

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ
СВОЙСТВ ИЗДЕЛИЙ ПО МАГНИТНОМУ
ПАРАМЕТРУ**

Власовец В.М., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства имени Петра Василенко*

Выполнена оценка влияния однородности свойств покрытия и стабильности процесса его нанесения на уровень эксплуатационных свойств по коэрцитивной силе. Вероятность отказа шлицевого вала для стабильных условий нанесения покрытия составила - 0,04%, при нарушении - 0,21%.

Актуальность. Определение оптимальных параметров нанесения покрытия, а также его состава ещё недостаточно для обеспечения высокого уровня свойств. Особенно важны эксплуатационные показатели. После реновации изношенной поверхности особенно важна стабильность свойств наносимого покрытия и технологичность обработки. Одним из эффективных методов оценки однородности свойств покрытия может служить коэрцитивная сила (H_c). Её показания позволят прогнозировать эксплуатационную стойкость, в частности, - вероятность отказа детали.

Известно [1,2], что традиционный детерминистский подход не является на сегодняшний день удовлетворительным с точки зрения надежности. Поэтому необходима методика, которая учитывала бы вероятностный характер изменения свойств материалов, с тем, чтобы надежность деталей после реновации можно было оценивать на этапе нанесения покрытий. В этом случае в явном виде задаются свойства материала, которые в свою очередь влияют при известных нагрузках и допусках на конструктивные размеры деталей распределение напряжений и прочности при эксплуатации. Если оба эти распределения определены, то можно вычислить вероятность безотказной работы детали (рис. 1).

При этом под мерой надежности понимается вероятность того, что максимальное напряжение, возникающее под действием нагрузки, не превысит прочности детали, т.е.:

$$N_{\text{нок}} = P(R > S), \quad (1)$$

где $N_{\text{нок}}$ - показатель надежности; P - вероятность события; R - прочность элемента; S - действующее максимальное напряжение.



Рис. 1. Вероятность безотказной работы детали

В общем случае:

$$P(R > S) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(S) \left[\int_S^{\infty} f(R) dR \right] dS \quad (2)$$

С использованием этого выражения можно вычислить вероятность безотказной работы элемента при различных сочетаниях законов распределения несущей способности и нагрузки. В случае нормального распределения нагрузки и прочности вероятность безотказной работы определяется выражением:

$$P(R > S) = \Phi \left(\frac{m_R - m_S}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2}} \right), \quad (3)$$

где $\Phi(\cdot)$ - нормированная функция Лапласа; m_R и m_S - математические ожидания величин R и S соответственно; σ_R и σ_S - средние квадратические отклонения величин R и S соответственно.

В реальных ситуациях прочность детали зависит от свойств материала, геометрических характеристик, которые сами являются случайными величинами с заданными законами распределения. Поэтому в большинстве случаев выразить закон распределения несущей способности в аналитическом виде, пригодном для использования, в формуле (3) не представляется возможным.

Целью работы является оценка вероятности отказа шлицевого вала после реновации изношенного слоя нанесением покрытия с учетом однородности свойств, оцененных по магнитному параметру.

Экспериментальные исследования. Для расчета надежности решали квазистатическую задачу с использованием численного вероятностного мо-

делирования - метода Монте-Карло.

Традиционно расчет шлицевых соединений осуществляется на смятие по среднему давлению. Такой расчет является условным и не отражает ряда конструктивных факторов: диаметра и длины втулки, диаметра вала, длины шлицев, величины зазоров, погрешностей изготовления. Не учитывается также радиальная сила, которая в ряде случаев вызывает добавочные давления, большие, чем основные от крутящего момента.

В общем случае нагрузка распределяется неравномерно между отдельными боковыми поверхностями шлицев и участками цилиндрической поверхности. Доля нагрузки зависит от вида нагружения (соотношение P и M_k) и величины зазоров по центрирующему диаметру и боковым поверхностям.

Чем больше P_{ruw}/M_k , тем не равномернее распределяется нагрузка между боковыми поверхностями отдельных шлицев. Если величина $P_{ruw}/M_k > 0,5$, то в работе одновременно принимают участие не все боковые поверхности шлицев; при этом нагрузка на каждую рабочую поверхность возрастает. Количество участвующих в восприятии нагрузки участков центрирующей цилиндрической поверхности зависит в основном от величины зазора Δd по центрирующему диаметру. При нулевом зазоре одновременно работают участки цилиндрической поверхности, расположенные на полуокружности. С увеличением зазора количество работающих участков цилиндрической поверхности уменьшается, а при относительно больших зазорах она не воспринимает нагрузку. При расчете приняли, что работают только боковые грани.

За один оборот нагрузка P_β на боковую поверхность шлица изменяется по синусоидальному закону в зависимости от угла его расположения:

$$P_\beta = P_{cp}(u + \omega \sin \beta) \quad (4)$$

Наибольшая и наименьшая нагрузки:

$$P_{\beta max} = P_{cp}(u + \omega); P_{\beta min} = P_{cp}(u - \omega), \quad (5)$$

где $P_{cp} = \frac{M_k}{r_{шл} z}$ – средняя номинальная нагрузка на одну боковую поверхность, а $u = \frac{8 - a_1 \omega}{z_p}$.

Значения u и ω для восьмишлицевого соединения:

$$\omega = \frac{8(z_p \varepsilon - a_1) + a_2 \gamma \xi}{a_1 - a_1^2 + a_4 \gamma}, \quad (6)$$

где $\varepsilon = \frac{P \cdot r_{шл}}{M_k} = \frac{d_{cp}}{D_w \cos \alpha_0}$ – безразмерный показатель, зависит, в основном, от соотношения диаметра вала и шлицев втулки; d_{cp} – сред-

ний диаметр шлицев, мм; D_u – диаметр начальной окружности шлицев, мм; α_0 – угол зацепления; $\xi = \frac{\Delta}{K\sigma_{cp}}$ – отношение величин

радиального зазора к величине среднего упругого перемещения $\delta_{cp} = K \cdot \sigma_{cp}$; Δ – радиальный зазор по центрирующему диаметру ($\Delta = 0,5\Delta d$), мкм; σ_{cp} – среднее давление в соединении, МПа; K – коэффициент контактной податливости (при ориентировочных расчетах без учета концентрации нагрузки выбирали $K = 0,1-0,4$ (меньшие значения – при малой длине втулки $l/d = 1-1,5$ и высоких средних значениях $\sigma_{cp} = 10-20$ МПа; большие значения – при большой длине соединения $l/d = 2,5-3,5$ и низких давлениях $\sigma_{cp} = 2-5$ МПа)); $\gamma = \frac{F_1 K}{FK_1}$ – отношение податливости шлица в тангенциальном направлении к податливости в радиальном;

$F_l = b \cdot l$ – площадь контакта по цилиндрической поверхности одного выступа; при центрировании по наружному диаметру b – толщина шлицев вала, при центрировании по внутреннему диаметру – толщина шлица втулки; $F = h \cdot l$ – площадь контакта одной пары шлицев; K_l – коэффициент собственной упругой деформации шлицев (многократно меньше K и принимали равным 0,004).

При $\varepsilon < 0,5$ работают все боковые грани: $u = 1$. Значения коэффициентов для восьмьшлицевого соединения принимали в соответствии с табл. 1

Таблица 1. Значения коэффициентов a_1, a_2, a_3, a_4

| Число одновременно работающих боковых граней | Условия применимости | a_1 | a_3 | Число работающих участков центрирующей поверхности | | | | | |
|--|--------------------------|-------|---------|--|-------|--------------------------|-------|--------------------|---------|
| | | | | 0 | | 1 | | 3 | |
| | | | | Условия применимости | | | | | |
| | | | | $\omega < \xi$ | | $\xi < \omega < 1,41\xi$ | | $\omega > 1,41\xi$ | |
| | | | | a_2 | a_4 | a_2 | a_4 | a_2 | a_4 |
| 8 | $\omega < 1$ | 0 | $4 z_p$ | 0 | 0 | z_p | z_p | $2,41 z_p$ | $2 z_p$ |
| 7 | $u < \omega < 1,41u$ | 1 | $3 z_p$ | | | | | | |
| 5 | $\omega > 1,41u; u > 0$ | 2,41 | $2 z_p$ | | | | | | |
| 3 | $u < 0; \omega > -1,41u$ | 2,41 | $2 z_p$ | | | | | | |

Несовершенство технологии изготовления, а также особенности конструкции узла учитывали соответствующими коэффициентами. Напряжение смятия рассчитывали по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{P_{\beta \max}}{FK_1} K_2 K_3, \quad (7)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по шлицам вследствие ошибок окружного шага; K_2 – коэффициент, учитывающий продольную неравномерность распределения нагрузки по соединению; K_3 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений смятия по глубине захода.

Полученное значение $\sigma_{см}$ – сравнивали с величиной $\gamma \sigma_T$, где γ – коэффициент допускаемого напряжения.

Рекомендуемые значения γ при постоянной нагрузке и высокой точности обработки – 0,8-0,9; при пульсирующей нагрузке, вибрациях и толчках с ускорением не выше $6g$ – 0,55-0,65; при сильных толчках и вибрациях с ускорением до $10g$ – 0,4-0,45.

Величина коэффициента K_1 , зависит от комплексного параметра $\frac{t_{\Sigma}}{K\sigma_{cp}}$,

где t_{Σ} – величина накопленной ошибки окружного шага (определяли по ГОСТ 7951).

Коэффициент продольной концентрации нагрузки K_2 зависит, в основном, от двух факторов: разности углов закручивания вала и втулки, а также от конструктивного смещения e плоскости симметрии вала относительно середины втулки:

$$K_2 = K'_2 + (K''_2 - 1) \quad (8)$$

Коэффициенты K'_2 и K''_2 выбирали в зависимости от отношений e/l и l/D , где l – длина шлицев, D – наружный диаметр шлицев. Если нагрузка приложена посередине длины втулки, то $K'_2 = K''_2$.

Наличие окружных зазоров в соединении приводит к тому, что боковые поверхности вала и втулки при контакте располагаются непараллельно, что вызывает неравномерность распределения давлений по высоте шлица по закону трапеции. Эта неравномерность учитывается коэффициентом K_3 . Величину коэффициента K_3 находили из рассмотрения контактных деформаций в стыке при распределении нагрузки по всей высоте шлица h .

$$K_3 = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{cp}} = \frac{1 + 0,5 \frac{h}{D} \frac{\Delta_0}{K\sigma_{cp}}}{1 - \frac{h}{D}} \quad \text{при} \quad \frac{\Delta_0}{K\sigma_{cp}} \leq \frac{D - 2h}{0,5h} \quad (9)$$

$$K_3 = \frac{2h}{D} \left[1 + \sqrt{1 + 0,5 \frac{D}{h} \frac{\Delta_0}{K\sigma_{cp}}} \right] \quad \text{при} \quad \frac{\Delta_0}{K\sigma_{cp}} \leq \frac{D - 2h}{0,5h} \quad (10)$$

где Δ_0 – окружной зазор в соединении, мм;

D – наружный диаметр шлицев, мм;

h – высота шлица, мм.

Наибольшее допустимое напряжение при меняющихся знакопеременных нагрузках не должно превышать $0,56 \sigma_T$.

Для построения модели нагружения шлицевого вала использовали данные аналитического расчета, а также экспериментальные данные завода - изготовителя. Строили твердотельную модель, выполнили разбивку конечных элементов (рис. 2, а). Учитывая симметричность решаемой задачи, для расчета ограничились сегментом вала с заданием соответствующих граничных условий на боковых поверхностях. Приложенные нагрузки и граничные условия выбирали в соответствии с аналитическим решением. В качестве варьируемой переменной использован предел текучести, прогнозируемый по H_c , и толщина шлица $h = 10^{-0,08-0,12}$ - размер в пределах допуска на изготовление. Рассчитали интенсивность напряжений и деформаций. Для наглядности отображения уровень упругих деформаций увеличен в 20 раз (рис. 2, б).

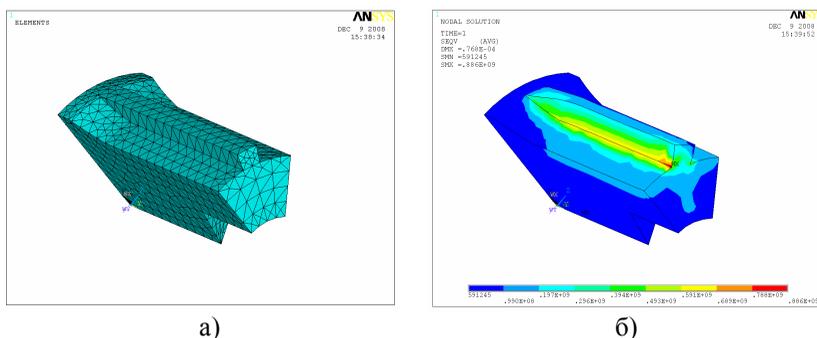


Рис. 2. Твердотельная модель сегмента с сеткой конечных элементов (а) и интенсивность напряжений, оцененная по критерию Мизеса (б)

По результатам проведения вероятностного анализа получены гистограммы и функции распределения уровня максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу, оценен коэффициент запаса прочности и построены поверхности отклика.

Установлено, что увеличение неоднородности предела текучести с 50МПа до 150МПа, прогнозируемое по H_c , вследствие нестабильности свойств покрытия и технологического процесса приводит к повышению вероятности отказа детали с 0,04% до 0,21%

Данная модель справедлива в том случае, если износостойкость нанесенного покрытия близка к износостойкости рабочей поверхности нового вала.

Выводы. На основании решения квазистатической задачи надежности с использованием численного метода вероятностного моделирования Монте-Карло и учетом критерия структурного состояния - уровня коэрцитивной силы, выполнена оценка влияния однородности свойств покрытия и стабильности процесса его нанесения на уровень эксплуатационных свойств. Исследованиями оценена вероятность отказа шлицевого вала. Для стабильных условий она составила - 0,04%, при нарушении - 0,21%.

Список использованных источников

1. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с.

2. Прогнозирование надежности тракторов / В.Я. Анилович, А.С.Гринченко, В.Л.Литвиненко, И.М.Чернявский / Под общей редакцией В.Я. Аниловича. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

Анотація

ПРОГНОЗУВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВИРОБІВ ПО МАГНІТНОМУ ПАРАМЕТРУ

Власовець В.М.

Виконана оцінка впливу однорідності властивостей покриття і стабільності процесу його нанесення на рівень експлуатаційних властивостей по коерцитивній силі. Вірогідність відмови шлицьового валу для стабільних умов нанесення покриття склала - 0,04%, при порушенні - 0,21%.

Abstract

PROGNOSTICATION OF OPERATING PROPERTIES OF WARES ON MAGNETIC PARAMETER

V. Vlasovets

The estimation of influence of homogeneity of properties of coverage and stability of process of his is executed on the level of operating properties on a coercitivity. Probability of refuse of billow made for the terms of overcoating - 0,04%, at violation - 0,21%.