

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. К. ГЕВОРКЯН

ВЛИЯНИЕ СЛУЧАЙНЫХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ  
 КОЭФФИЦИЕНТА ВАРИАЦИИ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ  
 ЗУБА ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Переход на вероятностные расчеты вместо существующих расчетов с помощью коэффициентов безопасности требует знания коэффициентов вариации пределов выносливости деталей.

Воспроизведение влияния всех случайных технологических факторов на сопротивление усталости зубчатых колес, имеющих место в эксплуатации, в условиях стендовых испытаний практически неосуществимо. Поэтому рассмотрим влияние наиболее существенных факторов, которые приводят к увеличению рассеивания сопротивления усталости по изгибу зуба зубчатого колеса.

Ниже, в развитие работ [1, 2], по результатам экспериментальных исследований уточнено влияние на величину коэффициента вариации предела выносливости зуба зубчатого колеса  $\nu_{\sigma}$  рассеивания радиуса выкружки, твердости и шероховатости, а также получены выражения, позволяющие оценить эти факторы.

При нарезании зубьев зубчатых колес методом обкатки наблюдаются значительные колебания радиуса выкружки в опасном сечении, шероховатости контура выкружки, твердости не только у разных колес, но и у разных зубьев одного и того же колеса. При увеличении в 10 раз контуров выкружки зубьев зубчатых колес определена величина радиуса выкружки  $\rho$ , а в 50 раз — шероховатости контура выкружки  $R_z$  по ГОСТ 2789-77. Твердость зубьев  $HV$  измерена на приборе ТШ-2М.

На рис. 1 приведены гистограммы  $HV$  и  $R_z$ , которые построены по результатам измерений 140 шт. зубчатых колес из термоулучшенной стали 40X с  $z = 28$  и  $m = 3$  мм, выбранных в качестве объекта испытаний и нарезанных червячной фрезой с исходным контуром по ГОСТ 16531-70 (степень точности колес не ниже 8-7-7-С).

Расчетное действительное изгибающее напряжение зубьев определяют по формуле [3]:

$$\sigma_f = \frac{q \cdot Y_{fM} \cdot K_T}{m} \quad (1)$$

где  $q$  — удельная расчетная окружная сила;  $Y_{Fa}$  — коэффициент формы зубьев по номинальным напряжениям;  $K_T$  — теоретический коэффициент концентрации напряжения;  $m$  — модуль зубчатого колеса.

Случайные колебания радиусов выкружки зубьев зубчатого колеса приводят к значительному разбросу  $K_T$ , т. к. между ними существует зависимость [4]:

$$K_T = 1 + 0,272 \sqrt[3]{\left(\frac{S}{\rho}\right)^2}, \quad (2)$$

где  $S$  — толщина зуба в зоне максимального напряжения.

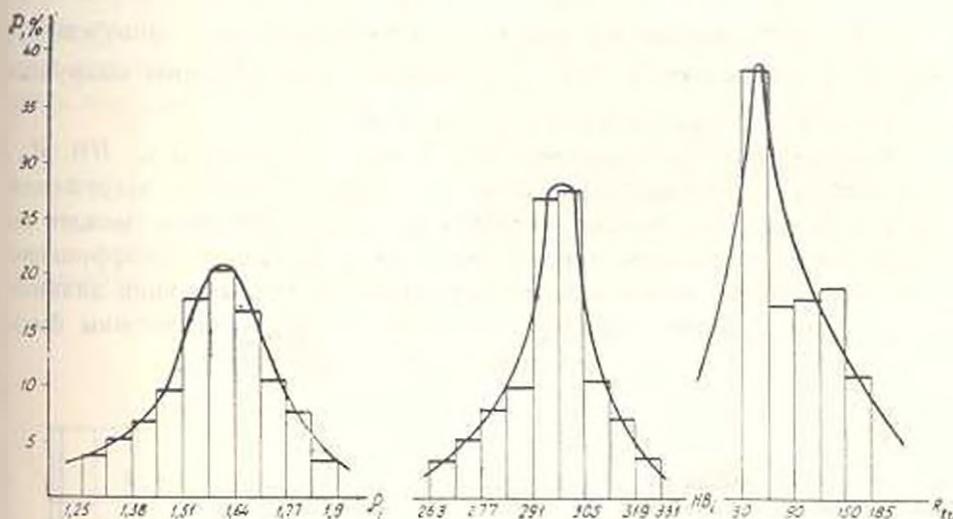


Рис. 1.

Согласно ГОСТ 21354-75, сопротивление усталости зубчатых колес можно определить

$$\sigma_{\text{уст}} = 1,8 HB, \quad (3)$$

В расчетах зубчатых колес на сопротивление усталости в [5] рекомендуют учитывать влияние шероховатости поверхности выкружки зуба коэффициентом  $\beta$ . Значение  $\beta$ , равные отношению допускаемым напряжений зуба с заданной шероховатостью и с шероховатостью поверхности выкружки  $\sqrt[3]{\frac{R_{z0}}{R_z}}$  приведены в табл. 1.

Таблица 1

Шероховатость поверхности контура выкружки по ГОСТ 2189-77	$R_z$ 160	$R_z$ 80	$R_z$ 40 ∇	$R_z$ 20 ∇	2,5 ∇
Коэффициент $\beta$	0,76	0,82	0,88	0,94	1

Для проведения экспериментов зубьев зубчатых колес по сопротивлению усталости на изгиб, при исследовании влияния вышеуказанных факторов целесообразно применять метод математического планирования. Но применение этого метода наиболее эффективно в том случае, когда неизвестна функция отклика [6].

Эту функцию, учитывая случайные факторы, можно представить в виде уравнения наклонной ветви кривой усталости:

$$(\sigma \cdot K_{\sigma} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{\beta})^m \cdot N = \text{const}, \quad (4)$$

где  $K_{\sigma} = \frac{K_{\sigma 1}}{K_{\sigma 2}}$ ;  $K_{H\beta} = \frac{HB_1}{HB}$ ;  $K_{\beta} = \frac{\beta_1}{\beta}$  — коэффициенты, соответственно, учитывающие рассеивания значения радиусов выкружки  $\rho$ , твердости поверхностей  $HB$ , и шероховатостей контуров выкружки  $R_z$  от своих средних значений  $\bar{\rho}$ ,  $\overline{HB}$  и  $\overline{R_z}$ .

Варьируемые при экспериментах входные параметры  $\rho$ ,  $HB$ ,  $R_z$ , являющиеся случайными факторами, на каждом уровне нагружения должны быть однозначными. Изменяя один из параметров, можно по рассеиваниям значениям циклов нагружения определить коэффициент вариации ограниченного предела выносливости, учитывающий влияние только этого фактора. При этом остальные параметры должны быть постоянными и иметь среднее значение своих разбросов.

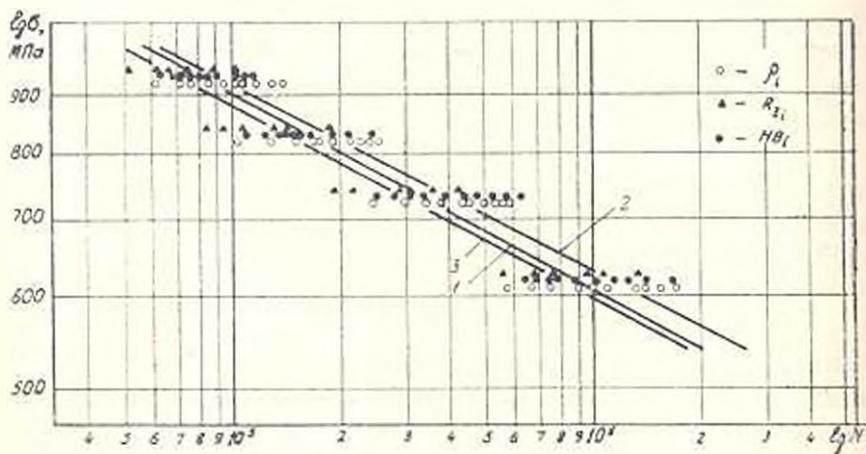


Рис. 2.

Испытания на сопротивление усталости зубьев зубчатых колес проводили на четырех уровнях нагружения (рис. 2). На каждом уровне испытывали по  $n$  зубьев, имеющих переменные значения параметров

$$\rho_{1-1}, \dots, \rho_{1-n}; \quad HB_{1-1}, \dots, HB_{1-n}; \quad R_{z1-1}, \dots, R_{z1-n}.$$

Обработывая результаты усталостных испытаний на основе линейного регрессионного анализа, получены уравнения кривой усталости.

соответствующие 50% вероятности безотказной работы при вариации значений радиуса выкружки  $r$  (рис. 2, кривая 1):

$$\lg N = -6,157 \lg r + 23,19; \quad (5)$$

твердости  $HB$  (рис. 2, кривая 2):

$$\lg N = -6,419 \lg r + 23,95; \quad (6)$$

и шероховатости контура выкружки (рис. 2, кривая 3):

$$\lg N = -6,298 \lg r + 23,54. \quad (7)$$

Вычислим значения  $K_{Ti}$ , соответствующие  $r_i$  (рис. 1) для зубьев с параметрами  $z = 28$ ;  $m = 3$  мм;  $r = 1,56$  мм;  $S = 6,7$ . Затем по значениям чисел циклов до разрушения  $N_i$ , которые выдерживают зубья при напряжении  $\sigma$ , с учетом уравнения (5) определим величину предела выносливости зубьев  $\sigma_i$ , при определенном числе циклов  $N$ :

$$\sigma_i = \frac{K_{Ti}}{K_T} \sigma \left( \frac{N_i}{N} \right)^{1/m_2}, \quad (8)$$

аналогичным образом получены зависимости для  $\beta_i$  и  $HB_i$ :

$$\sigma_i = \frac{\sigma_{\beta_i}}{\sigma_{\beta}} \sigma \left( \frac{N_i}{N} \right)^{1/m_{\beta}}; \quad (9)$$

$$\sigma_i = \frac{HB_i}{HB} \sigma \left( \frac{N_i}{N} \right)^{1/m_{HB}}. \quad (10)$$

где  $m_2$ ,  $m_{\beta}$  и  $m_{HB}$  соответствуют показателям кривых усталости (5)–(7).

На рис. 3 представлены значения  $\sigma_i$ , рассчитанные согласно (8)–(10) (линии 1, 2, 3 соответствуют  $r_i$ ,  $\beta_i$  и  $HB_i$ ) для четвертого уровня нагружения ( $\sigma = 614$  МПа), представляющего интерес для расчетной практики. Там же нанесены экспериментальные точки, соответствующие разрушающим напряжениям  $\sigma_i$  при разных значениях  $r_i$ ,  $\beta_i$  и  $HB_i$ , которые свидетельствуют об их удовлетворительном совпадении с расчетными значениями  $\sigma_i$ . Аналогичная картина наблюдается и для I–III уровней нагружения.

Из рис. 3 следует, что связь между  $\sigma_i$  и  $r_i$ ,  $\beta_i$ ,  $HB_i$  линейная, а это позволяет для оценки коэффициентов вариации воспользоваться зависимостями:

$$\begin{cases} \gamma_{\sigma_0} = a_1 \gamma_r; \\ \gamma_{\sigma_0} = a_2 \gamma_{\beta}; \\ \gamma_{\sigma_0} = a_3 \gamma_{HB}. \end{cases} \quad (11)$$

где  $\gamma_{\rho}$ ,  $\gamma_{\beta}$ ,  $\gamma_{HB}$  — коэффициенты вариации пределов выносливости при действии указанных факторов;  $\gamma_{\rho}$ ,  $\gamma_{\beta}$ ,  $\gamma_{HB}$  — коэффициенты вариации  $\rho$ ,  $\beta$  и  $HB$ .

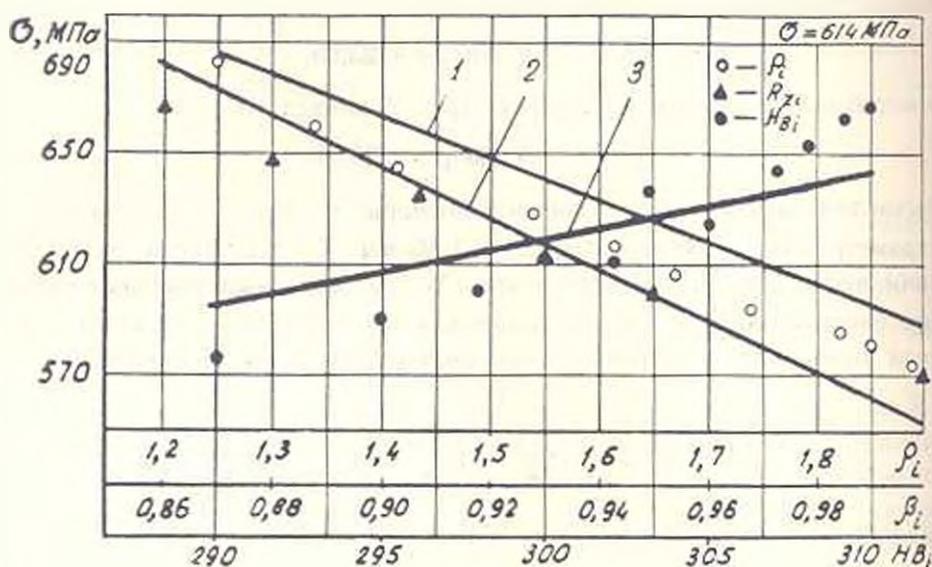


Рис. 3.

Результаты коэффициентов  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  для четырех уровней нагружения сведены в табл. 2.

Таблица 2

Уровень напряжения $\sigma$ , МПа	912	825	718	614
$\alpha_1$	0,333	0,352	0,391	0,471
$\alpha_2$	0,781	0,888	0,935	0,953
$\alpha_3$	0,844	0,861	0,927	0,97

Таким образом, по средним значениям получим:

$$\alpha_1 \approx 0,387 \gamma_{\rho}$$

$$\alpha_2 = 0,889 \gamma_{\beta} \quad (12)$$

$$\alpha_3 \approx 0,901 \gamma_{HB}$$

Полученный результат  $\alpha_1 = 0,387$  близок аналогичному значению, рекомендуемому В. П. Когаревым [7] и равному 0,3–0,4.

Проведенные исследования позволяют по результатам измерения вышеуказанных параметров расчетным путем (12) оценить коэффициенты вариации пределов выносливости зубьев зубчатых колес, учитывая

