

УДК 622.647.1:621.833

© Ивченко Т. Ю., Оболенская Т. А.

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОЙ НАДЕЖНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ МЕТОДОМ СТАТИСТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

В настоящее время, как уже отмечалось ранее, машиностроительные расчеты на долговечность основываются на линейном законе накопления повреждений, где предельное число циклов до разрушения определяется формулой:

$$N = \frac{1}{\int_0^{\infty} \frac{P(s)}{N(S)} dS} \quad (1)$$

В виду того, что детали горных машин рассчитываются на длительные сроки службы, т.е. для них как правило $\frac{\sigma_r}{\sigma} \geq 1$

$$N \approx \begin{cases} N_0 \left(\frac{\sigma_B}{\sigma} \right)^m & \sigma \geq \sigma_r \\ \infty & \sigma < \sigma_r \end{cases} \quad (2)$$

и максимум $v(\sigma)$ имеет место при $\sigma \cong \sigma_r$, мы пользовались следующим выражением кривой выносливости

В большинстве случаев режимы нагрузки зубчатых передач нерегулярны и могут быть заданы лишь статистически. В этих случаях весьма важно, зная некоторые статистические характеристики крутящих моментов и особенности кинематической структуры машины, правильно заменить сложный режим нагрузки более простым и в определенном смысле эквивалентным.

Для конвейеров, работающих в комбайновой лаве, закон изменения крутящего момента на валу двигателя будет линейным.

Пользуясь линейным законом накопления повреждений, относительную долговечность по контактной выносливости можно представить как

$$\frac{N}{N_B} = \left(\frac{N_B}{N_{\mathcal{D}}} \right)^3, \quad (3)$$

где

$$M_{\mathcal{D}} = \left[\frac{1}{L} \int_{x_B}^L M^3 dx \right]^{\frac{1}{3}} = M_{\max} \cdot k_{\mathcal{D}} \quad (4)$$

$$k_{\mathcal{D}} = \frac{1}{\sqrt[3]{4(1-\xi)}} \left(-k_0^4 \right)^{\frac{1}{3}}, \text{ где } \xi = \frac{M_{\min}}{M_{\max}} \quad (5)$$

Относительную долговечность получаем в виде

$$\frac{N}{N_B} = \left(\frac{k_0}{k_{\mathcal{D}}} \right)^3 \quad \text{или} \quad \frac{N}{N_B} = 4 \left(\frac{\xi}{1-k_0^4} \right)^{\frac{3}{4}}, \quad (7)$$

где

$$k_0 = \frac{M_B}{M_{\max}} \quad (8)$$

Для прямозубых зубчатых колес

$$M_B = b \left(\frac{A_1 \cdot \tau_0}{375 k_i k_{\xi}} \right)^2 \quad (9)$$

$$k_i = \sqrt{\frac{u+1}{i^2}}, \quad (10)$$

где A_1 — межцентровое расстояние коррегированной передачи,

k_i — коэффициент передаточного числа

k_{ξ} — коэффициент, учитывающий величину коррекции

$$k_{\xi} = \sqrt{\frac{0,64}{\sin 2\alpha}} \quad (11)$$

Аналогичные выражения M_B приводятся и для других видов передач.

Функции относительной долговечности N/N_B протабулированы в зависимости k_0 , даны графики $N/N_B = f(k_0, k_\xi)$ а также таблицы $k_\xi = f(k_0)$, $k_\eta = f(k_0)$ и др.

На основании вышеизложенного, нами сделан вывод, что расчеты зубчатых передач на контактную выносливость следует вести только для номинальных режимов работы горных машин, в виду того, что мера повреждения от пусков и экстренных нагрузок составляет десятые доли процента.

Получение достаточно точных оценок относительной долговечности зубчатых колес оказывается весьма затруднительным на практике по следующим причинам:

- 1) нестабильности режимов нагрузки зубчатых передач, работающих в различных условиях эксплуатации;
- 2) рассеивания характеристик усталости материала зубчатых колес (предела выносливости).

Для распределения M_{\max} нами был получен нормальный закон

$$F_T(x) = \frac{1}{2} \left[1 + \Phi \left(\frac{x-a}{\sigma} \right) \right] \quad (12)$$

Для отыскания закона распределения предела выносливости зубчатых передач необходимо знать закон распределения поверхностной твердости зубьев. Между пределом выносливости $\sigma_{\text{пов}}$ и твердостью существует определенная линейная связь:

$$\sigma_{\text{пов}} = C_R HR_C \quad (13)$$

На харьковском заводе «Свет шахтера» нами, совместно с работниками заводской лаборатории, были сделаны замеры твердости поверхностей зубчатых колес, изготовленных из стали 40Х и 12ХНЗА, которые проходили соответствующую термическую обработку.

Как показали замеры твердостей поверхностей зубьев, твердость по длине зубьев менялась, и в некоторых случаях довольно значительно.

Поэтому перед статистической обработкой вычислялась некоторая эквивалентная твердость $H_{\text{э}}$ для каждого замеренного зуба.

$$H_{\text{э}} = \left[\frac{1}{H_2 - H_1} \int_{H_1}^{H_2} H^{-6} dH \right]^{-\frac{1}{6}}, \quad (14)$$

где H_1 — наименьшая твердость поверхности зуба,
 H_2 наибольшая твердость поверхности зуба.

Обозначив $\frac{H_1}{H_2} = \xi$ получаем

$$H_{\text{э}} = H_2 \cdot \varphi(\xi), \quad (15)$$

где

$$\varphi(\xi) = \xi^6 \sqrt{\frac{5}{\xi^6 + \xi^5 + \xi^4 + \xi^2}}. \quad (16)$$

Для значений функции $\varphi(\xi)$ дан график, пользуясь которым был вычислен вариационный ряд $H_{\text{э}}$.

Для характеристики прочности берется обычно нормальное распределение, которое и было принято для распределения $H_{\text{э}}$.

Были построены функции распределения эквивалентных твердостей для стали 40X и 12ХНЗА.

Коэффициент вариации σ получился соответственно равным 7,9% и 7,2%, что несколько больше, чем те, которые приводятся в литературе (5—6%). Однако это следует отнести за счет технологических факторов, влияющих на качество термообработки.

Величина контактной долговечности (6) для зубчатых передач, основанная на линейной теории суммирования повреждений, является функцией величины k_0 и $k_{\text{э}}$.

Для отыскания закона распределения N/N_B необходимо знать закон распределения величины k_0 , зависящей от M_B и M_{max} .

Величину M_B можно записать как

$$M_B = a_1 \left(\frac{C_i}{C} \right)^2 \left(\frac{H_i}{H} \right)^2, \quad (17)$$

где a_1 — некоторый коэффициент, зависящий от конструктивных параметров передачи;

C и H — величины, входящие в формулу (13). M_{max} можно записать в виде

$$M_{max} = a_2 \frac{M_{max i}}{M_{max}}, \quad (18)$$

где M_{max} — крутящий момент i -того колеса

$$a_2 = k \cdot M_{max}, \quad (19)$$

k — коэффициент, учитывающий динамичность и концентрацию нагрузки.

Обозначив $\frac{C_i}{C} = X$; $\frac{H_i}{H} = Y$; $\frac{M_{max i}}{M_{max}} = Z$

получаем

$$k_0 = a \frac{X^2 Y^2}{Z} = a \cdot k_0'. \quad (20)$$

Величина k_0' является постоянной для всех зубчатых пар, изготовленных из стали 40Х и 12ХНЗА, независимо от их геометрических размеров. Построив вариационный ряд величин k_0' , можно для любой проектируемой пары найти ряд значений k_0 , а следовательно, на стадии проектирования оценить ее долговечность.

Значения величины k_0' отыскиваются методом статистических испытаний.

По вычисленным параметрам распределения k_0' были построены экспериментальные функции распределения k_0' для стали 40Х и 12ХНЗА.

По известным коэффициентам a были вычислены значения величины k_0 для каждой пары, которые сведены в таблицу.

Закон распределения относительной долговечности каждой зубчатой пары можно получить из закона распределения $\frac{X^2 Y^2}{Z}$

и используя следующие соотношения

$$\frac{N}{N_B} = \left(\frac{k_0}{k_Э} \right)^3 = \left(\frac{a}{k_Э} \right)^3 X^6 Y^6 Z^{-3} \quad (21)$$

или

$$\frac{N}{N_B} = 4 \left(-\xi \right)^{\frac{k_0^3}{1-k_0^4}} = 4 \left(-\xi \right)^{\frac{a^3 X^6 Y^6 Z^{-3}}{1-a^4 X^8 Y^8 Z^{-4}}}. \quad (22)$$

Имея ряд значений k_0 для каждой пары колес, можно получить вариационный ряд относительной долговечности в каждом случае, используя зависимость (7).

Приведенные нами в работе графики функций распределения контактной долговечности (рис. 1) позволяют определить характеристики рассеивания контактной долговечности зубчатых колес, среднюю долговечность серийно выпускаемых, а также проектируемых зубчатых передач, предназначенных для работы в различных эксплуатационных условиях.

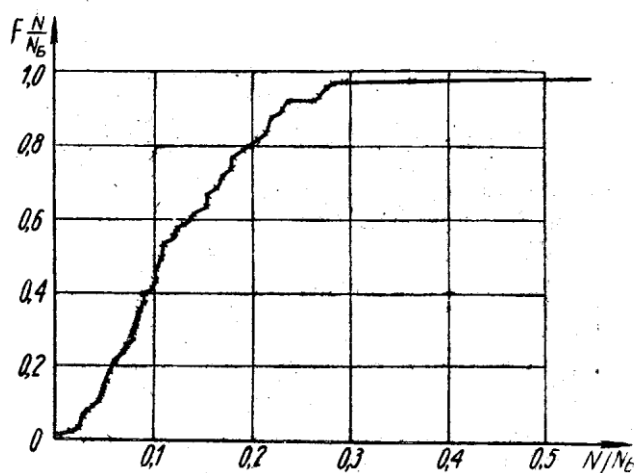


Рис. 1 - Экспериментальная $F_{3}(x)$ функция распределения N/N_6 относительной долговечности колеса третьей ступени

По полученным результатам были вычислены такие характеристики надежности как интенсивность отказов и вероятность безотказной работы передач. Результаты вычислений сведены в таблицы и построены графики (см. рис. 2, 3).

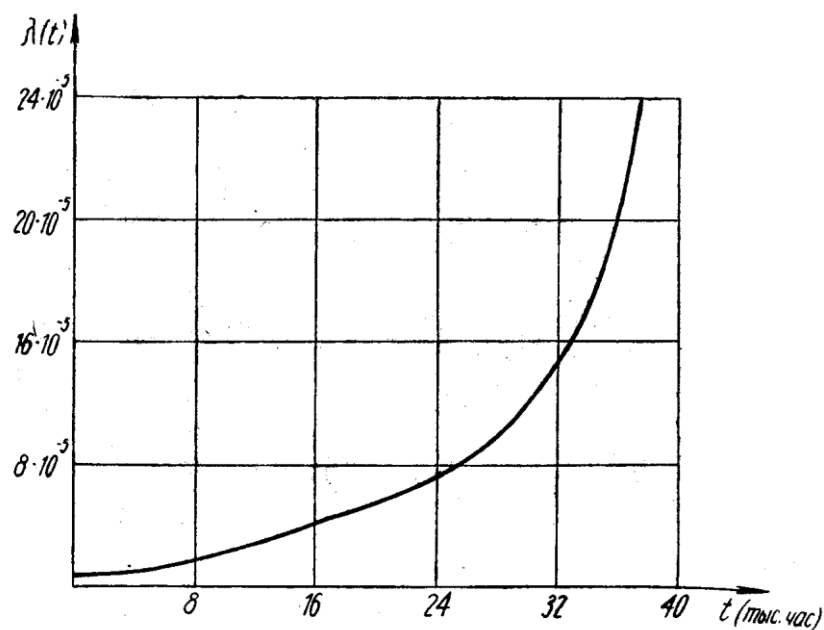


Рис. 2 - График интенсивности отказов для колеса второй ступени

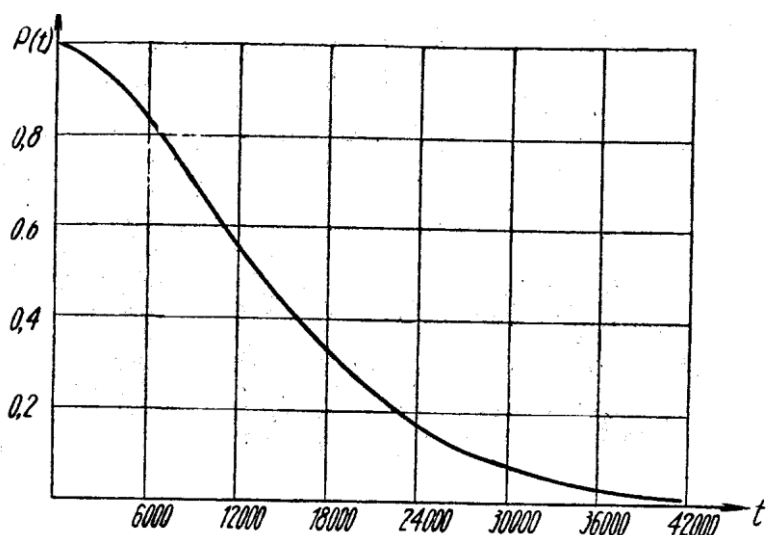


Рис. 3 - График вероятности безотказной работы для колеса второй ступени

Сравнивая расчетные данные с полученными на станциях наблюдения, заключаем, что расчетные данные удовлетворительно согласуются с фактическими, если учесть точность исходных величин и неустранимые явления рассеивания долговечности в условиях эксплуатации.

В результате исследования были выявлены причины недостаточной долговечности отдельных зубчатых пар и намечены пути ее повышения.

Список использованных источников

1. Шихмейстер Л. Г. Вероятные методы расчета транспортирующих машин / Л. Г. Шихмейстер, В. Г. Дмитриев. – М. : Машиностроение, 1983. – 256 с.
2. Павлов А. И. Современная теория зубчатых зацеплений / А. И. Павлов // Харьк. нац. автомобильно-дорож. ун-т (ХАДИ). – Х. : ХНАДУ (ХАДИ), 2005. – – 100 с.

Ивченко Т. Ю., Оболенская Т. Н. Исследование контактной надежности зубчатых передач скребковых конвейеров методом статистических испытаний

В статье рассматриваются вопросы определения контактной долговечности зубчатых передач горно-транспортных машин на базе статического анализа эксплуатационных нагрузок и прочностных характеристик материалов зубчатых передач.

Ивченко Т. Ю., Оболенська Т. М. Дослідження контактної надійності зубчатих передач скребокних конвеєрів методом статистичних випробувань

У статті розглядаються питання визначення контактної довговічності зубчатих передач гірничо-транспортних машин на базі статичного аналізу експлуатаційних навантажень і міцностних характеристик матеріалів зубчатих передач.

Ivchenko T. U., Obolenskaya T. N. Research of contact reliability of gearings of scrapers conveyers by the method of statistical tests

In the article the questions of determination of contact longevity of gearings of mining-transporting machines are examined on the base of static analysis of the operating loadings and strength descriptions of materials of gearings.