

О НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СКОРОСТЯХ

А. Е. БЕЛЯЕВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Основными отраслями промышленности, в которых применяются высокоскоростные зубчатые передачи, являются авиационная, судостроительная и энергетическая. Высокий коэффициент полезного действия, сравнительно малые габариты делают зубчатый привод незаменимым при высоких скоростях. Это обстоятельство является причиной вытеснения зубчатыми передачами электропривода в некоторых судовых механизмах.

Как известно, одной из основных причин выхода из строя быстроходных зубчатых колес является повреждение рабочих поверхностей зубьев вследствие выкрашивания. Для оценки контактной прочности скоростных зубчатых передач в настоящее время широко применяется коэффициент несущей способности K_n , определяемой по формуле

$$K_n = \frac{p}{d_{д1}} \cdot \frac{i+1}{i}, \quad (1)$$

где p — удельная нагрузка, $кг/см$;

$d_{д1}$ — диаметр делительной окружности шестерни, $см$;

i — передаточное число.

Обследование работающих и сравнение проектируемых передач по величине коэффициента K_n весьма удобно, так как указанный коэффициент дает возможность сопоставить практически любые цилиндрические передачи.

Величина коэффициента K_n , зафиксированная у эксплуатируемых редукторов, намного меньше номинального значения $[K_n^H]$, т. е. такого значения коэффициента, характеризующего нагрузочную способность зубчатого венца, динамических нагрузок, повышенных температур рапри отсутствии неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, динамических нагрузок, повышенных температур рабочих поверхности и других факторов, снижающих несущую способность.

Отношение коэффициентов $\frac{K_n^H}{[K_n^H]}$ имеет особенно низкие значения у скоростных зубчатых передач. Для большинства скоростных редукторов ($v > 20$ м/сек) коэффициент K_n (при твердости зубчатых колес НВ < 350) не превышает 7—8 $кг/см^2$. При тех же твердостях рабочих

поверхностей зубьев, но при скоростях 3—15 м/сек редукторы общего назначения имеют коэффициент K_n , равный 15—20 кг/см².

Относительно низкие нагрузки, закладываемые в расчетах скоростных зубчатых передач, объясняются, по нашему мнению, следующими факторами:

1. Отсутствие надежных экспериментальных данных, позволяющих учесть влияние скорости и геометрических параметров на несущую способность зубчатых передач.

2. Неправильный учет влияния скорости на контактную прочность зубчатых передач.

3. Нерациональные значения $q_{ц} = \frac{B}{d_{д1}}$, принимаемые в ряде случаев при проектировании скоростных приводов. Так, по данным П. Ф. Балюнова, К. И. Заблонского, Б. Н. Акуленко, Л. М. Гаркави, значение коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при пропорциях, широко применяемых в скоростных зубчатых передачах, может достигать двух и более.

4. Высокая степень ответственности приводов.

5. Большая теплонапряженность этих передач по сравнению с тихоходными.

Вследствие большой сложности условий работы в реальных зубчатых колесах и значительного числа факторов (см. выше), влияющих на несущую способность скоростных передач, целесообразно определять коэффициент K_1 экспериментальным путем.

Исследование несущей способности улучшенных зубчатых колес ($HВ \leq 350$) с различными геометрическими параметрами ($\alpha_0 = 20^\circ$, $m_n = 2 \div 4$ мм, $\beta_d = 12 \div 35^\circ$, $z_1 = 22 \div 44$, $i \approx 2$) проведено в диапазоне скоростей 20 ÷ 60 м/сек.

Смазка зубчатых колес производилась маслом «Турбинное Л» при температуре входа 35 ÷ 40°.

В качестве предельной была принята такая нагрузка, при которой передача могла работать весьма длительное время (приблизительно вдвое больше условного числа циклов $(N_{ц.баз})$ без заметного развития поверхностных разрушений и ухудшения ее эксплуатационных характеристик. При этом повышение указанной нагрузки на 25—30% приводило к резкому прогрессирующему разрушению и быстрому выходу из строя передачи.

При испытании зубчатых колес был принят метод ступенчатого нагружения, который позволяет сравнительно быстро и при небольшой экономии испытуемых образцов получить предел усталости. Особенно широкое распространение этот вид нагружения получил при испытании крупных передач и в СССР, и за рубежом.

По существующим в настоящее время воззрениям, несущая способность зубчатых колес падает с ростом скорости. Это объясняется ростом динамических нагрузок (вызванных ошибками изготовления) с увеличением скорости. В качестве примера на рис. 1 (кривая — K_n^1) показана зависимость $K_n = f(v_{окр})$, полученная согласно наиболее распространенной в настоящее время методике [3]*). Между тем экспериментальная проверка зубчатых передач при различных скоростях показала, что общепринятое мнение о падении несущей способности передач с увеличением скорости неверно. На рис. 1 показано сравнение нагрузочной способности (кривая K_n^2) одной из экспериментальных зубчатых

*) По другим методикам расчета зубчатых передач на выносливость рабочих поверхностей зубьев (например [2]) это падение несущей способности с ростом скорости оказывается еще более сильным.

пар с расчетной нагрузочной способностью в диапазоне скоростей $20 \div 60$ м/сек, причем допускаемое значение K'_H (коэффициента несущей способности) определено по методике [3]. Значение коэффициента пропорциональности Ω , представляющего собой отношение коэффициентов несущей способности, полученное на основании проведенных экспериментов, к коэффициенту K'_H [3] лежит в интервале $1,1 \div 2$, при этом меньшее расхождение между экспериментальным и расчетным (значение коэффициента 1,1) относится к нижнему пределу скорости (20 м/сек).

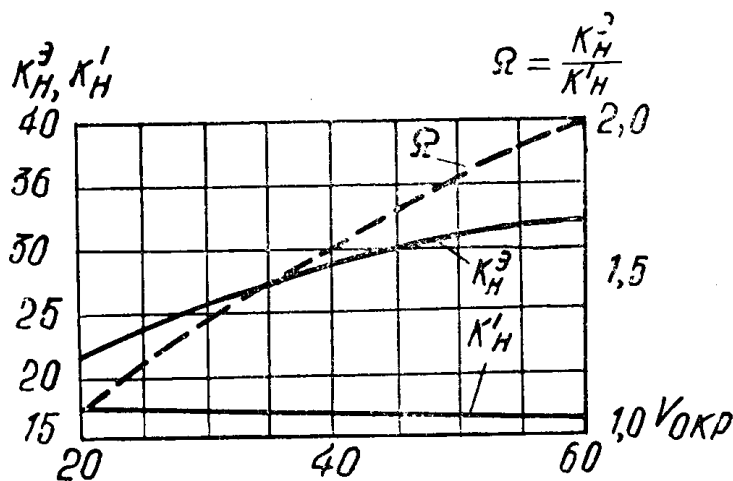


Рис. 1

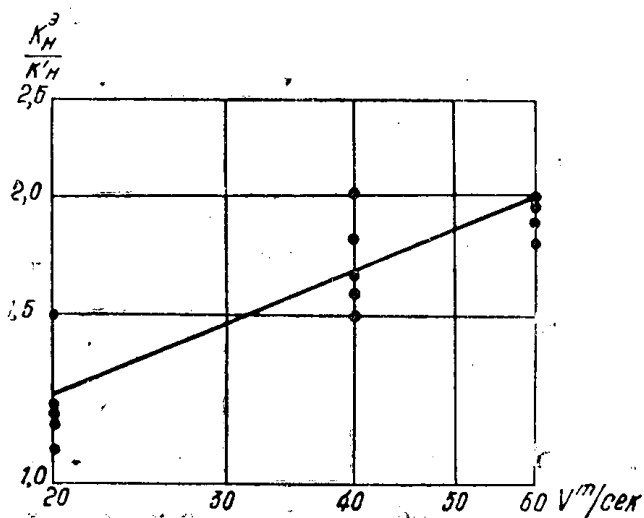


Рис. 2

Для получения общей зависимости, отражающей отношение упомянутых значений K_H^3 и K'_H при различных скоростях и характерной для испытанных нами зубчатых пар с различными геометрическими параметрами, все результаты экспериментов были обработаны по методике [4]. Результаты расчетов приведены в табл. 1 и 2 и на рис. 2. Анализ упомянутых таблиц показывает, что увеличение коэффициента Ω (а следовательно, и несущей способности зубчатых колес) с ростом скорости можно описать корреляционной зависимостью

$$\lg \frac{K_H^3}{K'_H} = 0,4410 \lg v_{окр} - 0,4785.$$

Таблица 1

Статистическая обработка результатов испытаний скоростных передач

№ п. п.	Y_i	X_i	y_i	x_i	y_i^2	x_i^2	$x_i \cdot y_i$	$x_i + y_i$	$(x_i + y_i)^2$
1	1,3010	0,0414	-0,2594	-0,1682	0,0673	0,0283	+0,0436	-0,4276	0,1828
2	"	0,0792	"	-0,1304	"	0,0170	+0,0338	-0,3898	0,1519
3	"	0,0828	"	-0,1268	"	0,0161	+0,0323	-0,3862	0,1492
4	"	0,0864	"	-0,1232	"	0,0152	+0,0320	-0,3826	0,1464
5	"	0,1818	"	-0,0278	"	0,0008	+0,0072	-0,2872	0,0825
6	1,6021	0,1761	+0,0417	-0,0335	0,0017	0,0011	-0,0014	+0,0082	0,0001
7	"	0,2041	"	-0,0055	"	0	-0,0002	+0,0362	0,0013
8	"	0,2227	"	+0,0131	"	0,0002	+0,0005	+0,0548	0,0030
9	"	0,2380	"	+0,0284	"	0,0008	+0,0012	+0,0701	0,0049
10	"	0,3054	"	+0,0958	"	0,0092	+0,0040	+0,1375	0,0189
11	1,7782	0,2553	+0,2178	+0,0457	0,0474	0,0021	+0,0100	+0,2635	0,0694
12	"	0,2788	"	+0,0692	"	0,0048	+0,0151	+0,2870	0,0824
13	"	0,2967	"	+0,0871	"	0,0076	+0,0190	+0,3049	0,0930
14	"	"	"	"	"	"	"	"	"
15	"	0,3979	"	+0,1883	"	0,0354	+0,0410	+0,4061	0,1649
Σ	23,4065	3,1433	+0,0005	-0,0007	0,5820	0,1462	0,2577		1,2437
$\frac{\Sigma}{15}$	1,5604	0,2096	0	0	0,0388	0,0097	0,0172		0,0829
	\bar{y}	\bar{X}	$m_{1,0}$	$m_{0,1}$	$m_{2,0}$	$m_{0,2}$	$m_{1,1}$		$m_{2,s}$

При этом значения отношения $\frac{K_H^э}{K_H}$, найденные как среднеарифметическое и средневероятностное, достаточно близки (табл. 2).

Таблица 2

Основные данные и результаты испытаний скоростных передач

№ п. п.	$v_{окр}, м/сек$	Значения $\frac{K_H^э}{K_H}$		
		Экспериментальные данные	Среднее арифметическое	Среднее вероятностное
1	20	1,10	1,25	1,246
2		1,20		
3		1,21		
4		1,22		
5		1,52		
6	40	1,50	1,704	1,690
7		1,60		
8		1,67		
9		1,73		
10		2,02		
11	60	1,80	2,032	2,021
12		1,90		
13		1,98		
14		1,98		
15		2,50		

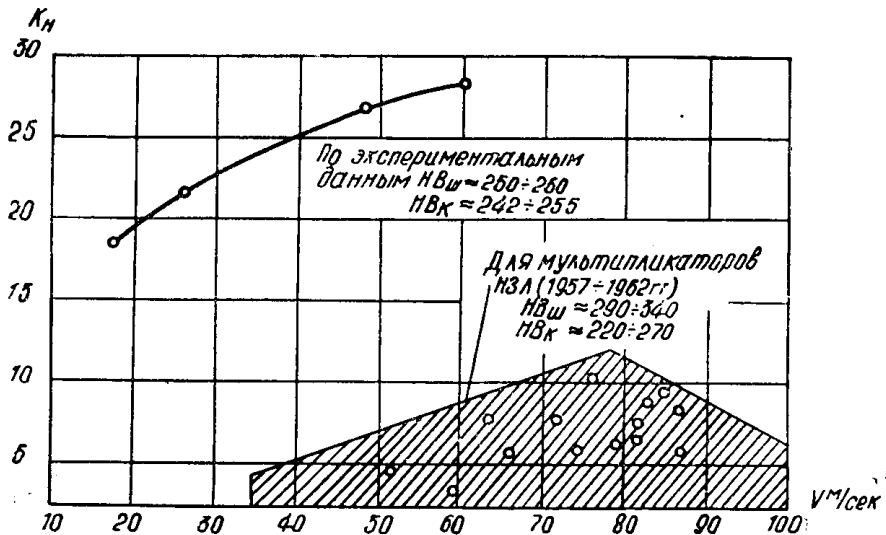


Рис. 3

Зафиксированное повышение несущей способности зубчатых колес объясняется положительным влиянием скорости на контактную прочность передач ([1]), а экспериментальные данные по предельным зна-

чениям коэффициентов K_n резко отличаются от тех же коэффициентов эксплуатируемых скоростных машин. На рис. 3 показано, что значения K_n , полученные для опытных пар*) (даже при твердостях рабочих поверхностей зубьев меньших, чем обусловленные техническими условиями предприятий, выпускающих скоростные приводы, например Невским машиностроительным заводом — НЗЛ), примерно в 3—4 раза выше значений K_n , назначаемых в настоящее время конструкторами (нижняя область значений K_n .) Причем сравнение проводилось с учетом коэффициента запаса прочности по предельной нагрузке $n = 1,5$.

Выводы

1. Несущая способность современных скоростных приводов (эксплуатируемых и проектируемых) значительно ниже предельных значений.
2. С ростом скорости несущая способность зубчатых передач увеличивается, что объясняется положительным влиянием скорости на контактную прочность.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Е. Беляев. Влияние скорости на контактную прочность зубчатых передач. Изв. ТПИ, № 147. Томск. 1966.
2. Я. Г. Кистьян. Методика расчета зубчатых передач на прочность, ЦНИИТМАШ, кн. 107. Машгиз. 1963.
3. В. Н. Кудрявцев. Упрощенные расчеты зубчатых передач. Машгиз. 1960.
4. А. К. Митропольский. Техника статистических вычислений. Физматгиз. М. 1961.

*) Верхняя кривая построена по результатам обработки 42 экспериментальных точек, полученных при опытах с более чем 250 зубчатых колес.
