценка безопасной долговечности элементов конструкций при проектировании и эксплуатации технологического оборудования // Завод. Лаб. Диагностика материалов. – 2005. - №6. – с. 40-46.

Получено 17.03.2008 г.