

СКОРОСТНОЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПРИ РАСЧЕТЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ

А. Е. БЕЛЯЕВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Опубликованные в настоящее время работы, в которых приведены результаты экспериментальных исследований по влиянию окружной скорости на контактную прочность зубчатых передач, ни в коей мере не могут удовлетворить расчетную практику. Влияние скорости, замеченное при испытаниях рядом исследователей, учитывается различными скоростными коэффициентами [9—12] (в зависимости от числа оборотов одного из зубчатых колес [11], или от суммы чисел оборотов шестерни n_1 и колеса n_2 [12], или от скорости [10]). Г. Ниман [10], который провел наиболее тщательные эксперименты в этой области, предлагает, например, скоростной коэффициент, показанный на рис. 1 (заштрихованная зона — отклонение экспериментальных результатов от средней величины, прямая выражается уравнением.

$$K_0 = \left(\frac{v}{10} \right)^{0,4}$$

Однако предложенный им коэффициент, во-первых, найден для зубчатых передач в довольно узком диапазоне скоростей ($2 \div 32$ м/сек), т. е. не в том диапазоне, в котором работают скоростные передачи, и, во-вторых, не учитывает многообразия факторов (помимо скорости), которые могут существенно изменить величину скоростного коэффициента (динамические нагрузки, изменение несущей способности колес, выполненных с различными твердостями рабочих поверхностей зубьев, коэффициент запаса для высокоскоростных передач и т. п.).

Чтобы учесть указанные выше факторы, нами была испытана большая серия зубчатых колес с различными геометрическими параметрами, твердостью рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса, точно в интервале скоростей $20 \div 60$ м/сек.

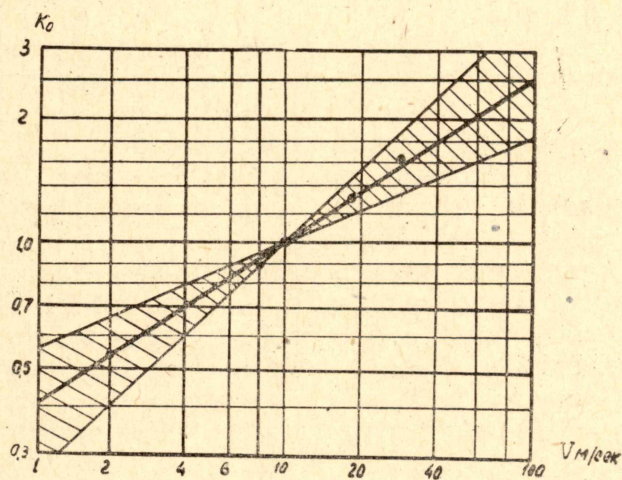


Рис. 1. Значение скоростного коэффициента согласно работе [10]; v — окружная скорость, м/сек

Проведенные нами испытания [1] могут служить основой для разработки ориентировочного значения скоростного коэффициента c_v применительно к ответственным высокоскоростным зубчатым передачам. Предлагаемый скоростной коэффициент может быть представлен следующим выражением:

$$C_v = \frac{\Omega}{\kappa_{\text{дин}} \cdot n}, \quad (1)$$

где

Ω — экспериментальный коэффициент, характеризующий рост несущей способности зубчатых передач при увеличении скорости;

$\kappa_{\text{дин}}$ — коэффициент, учитывающий дополнительные динамические нагрузки;

n — коэффициент запаса при расчете высокоскоростных зубчатых передач на контактную прочность.

$$\text{Коэффициент } \Omega \text{ равен } \Omega = \frac{(K_H^a)_v}{(K_H^a)_{v=10}},$$

где $(K_H^a)_v$ — экспериментальное значение коэффициента несущей способности зубчатых передач при скорости v ;

$(K_H^a)_{v=10}$ — то же при скорости 10 м/сек.

Коэффициент Ω для всех испытанных нами передач (рис. 2) в интервале скоростей 20—60 м/сек лежит в пределах 1,3÷1,9 (и доходит до 2).

Введенный в выражение C_v коэффициент запаса n зависит от нескольких факторов:

1. Степени ответственности скоростных передач, $n_{\text{отв}}$;
2. Вероятности выхода из строя скоростных передач, $n_{\text{вых}}$;
3. Габаритов зубчатых передач (диаметр, ширина зубчатого венца и т. д.), $n_{\text{габ}}$;
4. Теплонапряженности скоростных передач, n_v .

Таким образом, коэффициент запаса может быть представлен

$$n = n_{\text{отв}} \cdot n_{\text{вых}} \cdot n_{\text{габ}} \cdot n_v$$

Рассмотрим каждый из этих факторов.

1. Все испытанные зубчатые колеса являются высокоскоростными передачами, выход из строя которых связан с большим материальным ущербом. А. И. Петрусевич [7] считает, что коэффициент запаса $n_{\text{отв}}$ по отношению к экспериментальным данным должен быть равным 1,2 по напряжениям (т. е. 1,44 по нагрузке). Подобный же коэффициент n предлагается и в работе [2]. Автор работы [8] предлагает принимать коэффициент запаса при расчете на контактную прочность равным 1,25.

Считая величину коэффициента запаса при скорости 10 м/сек ($n_v = 10$) за исходную, как это принято рядом исследователей, например, [10], и учитывая весьма большую ответственность скоростных приводов, принимаем коэффициент запаса 1,5.

2. Как показали эксперименты, проведенные в ЛМИ и на Кировском заводе [3], поверхностные разрушения на головках зубьев у ответственных передач можно считать (с некоторым запасом) критерием выхода передачи из строя. Так как соотношение между M_g и M_H (прочность головок и ножек соответственно) падает с ростом скорости (см. Известия ТПИ № 188), то считаем, что в коэффициенте запаса обязательно должен учитываться и этот фактор.

Поэтому в первом приближении принимаем

$$n_{\text{вых}} = \frac{\left(\frac{M_g}{M_H}\right)_{v=10}}{\left(\frac{M_g}{M_H}\right)_v} \cdot n_{v=10},$$

где $n_{v=10}$ — коэффициент запаса при скорости 10 м/сек;
 $\left(\frac{M_r}{M_H}\right)_{v=10}$ — отношение нагрузочной способности головок и ножек
 зубьев при работе передачи со скоростью 10 м/сек;
 $\left(\frac{M_r}{M_H}\right)_v$ — то же при работе передачи со скоростью v м/сек.

При этом мы исходим из того очевидного факта, что чем выше скорость, тем опаснее выход из строя ответственной передачи.

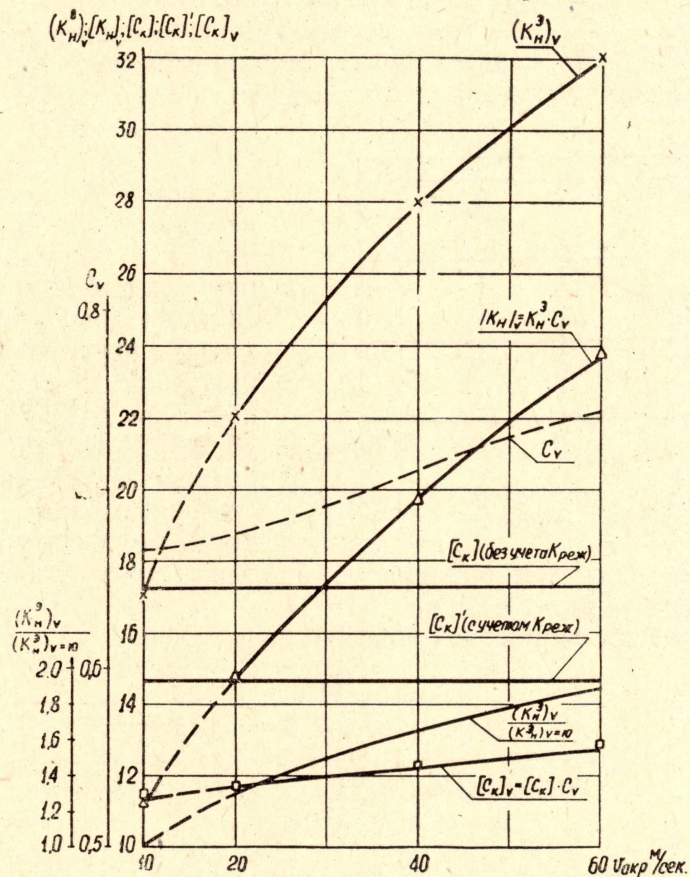


Рис. 2. Значения коэффициентов контактных напряжений C_k , коэффициентов несущей способности K_n и скоростного коэффициента C_v для зубчатых передач при различных скоростях:

$(K_n^3)_v$ — экспериментальное значение коэффициента несущей способности зубчатых передач;
 $K_{реж}$ — коэффициент режима [4].

3. Влияние габаритов на запас прочности учитывается определенным образом в коэффициенте динамичности, а рабочая ширина зубчатого венца, влияющая на теплонапряженность передачи, может быть учтена коэффициентом n_3 (см. ниже).

Поэтому считаем, что $n_{раб} = 1$.

4. Данных о влиянии температуры на прочность, кроме приведенных Н. Ф. Кузьминым [6] и А. И. Беляниным [5], чрезвычайно мало, хотя учет этого фактора, по нашему мнению, необходим. Коэффициент зависит от ширины зубчатого венца и температуры рабочих поверхностей зубьев, которая увеличивается с ростом скорости. Но с ростом ско-

рости увеличивается и теплосъем, вследствие более интенсивной подачи смазки (при отсутствии барботажа). Поэтому изменение несущей способности передачи, связанное с изменением вязкости масла (влияние фактора температуры), можно учесть по рекомендации А. И. Белянина.

$$n_v = \sqrt[6]{\frac{(\nu_t)_{v=10}}{(\nu_t)_v}}$$

где $(\nu_t)_{v=10}$ — кинематическая вязкость масла при температуре входа масла ($T_{вх}$ при $v = 10$);

$(\nu_t)_v$ — вязкость масла при данной температуре и v .

Для нахождения коэффициента необходимо знать величину температуры при различных скоростях. Согласно работе [5], температура

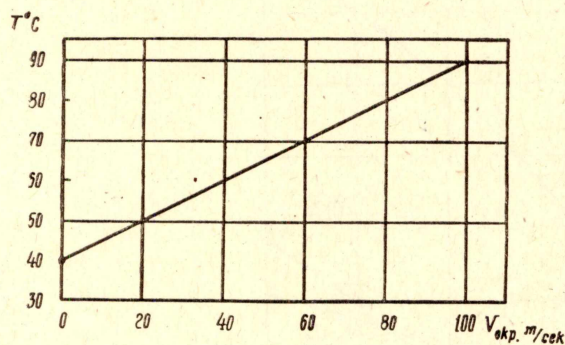


Рис. 3. Изменение температуры $T_{вх}$ от окружной скорости

зубчатых колес при испытании со скоростью 90 м/сек равнялась 85°C при температуре входа масла $T_{вх} = 40^\circ\text{C}$. По нашим данным, полученным при периодических замерах температуры скоростных зубчатых передач была $\sim 65^\circ\text{C}$ при скорости 60 м/сек при температуре входа масла $T_{вх} = 35 \div 40^\circ\text{C}$. Считая, что температура ($T_{вх}$) влияет в первой степени, можно найти зависимость температуры от скорости.

Усредняя при этом значения температур по различным данным, строим график $T = f(v)$ (рис. 3).

Предлагаемый скоростной коэффициент равен:

$$C_v = \frac{\Omega}{K_{дин} \cdot n_{v=10}} \cdot \frac{\left(\frac{M_r}{M_n}\right)_v}{\left(\frac{M_r}{M_n}\right)_{v=10}} \cdot \sqrt[6]{\frac{(\nu_t)_v}{(\nu_t)_{v=10}}}$$

Значение C_v в диапазоне 20 ÷ 60 м/сек приведено на рис. 2.

Таким образом, при расчете на контактную прочность по методике [4] можно определять допустимое значение коэффициента контактных напряжений при любой скорости $[C_k]_v$ по формуле:

$$[C_k]_v = [C_k]_{v=10} \cdot C_v,$$

где $[C_k]_{v=10}$ — допустимое значение коэффициента контактных напряжений, найденное по методике [4] при скорости до 10 м/сек.

Расчеты передач показывают (значения $(K_n^z)_v$; $[K_n]_v$; $[C_k]'$; $[C_k]_{v=10} = [C_k]$; $[C_k]_v$ приведены на рис. 2) *, что уровень напряжений, полученных с учетом коэффициента C_v , весьма близок к уровню напряжений у главных приводов современных судов.

Допустимое значение коэффициента несущей способности при любой скорости для зубчатых передач может быть определено по формуле:

*) 1. $K_{реж}$ найдено согласно [4].

2. Зависимости $(K_n^z)_v$ и Ω построены по результатам 24 экспериментов.

$$[K_H]_v [K_H]_{v=10} \cdot \left(\frac{HB}{250}\right)^2 \cdot \frac{\Omega \cdot (\kappa_{\text{дин}})_{v=10}}{1,5 n_{v=10} \cdot (\kappa_{\text{дин}})_v} \cdot \frac{\left(\frac{M_\Gamma}{M_H}\right)_v}{\left(\frac{M_\Gamma}{M_H}\right)_{v=10} \cdot \sqrt{\frac{(\nu_t)_{v=10}}{(\nu_t)_v}}}, \quad (2)$$

где

HB — твердость рабочих поверхностей зубьев наиболее слабого элемента*).

Принимая во внимание, что по данным работ [4] отношение нагрузочных способностей головок (M_Γ) и ножек (M_H) зубьев при скорости $v=10$ м/сек не превышает 2,4, а значение $(\kappa_{\text{дин}})_{v=10}$ (при точности гурбинных передач) весьма мало отличается от единицы (по этой причине $(\kappa_{\text{дин}})_{v=10}$ можно не вводить в формулу 1), выражение 2 окажется равным:

$$[K_H]_v = [K_H]_{v=10} \cdot \left(\frac{HB}{250}\right)^2 \cdot \frac{0,3 \Omega}{n_{v=10} \cdot (\kappa_{\text{дин}})_v} \cdot \frac{\left(\frac{M_\Gamma}{M_H}\right)_v}{\sqrt{\frac{(\nu_t)_{v=10}}{(\nu_t)_v}}}$$

Приведенное выражение скоростного коэффициента C_v , $[K_H]_v$ и значение $[C_K]_v$ можно считать лишь первым приближением к решению задачи, касающейся учета влияния скорости при расчете зубчатых передач, и установлению допустимых значений коэффициента контактных напряжений для ответственных скоростных приводов.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Е. Беляев. Влияние скорости на контактную прочность зубчатых передач. Изв. ТПИ, 147, Томск, 1966.
2. И. А. Букус. Контактная прочность судовых зубчатых передач. Труды НКИ, выпуск VII, 1954.
3. Р. Р. Гальпер. Контактная прочность высокоскоростных зубчатых передач с поверхностным упрочнением, ЛД НТП, 1964.
4. В. Н. Кудрявцев. Упрощенные расчеты зубчатых передач, Машгиз, 1960.
5. В. Н. Кудрявцев. Зубчатые передачи, Машгиз, 1957.
6. Н. Ф. Кузьмин. О коэффициенте трения в тяжелогруженном контакте. Вестник машиностроения, № 5, 1954.
7. А. И. Петрусевиц. Энциклопедический справочник Машиностроение, т. 2, М., 1948.
8. A. W. Davies. Marine Reduction Gearing, Pros. Inst., Mech., Engrs., London, vol. 170, No. 16, 1956.
9. A. Fisher. A problem in the Design and Construction of Gear Loading Formulae, Machinery, vol. 102, 12, 1963.
10. G. Niemann, H. Rettig. Zusammenfassung und Folgerungen aus den Versuchsergebnissen, Konstruktion Heft 10, 1950.
11. A. Sykes. Allowable load on helical gears, The Engineer, Nov. N 5416, 1959.
12. C. Timms. Recent Development in Spur and Helical Gears, The Institut of Production Engineers, 1959.

*) Коэффициент несущей способности зубчатых передач

$$K_H = \frac{p}{d_{\phi_1}} \cdot \frac{i \pm 1}{i} \text{ кг/см}^2, \text{ где}$$

p — удельная нагрузка кг/см;

d — диаметр делительной окружности шестерни, см;

i — передаточное число.