

О ВЛИЯНИИ СКОРОСТИ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

А. Е. БЕЛЯЕВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

В большинстве существующих методик расчета зубчатых передач на контактную прочность допускаемая нагрузка на зуб уменьшается с ростом окружной скорости. В основном это явление объясняют ростом динамических нагрузок с увеличением окружной скорости, вызванных ошибками изготовления зубчатых передач (ошибки шага, профиля, накопленные и циклические ошибки). Упомянутое снижение допускаемых нагрузок обычно учитывается так называемыми скоростными коэффициентами.

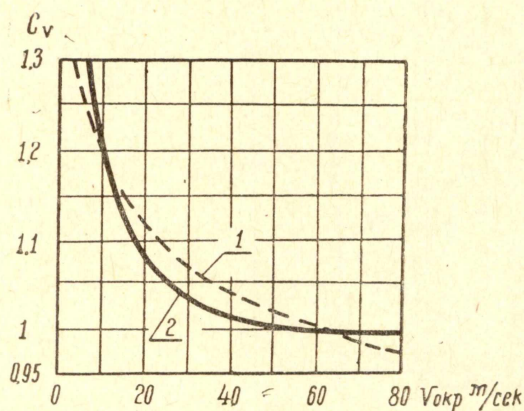


Рис. 1. Скоростной коэффициент C_v кривая 1 — по Норвежскому Веритасу, кривая 2 — по Французскому Веритасу

В качестве примера на рис. 1 приведены скоростные коэффициенты, применяемые в настоящее время при расчете судовых зубчатых передач, согласно Норвежскому и Французскому Веритасам [3, 6]. Оба скоростных коэффициента построены по зависимости типа

В качестве примера на рис. 1 приведены скоростные коэффициенты, применяемые в настоящее время при расчете судовых зубчатых передач, согласно Норвежскому и Французскому Веритасам [3, 6]. Оба скоростных коэффициента построены по зависимости типа

$$C_v = \left(\frac{a}{V_{окр}} \right)^n,$$

где a — коэффициент пропорциональности,
 $V_{окр}$ — окружная скорость, м/сек,
 n — показатель степени.

Характер указанных кривых аналогичен скоростным коэффициентам, рекомендованным ранее в США.

В табл. 1 приведены значения скоростных коэффициентов (по Британскому стандарту), на которые нужно умножить допускаемое напряжение сдвига, рекомендуемое для 1 об/мин., чтобы получить допускаемое напряжение при данном числе оборотов.

Анализ данных табл. 1 показывает, что напряжения у передачи, работающей при $n = 20000$ об/мин., составляют лишь третью часть от величины допускаемых напряжений при $n = 1$ об/мин.

Между тем недавние обследования зубчатых передач турбинного типа за рубежом показали, что общепринятые представления о влия-

нии окружной скорости на контактную прочность неверны. Так, повреждения от питтинга на вторых ступенях судовых редукторов составляют приблизительно 75% общих повреждений от выкрашивания.

В единичном эксперименте, описанном в работе [8], увеличение скорости в 6 раз привело к повышению несущей способности передачи более чем в 2 раза. А. Сайкс [9] после обследования большого количества скоростных передач рекомендует повышать нагрузку с увеличением суммы чисел оборотов ($n_1 + n_2$).

Таблица 1

<i>n</i> об/мин	1	4	10	40	100	400	1000	5000	10000	20000
Скоростной коэффициент	1,00	0,87	0,79	0,69	0,64	0,57	0,51	0,41	0,36	0,32

В СССР единичные эксперименты, проведенные Б. С. Шулейко на зубчатых передачах 7—8 степени точности, и обстоятельные эксперименты Р. Р. Гальпера на роликах показали, что с увеличением скорости возрастает и сопротивление выкрашиванию.

Малочисленность экспериментальных данных, полученных и в СССР, и за границей, определила необходимость проведения соответствующих исследований.

В качестве объектов испытания были выбраны зубчатые передачи 4—5 степени точности с модулями $m = 2 \div 4$ мм, причем все параметры экспериментальных пар были выбраны с учетом наибольшей применимости их в скоростных зубчатых редукторах. Перед началом испытаний зубчатые колеса проходили ступенчатую прикатку под нагрузкой при малых скоростях непосредственно на стенде. Все эксперименты проводились в диапазоне скоростей $20 \div 60$ м/сек. В качестве базового числа циклов было принято $N_{\text{цк}} = 4 \div 5 \cdot 10^7$ циклов изменения нагрузок на шестерне.

В процессе проведения эксперимента фиксировалась нагрузочная способность зубчатых передач в указанном интервале скоростей при выбранном нами критерии выносливости рабочих поверхностей зубьев. Известно, что попытки зафиксировать момент наступления опасных форм усталостного разрушения рабочих поверхностей зубьев по шумовым характеристикам или по изменению коэффициента полезного действия в зацеплении даже при низких скоростях (см., например, [5]) не увенчались успехом: в широком диапазоне изменения состояний рабочих поверхностей зубьев от микроскопического питтинга до поражения всей поверхности упомянутые характеристики оставались неизменными.

На основании ярда работ [1], выполненных под руководством проф. В. Н. Кудрявцева, нами был принят следующий критерий выносливости. За предельную нагрузку принималась такая нагрузка, при которой передача может работать при весьма большом числе циклов изменения напряжений (намного превышающем условное базовое число циклов предела контактной выносливости) без заметного развития разрушений рабочих поверхностей зубьев (в качестве примера на рис. 2 показана рабочая поверхность зубчатого колеса, проработавшего две базы при указанной нагрузке). При превышении ее на $25 \div 35\%$ за время, соответствующее приблизительно базовому числу циклов, степень разрушения рабочей поверхности такова, что дальнейшая работоспособность передачи становится невозможной.

Обработка полученных результатов проводилась с учетом динамических нагрузок в зацеплении, определенных по методике [4], и с учетом концентрации нагрузки в полюсе.

В большинстве методик расчета зубчатых передач значения предела контактной усталости устанавливаются пропорциональным числу твердости рабочей поверхности зубьев

$$\sigma_k = K \cdot HB,$$

где σ_k — контактные напряжения,

HB — твердость рабочих поверхностей зубьев,

K — коэффициент пропорциональности.

Справедливость упомянутой зависимости подтверждается рядом исследователей. Таким образом, вместо определения зависимости контакт-

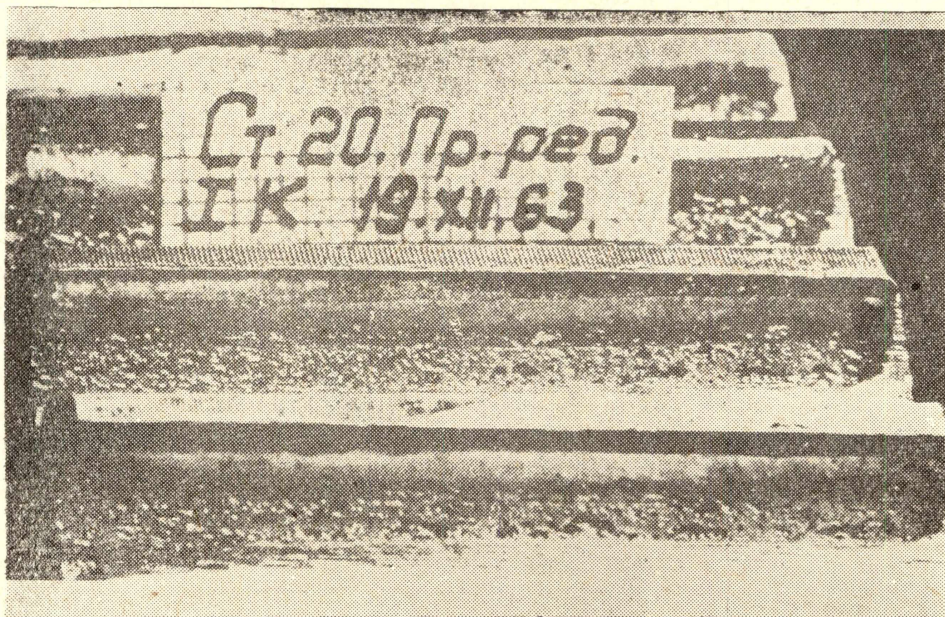


Рис. 2. Состояние рабочей поверхности зубьев при действии предельной контактной нагрузки, $N_{цш} = 9,5 \cdot 10^7$

ных напряжений от суммарной скорости качения ΣV (при ее повышении) можно исследовать зависимость типа

$$K = \frac{\sigma_k}{HB} = f(V_\Sigma).$$

Выбор подобного способа оценки экспериментальных данных дает также возможность использовать и данные экспериментов других исследователей.

На рис. 3 показано изменение коэффициента K , равного отношению предельных контактных напряжений к твердости рабочих поверхностей зубьев в зависимости от скорости. В указанном выше диапазоне скоростей монотонно возрастающие зависимости описываются уравнением

$$K = 15,5 \div 16 \cdot V_\Sigma^{0,2 \div 0,21} \quad (1)$$

независимо от модуля зацепления испытанных зубчатых колес. Обработка этих же экспериментов методом математической статистики [2, 7] позволила получить корреляционное уравнение зависимости 1:

$$\lg K = 0,2025 \lg V_{\Sigma} + 1,1994. \quad (2)$$

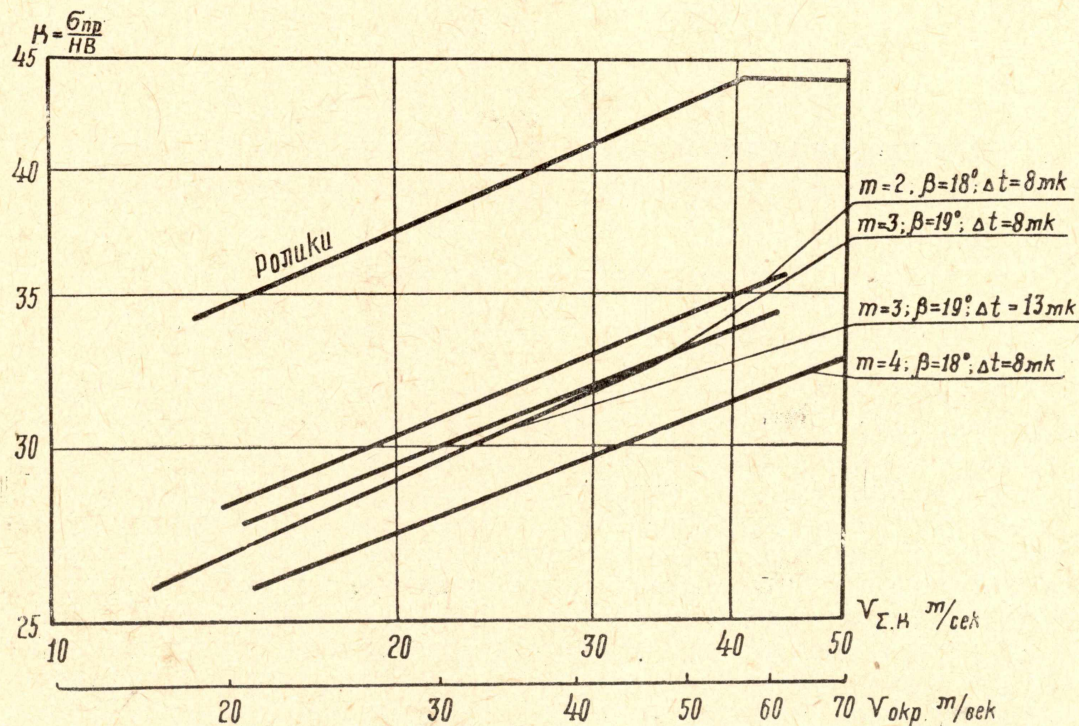


Рис. 3. Зависимость величины K от скорости

Выводы

1. С увеличением скорости контактная прочность зубчатых передач растет.
2. Указанное влияние скорости можно учитывать с помощью зависимостей 1 или 2.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Н. Кудрявцев, И. М. Килимов. К вопросу об оценке несущей способности зубчатых передач, лимитируемой сопротивлением усталостному выкрашиванию. Сб. трудов ЛМИ, № 34, 1963.
2. А. К. Митропольский. Техника статистических вычислений, Физматгиз, 1961.
3. Норвежский Веритас. Правила классификации и постройки стальных судов. Л., 1960.
4. Г. К. Трубин. Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен. ЦНИИТМАШ, книга 37, Машгиз, 1950.
5. А. И. Петрусевиц. Зубчатые передачи. Сб. «Детали машин». Под редакцией Н. С. Ачеркана, Машгиз, 1954.
6. Французский Веритас. Правила постройки и классификации судов. Л., 1961.
7. М. Я. Шашин. Методика определения средних вероятных значений циклической долговечности. Заводская лаборатория, № 6, 1952.
8. A. Fisher. Use of speed factors in colculation load carrying of helical gears. Machinery, vol. 98, 8, 1961.
9. A. Sykes. Allowable load on helical gears, Engineer, November, 13, 1959.