

**ИССЛЕДОВАНИЕ  
НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ  
С ВЫСОКИМ ПЕРЕПАДОМ ТВЕРДОСТИ  
ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СКОРОСТЯХ**

А. Е. БЕЛЯЕВ

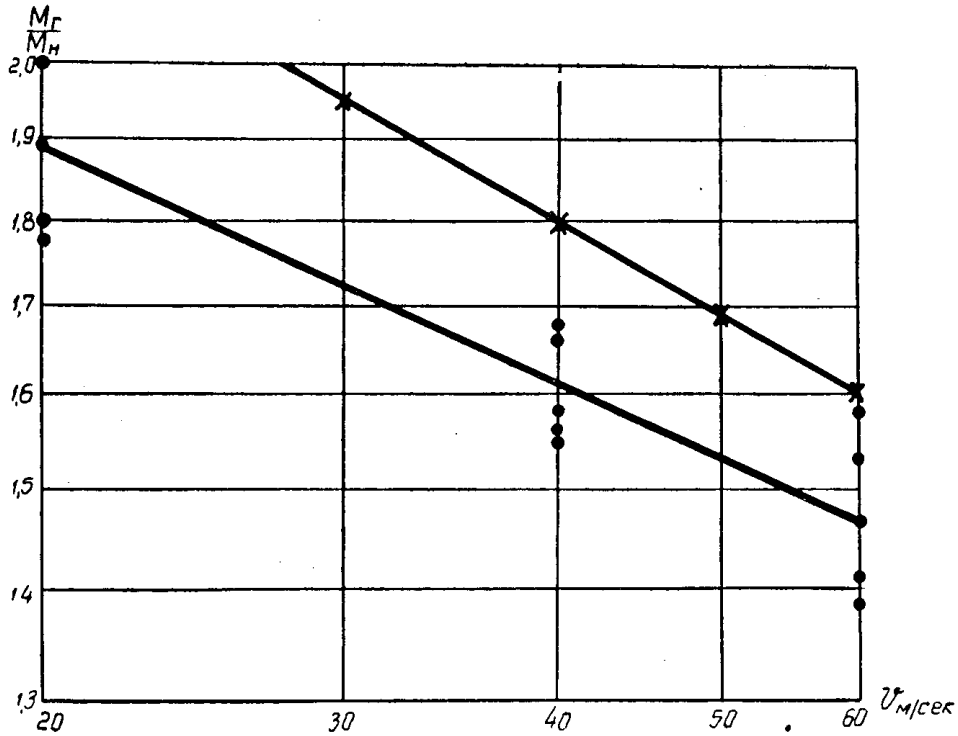
(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Одним из путей повышения нагрузочной способности зубчатых передач является применение высокого перепада твердости шестерни и колеса. Настоящие исследования проведены с целью выяснения эффективности применения высокого перепада твердости при скоростях 20—60 м/сек. Анализ работы таких зубчатых передач при скоростях, не превышающих 20 м/сек (например, [5]), показал, что применение шестерни с твердой поверхностью, работающей в паре с колесом из улучшенной стали, повышает несущую способность зубчатой передачи.

Это объясняется различной сопротивляемостью ножек и головок зубьев выкрашиванию, что связано с действием сил трения, которые увеличивают прочность одних участков и понижают прочность других [7, 8, 11].

Между тем, как следует из теоретических и экспериментальных работ [4 и 8], эффект высокого перепада твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса должен снижаться с увеличением окружной скорости. Так, автор работы [4] в своих экспериментах на роликах получил, что увеличение прочности ножек и головок происходит до значения  $V_{\Sigma} \approx 45$  м/сек ( $V_{\text{окр}} \approx 60$  м/сек). Произведя оценку нагрузочной способности передач, пропорциональной квадрату предела контактной усталости, автор [4] приводит зависимость для определения соотношения между прочностью головок и ножек зубьев при различных скоростях ( $\beta = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\text{Н}}} = 4,7/V_{\text{окр}}^{0,26}$ ). При этом нагрузочная способность ножек и головок сближается с ростом скорости. Эта зависимость подтверждает вывод А. И. Петрусевича [10], сделанный на основании теоретических исследований, причем разница в значениях  $\beta$  в упомянутых работах весьма незначительна.

Обработка результатов наших экспериментов с зубчатыми передачами из улучшенных сталей также подтверждает это положение. Нагрузки, фиксируемые на различных стадиях выкрашивания рабочих поверхностей зубьев, позволяют судить о разнице в несущей способности различных участков зуба. Соотношение моментов, соответствующих началу выкрашивания головки ( $M_{\Gamma}$ ) и ножки зуба ( $M_{\text{Н}}$ ), имеет тенденцию падать с ростом окружной скорости (рис. 1), причем значение  $\frac{M_{\Gamma}}{M_{\text{Н}}}$  при  $v_{\text{окр}} = 60$  м/сек оказывается близким к 1,5. Обработка резуль-



$$\text{Корреляционное ур-ние } \lg \frac{M_G}{M_H} = -0,2330 \lg v + 0,5794$$

Рис. 1. Нагрузочная способность головок и ножек зубьев при различных скоростях: ● — по экспериментальным данным; × — по результатам опытов с роликами [4]

татов этой серии экспериментов методом математической статистики [12] с целью выяснения закономерности изменения отношения  $\frac{M_G}{M_H}$  при различных скоростях для передач с различными геометрическими параметрами приведена на рис. 1.

Зависимость, полученная экспериментально,

$$\frac{M_G}{M_H} = \frac{3,8}{v_{\text{окр}}^{0,233}}, \quad (1)$$

отличается от приведенной автором работы [4] (рис. 1, верхняя кривая).

Обозначая через  $\mu_k$  отношения допускаемых контактных напряжений для поверхности головок и ножек соответственно  $[\sigma_k]_Г$  и  $[\sigma_k]_Н$ , имеем

$$\mu_k^2 = \frac{[C_k]_Г}{[C_k]_Н} > 1,$$

где

$[C_k]_Г$  и  $[C_k]_Н$  — допускаемые значения коэффициентов контактных напряжений для поверхностей головок и ножек зубьев.

Введенный здесь коэффициент  $[C_k] = 0,918[\sigma_k]^2/E_{\text{пр}}$ . Значения коэффициента  $\mu_k^2$  для скоростей  $v_{\text{окр}} < 20$  м/сек по данным различных авторов приведены в табл. 1.

Как уже указывалось выше, согласно работе [4] и результатам первой серии экспериментов с улучшенными передачами [2] (колонка 4, табл. 2) значение  $\mu_k^2$  падает с ростом скорости в интервале скоростей 20—60 м/сек.

Для подтверждения полученных результатов и исследования эффекта перепада твердости при различных скоростях на скоростном стенде с замкнутым силовым потоком были проведены сравнительные эксперименты с зубчатыми передачами, имеющими улучшенные и азотированные шестерни (геометрические параметры всех сравниваемых передач одинаковы:  $m_n = 3$  мм,  $z_1 = 28$ ,  $i = 2,035$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\beta_d = 19^\circ 11' 17''$ , см. также табл. 2)\*.

Проведенные испытания показали, что нагрузочная способность передач с перепадом твердости несколько выше, чем таких же — из улучшенной стали (значения предельных моментов  $M_1$  и  $M_{1n}$  для сравниваемых передач приведены в табл. 3). При этом необходимо заметить, что в этой серии экспериментов выкрашиванием были повреждены только поверхности мягкого зуба, причем характер развития этого процесса ничем не отличался от процесса разрушения у зубчатых передач, изготовленных из улучшенных сталей.

В последнее время разрабатывается положение об увеличении несущей способности передачи за счет использования головочного эффекта [5]. Дело в том, что в нормальном некорректированном зацеплении нагрузка, воспринимаемая контактными линиями, проходящими по головке ( $L_r$ ) и ножке ( $L_n$ ) зуба, различна (рис. 2) в силу более высокой прочности головок зуба, как опережающих их поверхностей [11]. Указанный выше головочный эффект может быть реализован путем создания внеполюсного зацепления.

Таблица 1

Автор	$\mu_k^2$
А. И. Петрусевиц	2,9—4
И. И. Дымшиц	3,24
А. Мельдаль	2,12
ЛЗП ЛСНХ	2,4—3

Таблица 2

Некоторые параметры экспериментальных зубчатых колес

Маркировка шестерен	АСШ-3 СК-3	АВСШ-3 ВСК-3	СШ-3 СК-3
1	2	3	4
Коэффициент коррекции: шестерни $\xi_1$ колеса $\xi_2$	0 0	-1 +1	0 0
Диаметры делительной окружности: шестерни $d_{d1}$ , мм колеса $d_{d2}$ , мм	88,941 181,059	94,941 175,059	88,941 181,059
Ширина зубчатого венца $B$ , мм	30	30	30
Материал: шестерни колеса	30X2H2BФМА 34XН1М	30X2H2BФМА 34XН1М	34XН3М 34XН1М
Твердость: шестерни колеса	700 : 750** (260) 250	600 : 750** (260) 250	262 250

\* В колонке 2 приведены параметры зубчатых колес с высоким перепадом твердости, в колонке 4 — улучшенные зубчатые колеса с одинаковой твердостью рабочих поверхностей зубьев.

\*\* Твердость по HV, в скобках — твердость сердцевины по HB.

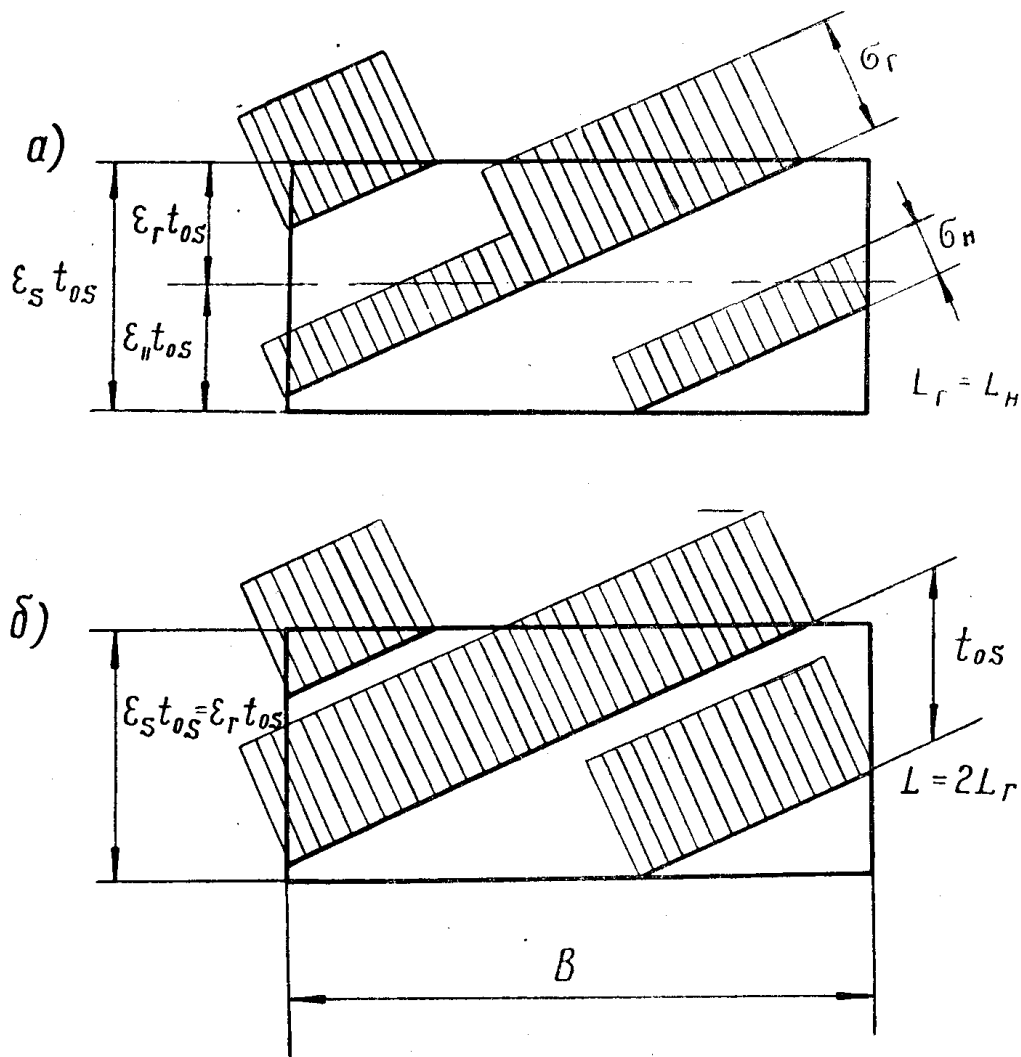


Рис. 2. Несущая способность головок и ножек зубьев в некорригированном (а) и в корригированном (б) зубчатых колесах:  $\epsilon_r$  и  $\epsilon_H$  — коэффициенты перекрытия, соответствующие головкам и ножкам зубьев;  $t_{os}$  — основной шаг зацепления

Если при перепаде твердостей ввести отрицательную коррекцию на шестерне с поверхностно упрочненным зубом и положительную на колесе, то будет происходить контакт головки зуба колеса, изготовленного из материала с низкой твердостью, с упрочненной ножкой шестерни. По данным ряда исследователей [5, 6, 10, 11], это позволяет повысить мощность, передаваемую передачей (без увеличения их габаритов) на 20—60%. Но согласно работе [4] такое увеличение нагрузочной способности внеполюсных зубчатых передач при больших скоростях вряд ли возможно из-за падения коэффициента  $\beta$ .

Для проверки указанных положений были проведены сравнительные эксперименты на внеполюсных передачах с высоким перепадом твердости. Параметры сравниваемых передач приведены в табл. 2 (параметры внеполюсных передач — колонка 3, параметры некорригированных передач — колонка 2).

Эксперименты, проведенные при скоростях 40 и 60 м/сек, показали, что нагрузочная способность внеполюсных передач существенно выше, чем передач, выполненных с перепадом твердости без коррекции

## Основные результаты исследования

	Окружная скорость, м/сек		
	20	40	60
Предельные моменты ( $M_1$ ) для равно- твердых передач (СКЗ—СШЗ), кг/см	1820	2400	2700
Предельные моменты для передач ( $M_{1п}$ ) с высоким перепадом твердости (АСШЗ—СКЗ), кг/см	2800	2950	3100
Отношение $\frac{M_{1п}}{M_1}$	454	1,23	1,15
Отношение $\frac{M_г}{M_н}$ (по формуле 1)	1,75	1,57	1,49
Предельные моменты ( $M_{1в}$ ) для внепо- люсных передач (АВСШЗ—ВСКЗ), кг/см		4530*	4760*
Величина предельных моментов без уче- та концентрации нагрузки в полюсе $M'_{1в}$	—	3780	3960
Отношение $\frac{M'_{1в}}{M_1}$		1,58	1,47

\* При этих нагрузках произошли поломки зубьев шестерни.

(табл. 3). При этом необходимо заметить, что на обеих скоростях (при нагрузках, приведенных в табл. 3) происходили усталостные поломки зубьев шестерни.

Рабочие же поверхности зубьев шестерни оставались совершенно неповрежденными, а поверхности зубьев мягкого колеса были покрыты ямками выкрашивания чуть выше средней линии или полностью выкрашивалась часть зуба, лежащая у основания (рис. 3).

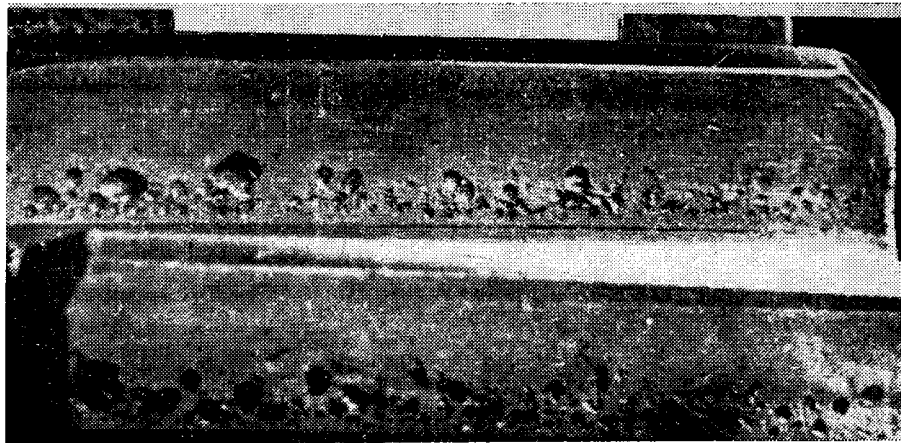


Рис. 3. Состояние рабочей поверхности зубчатого колеса

При сравнении передач внеполюсных и обычного исполнения необходимо заметить, что коэффициент концентрации нагрузки в полюсе, принятый на основании наших исследований [1], не должен учитываться в случае внеполюсного исполнения зубчатой пары. Справедливость этого положения подтверждают и авторы работ [3, 10]. Таким обра-

зом, отношение  $\frac{M_1}{M_{IV}}$  (табл.3) при скоростях 40 и 60 м/сек оказывается соответственно равным 1,58 и 1,47. Полученные значения весьма хорошо совпадают с рассмотренными ранее величинами отношения  $\frac{M_r}{M_n}$ , а увеличение нагрузочной способности внеполюсных передач составляет приблизительно 50%.

### Выводы

1. С ростом скорости (в диапазоне 20 ÷ 60 м/сек) нагрузочная способность зубчатых передач с высоким перепадом твердости шестерни и колеса уменьшается.

2. Отношение несущей способности головок и ножек зубьев с ростом скорости падает, поэтому использование эффекта перепада твердости не может дать того выигрыша в нагрузке, который возможен в тихходных передачах.

3. Нагрузочная способность передач, выполненных с высоким перепадом твердости (в отличие от нагрузочной способности корригированных, внеполюсных передач), мало отличается от таковой у равнотвердых улучшенных передач.

### ЛИТЕРАТУРА

1. А. Е. Беляев. Распределение нагрузки вдоль линии контакта косозубых колес судовых редукторов. «Технология судостроения», № 6, 1965.
2. А. Е. Беляев. Влияние скорости на контактную прочность зубчатых передач. Изв. ТПИ, № 147, Томск, 1966.
3. Р. Р. Гальпер. Контактная прочность высокоскоростных зубчатых передач с поверхностным упрочнением. ЛД НТП, 1964.
4. Л. С. Борович. Исследование эффективности корригирования цилиндрических зубчатых передач. Труды ЦНИИТМАШ, 28, М., 1962.
5. И. М. Килимов. Повышение нагрузочной способности зубчатых передач при использовании эффекта перепада твердостей. «Вестник машиностроения», № 3, 1959.
6. В. Н. Кудрявцев, А. И. Белянин. «Вестник машиностроения», № 10, 1957.
7. Н. Ф. Кузьмин. О коэффициенте трения в тяжелогруженном контакте. «Вестник машиностроения», № 5, 1954.
8. А. И. Петрусевиц. Основные выводы из контактно-гидродинамической смазки. «Изв. АН СССР», ОТН, № 2, 1951.
9. А. И. Петрусевиц. Роль гидродинамической масляной пленки в стойкости и долговечности поверхностей контакта деталей машин. «Вестник машиностроения», № 1, 1963.
10. М. С. Полоцкий, З. П. Павлов. Нагрузочная способность зубчатого внеполюсного зацепления второго рода. «Повышение нагрузочной способности зубчатых передач и снижение веса». Машгиз, 1956.
11. Г. К. Трубин. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. Машгиз, 1962.
12. М. Н. Шашин. Методика определения средних вероятных значений циклической долговечности. «Завод. лабор.», XVII, № 6, 1952.