

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
С ПОВЫШЕННЫМ УГЛОМ ЗАЦЕПЛЕНИЯ
ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СКОРОСТЯХ

А. Е. БЕЛЯЕВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Эвольвентные зубчатые передачи имеют значительные резервы повышения несущей способности, снижения габаритов и веса за счет модификаций исходного контура. Работы последних лет [5, 6, 8, 11] показывают, что несущая способность зубчатых передач может быть повышена за счет применения режущего инструмента с профильным углом $\alpha_0 > 20^\circ$.

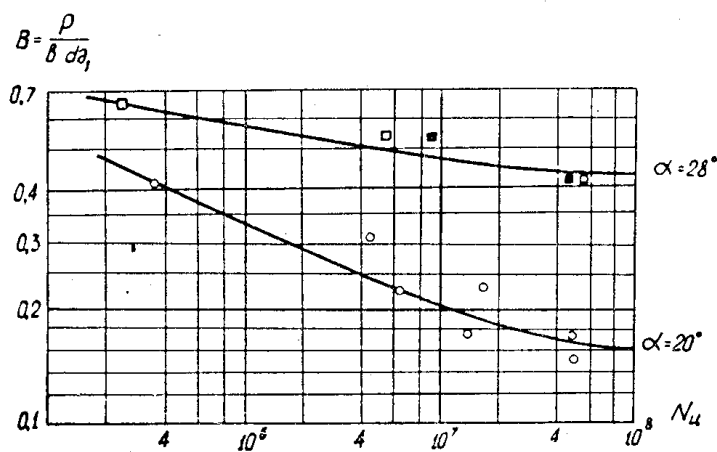


Рис. 1. Нагрузочная способность зубчатых колес по данным работы [1, 2]

В ряде работ приводятся данные, согласно которым крупные зарубежные организации и фирмы по производству редукторов (например, «Лаваль», «Аллен» и т. п.) применяют в настоящее время для нарезки зубчатых передач инструмент с профильным углом $22^\circ 30'$ и 25° . Однако литературные данные по вопросу исследования несущей способности косозубых передач, нарезанных инструментом с модифицированным профильным углом, немногочисленны и противоречивы. Экспериментов же, проведенных при высоких скоростях, нам вообще не известно.

Теоретические исследования В. Н. Кудрявцева [7, 9, 10] и экспериментальные работы в ЛПЗ и ЛВВИА им. Можайского, а также немногочисленные эксперименты Г. Нимана [12, 13] говорят о том, что исполь-

зование нестандартных исходных контуров для косозубых передач позволяет повысить их несущую способность по сравнению с такими же (по точности, термообработке и материалам) передачами стандартного зацепления. На рис. 1 показано сравнение несущей способности зубчатых передач, нарезанных стандартным и нестандартным режущим инструментом (опыты Г. Нимана).

У Г. Реттинга [14] несущая способность зубчатых передач с углом $\alpha_0 = 28^\circ$ во всем диапазоне испытанных углов была почти равноценной передачам, нарезанным инструментом со стандартным профильным углом.

Однако, например, в работе [2] высказывается мнение, что использование исходных контуров с $\alpha_0 > 20^\circ$ для косозубых передач отрицательно сказывается на несущей способности в связи с заметным уменьшением суммарной длины контактных линий.

В настоящее время в нашей стране и за рубежом исследованиям при скоростях $3 \div 15$ м/сек подвергались зубчатые передачи, соответствующие исходным контурам с повышенными значениями α_0 . При анализе нестандартных исходных контуров следует оценить влияние их параметров на несущую способность передач по контактной и изломной прочности. Эта оценка производилась по формуле Герца, которая согласно методике [9] (применительно к косозубым передачам) для нестандартного и стандартного исходного контура может быть записана в виде

$$[M_1]^{nc} = \Omega \cdot \frac{[C_k] \cdot d_{д1} \cdot B_p \cdot \rho_{пр.р}^{nc} \cdot \lambda_{min}^{nc} \cdot \epsilon_s^{nc}}{k \cdot (k_{нр}^\beta)^{nc}} \cdot \cos \alpha_{on}^{nc} \quad (1)$$

$$[M_1] = \Omega \cdot \frac{[C_k] \cdot d_{д1} \cdot B_p \cdot \rho_{пр.р} \cdot \lambda_{min} \cdot \epsilon_s}{k \cdot k_{нр}^\beta} \cdot \cos \alpha_{on} \quad (2)$$

В этих формулах

$[M_1]^{nc}$, $[M_1]$ — допускаемый момент на шестерне, нарезанной соответственно нестандартным и стандартным исходным контуром;

$[C_k]$ — допускаемое значение коэффициента контактных напряжений;

B_p — рабочая ширина венца шестерни;

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

$\rho_{пр.р}^{nc}$, $\rho_{пр.р}$ — приведенные радиусы кривизны в полюсе зацепления соответственно для нестандартных и стандартных передач;

ϵ_s^{nc} , ϵ_s — коэффициент перекрытия в торцевой плоскости соответственно для пар, нарезанных нестандартным и стандартным исходным контуром;

λ_{min}^{nc} , λ_{min} — коэффициент уменьшения длины контактных линий для нестандартной и стандартной передач;

$(k_{нр}^\beta)^{nc}$, $k_{нр}^\beta$ — коэффициент концентрации удельной нагрузки в зоне минимальной контактной прочности зубьев;

k — коэффициент, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки по длине зуба и дополнительные динамические нагрузки в передаче;

α_{on}^{nc} , α_{on} — профильный угол нестандартного и стандартного инструмента в нормальном сечении;

* Здесь и далее индекс «нс» будет относиться к зубчатым передачам, нарезанным инструментом с повышенным углом исходного контура.

Ω — коэффициент пропорциональности.

Оценим влияние геометрии на несущую способность передачи с помощью коэффициента χ^* .

$$\chi = \frac{[M_1]^{nc}}{[M_1]} = \frac{\rho_{пр.р}^{nc} \cdot \cos \alpha_{он}^{nc} \cdot \varepsilon_s^{nc} \cdot \lambda_{min}^{nc} \cdot K_{пр}^\beta}{\rho_{пр.р} \cdot \cos \alpha_{он} \cdot \varepsilon_s \cdot \lambda_{min} \cdot (K_{пр}^\beta)^{nc}} \quad (3)$$

Последней зависимостью можно оценить влияние на несущую способность:

- 1) величины отношений радиусов кривизны

$$\frac{\rho_{пр.р}^{nc}}{\rho_{пр.р}} = \frac{\sin \alpha_{он}^{nc} \cdot \cos^2 \beta_0}{\sin \alpha_{он} \cdot (\cos^2 \beta_0)^{nc}} \quad (4)$$

где

β_0^{nc} и β_0 — углы наклона зуба на основных цилиндрах зубчатых колес соответственно изготовленных нестандартным и стандартным исходным контуром,

- 2) величины отношения суммарных длин контактных линий

$$\frac{\varepsilon_s^{nc}}{\varepsilon_s} \cdot \frac{\lambda_{min}^{nc}}{\lambda_{min}}$$

- 3) величины отношения коэффициентов концентрации удельной нагрузки

$$\frac{k_{пр}^\beta}{(k_{пр}^\beta)^{nc}}$$

- 4) величины отношения нормальных усилий в зацеплении

$$\frac{\cos \alpha_{он}^{nc}}{\cos \alpha_{он}}$$

В связи с тем, что оценка несущих способностей передач носит сравнительный характер, влияние коэффициентов $(k_{пр}^\beta)^{nc}$ и $k_{пр}^\beta$ не учитывается. Принимая во внимание также, что $B_p/t_a = 2$, считаем $\lambda_{min}^{nc} = \lambda_{min}$. При этих условиях формула 3 принимает вид:

$$\chi = \frac{\cos 2\alpha_{он}^{nc}}{\cos 2\alpha_{он}} \cdot \frac{\varepsilon_s^{nc}}{\varepsilon_s} \quad (5)$$

Расчет по формуле 5 показывает, что для наших экспериментальных передач нагрузочная способность (у равнотвердых улучшенных передач) с переходом на профильный угол $\alpha_0 = 27^\circ$ может увеличиваться приблизительно на 8—10% (рис. 2, а).

Результаты экспериментов Г. Нимана и предложенная им зависимость не согласуются с данными, полученными в ЛЗП. Удвоенное значение величины $B = \frac{P}{B_p \cdot d_d}$ (рис. 1), зафиксированное при испытании передач $\alpha_0 = 28^\circ$ (по сравнению со стандартными двадцатиградусными колесами), вызывает сомнение.

* Сравнение ведем для улучшенных косозубых передач с одинаковыми размерами и технологическими параметрами ($z_1 = 28$; $m_n = 3$; $i \approx 2$, $B_p = 30$ мм; $\beta_d = 19^\circ 11' 17''$; $\xi = 0$, HB = 250 ÷ 262, степень точности — пятая). Разным является лишь угол зацепления: $\alpha_0 = 20^\circ$ и $\alpha_0^{nc} = 27^\circ$.

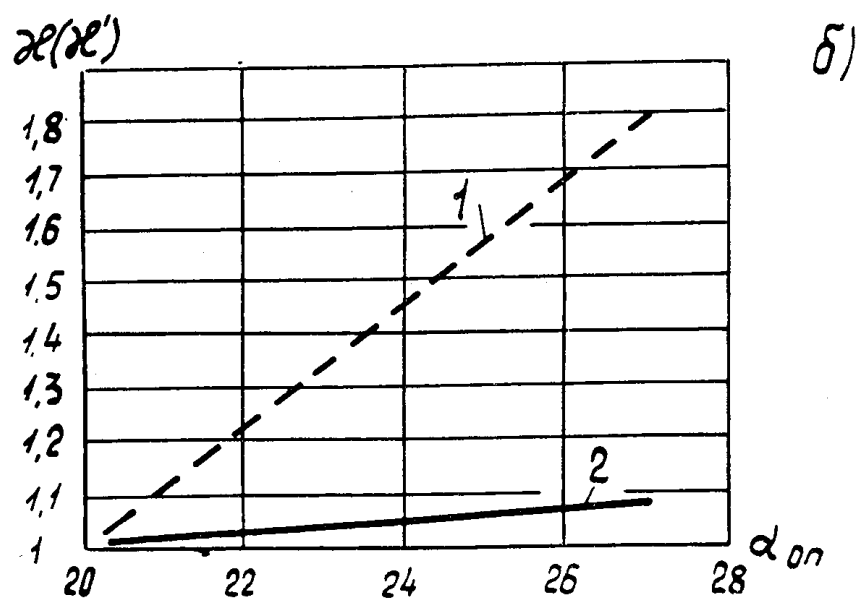
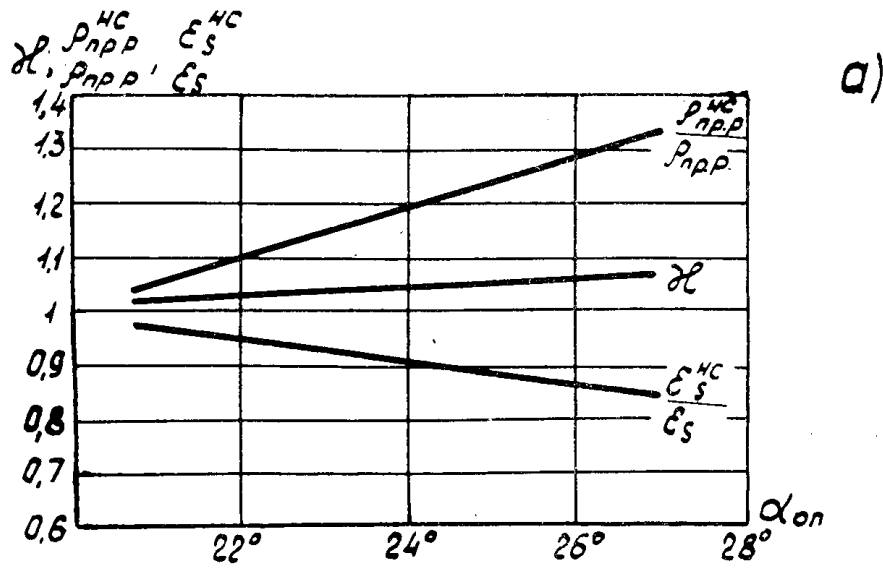


Рис. 2. а — результаты расчета по формуле (3, 5); б — значение коэффициента \mathcal{H}' и \mathcal{H} : 1 — по формуле 6, 2 — по методике [9]

Расчет несущей способности передач по методике [13] ведется по коэффициенту, характеризующему отношение несущей способности, который для экспериментальных передач примет вид

$$\mathcal{H}' = \frac{(\sin^3 \alpha_{on})^{нс} \cdot (\cos^2 \alpha_{on})^{нс} \cdot \epsilon_s^{нс}}{\sin^3 \alpha_{on} \cdot \cos^2 \alpha_{on} \cdot \epsilon_s} \quad (6)$$

Сравнение результатов расчета по формулам 5 и 6 показано на рис. 2, б.

Из изложенного следует, что применение повышенных профильных углов передач приводит к росту их несущей способности из условий контактной прочности.

Применение модифицированных исходных контуров ($\alpha_0 > 20^\circ$) положительно сказывается и на изломной прочности передач. При этом рост изломной прочности обуславливается увеличением толщины зуба в опас-

ном сечении. Проведенные расчеты коэффициентов формы зубьев, найденных на основании гипотезы А. В. Верховского, а также эксперименты на пульсаторах подтверждают приведенное выше положение.

Экспериментальное исследование зубчатых передач, нарезанных инструментом с нестандартным исходным контуром, показывает, что нагрузочная способность их выше на 18—22% по сравнению с такими же передачами, выполненными с $\alpha_0 = 20^\circ$. Необходимо заметить, что подобное же увеличение нагрузочной способности зубчатых передач зафиксировано в ранее проведенных экспериментах при скоростях до 15 м/сек ЛЗП.

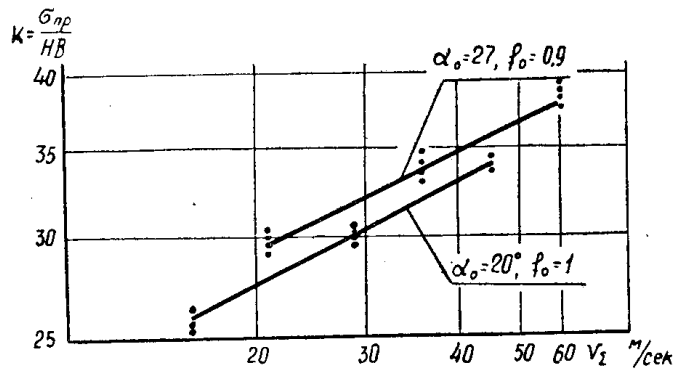


Рис. 3. Результаты экспериментального исследования зубчатых передач с $\alpha_0 = 20^\circ, f_0 = 1$ и $\alpha_0 = 27^\circ, f_0 = 0,9$

На рис. 3 приведены значения коэффициента $K = \frac{\sigma_k}{HB}$, полученного в результате обработки экспериментальных данных (с учетом величин $\rho_{пр.р}$ и L_k), причем отношение величины K для передач с $\alpha_0 = 27^\circ$ к величине K для стандартных передач остается приблизительно постоянным во всем диапазоне скоростей.

Нагрузочная способность, полученная опытным путем, выше, чем следует из формулы 3. Указанное несоответствие можно объяснить следующим. С ростом угла зацепления растет и суммарная скорость качения v_Σ , которая, как было показано в [1], положительно сказывается на контактной прочности зубчатых передач. Учитывая зависимость, полученную нами при изучении влияния скоростей на прочность рабочих поверхностей зубьев, можно провести сравнение передач, нарезанных стандартным и нестандартным исходным контуром. Эта зависимость имеет вид

$$K = \theta \cdot v_\Sigma^{0,2},$$

где

θ — коэффициент пропорциональности.

Заметив, что $v_\Sigma = 2v_{окр} \cdot \sin \alpha_s$, найдем, что отношение коэффициентов для сравниваемых контуров будет зависеть лишь от α_s .

$$\frac{K_{\alpha=27}}{K_{\alpha=20}} = \frac{(\theta \cdot v_\Sigma^{0,2})_{\alpha=27}}{(\theta \cdot v_\Sigma^{0,2})_{\alpha=20}} = \frac{(\sin \alpha_s)_{\alpha=27}}{(\sin \alpha_s)_{\alpha=20}}. \quad (10)$$

При принятых нами значениях α_0 и β_d это отношение оказывается равным 1,05. Таким образом, увеличение нагрузочной способности испытанных нами передач со значением $\alpha_0 = 27^\circ$ только за счет увеличения скорости качения профилей достигает 5%.

Учитывая, что рост нагрузочной способности за счет геометрических параметров передач (формула 5) составляет 9%, общее увеличение несущей способности должно оказаться приблизительно равным $1,05 \cdot 1,09 = 1,15$. Полученные нами результаты испытаний подтверждают приведенные расчеты.

Выводы

1. Нагрузочная способность передач, нарезанных инструментом с $\alpha_0 > 20^\circ$, увеличивается по сравнению с передачами, нарезанными стандартным инструментом.

2. Резкое повышение нагрузочной способности зубчатых колес (\sim в 2 раза), рекламируемое некоторыми иностранными авторами, не подтверждается.

3. Нагрузочная способность зубчатых передач, нарезанных инструментом с нестандартным исходным контуром, увеличивается с ростом скорости.

4. Экспериментально зафиксированная несущая способность зубчатых передач, нарезанных инструментом с $\alpha_0 = 27^\circ$ и $f_0 = 0,9$ в интервале скоростей $20 \div 60$ м/сек, больше нагрузочной способности стандартных передач на $18 \div 22\%$.

5. Разница между расчетной нагрузочной способностью передач с $\alpha_0 = 27^\circ$ и $f_0 = 0,9$ и полученной экспериментально составляет $12 \div 13\%$. Указанное несоответствие исчезнет, если учесть влияние скорости качения на контактную прочность.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Е. Беляев. Влияние скорости на контактную прочность зубчатых передач. Изв. ТПИ, № 147, Томск, 1966.
2. Э. Б. Вулгаков. О некоторых резервах несущей способности эвольвентного зубчатого зацепления. «Проблемы качества и прочности зубчатых передач», ЦБТИ, М., 1961.
3. Э. Б. Вулгаков. О нагрузочной способности зубчатых передач, нарезанных нестандартным контуром. М., 1962.
4. В. А. Гавриленко. Некоторые геометрические аспекты зубчатых передач, повышающие нагрузочную способность зубьев. «Проблемы качества и прочности зубчатых передач», П, ЦБТИ, М., 1961.
5. И. М. Килимов. Экспериментальное исследование нагрузочной способности косозубных передач с эвольвентным зацеплением. «Сб. трудов ЛМИ», № 15, 1960.
6. А. И. Кораблев. Об использовании зубчатых колес эвольвентного зацепления с модифицированным исходным контуром в авиадвигателях гражданского воздушного флота. Сб. «Вопросы геометрии и динамики зубчатых передач», «Наука», Н., 1964.
7. В. Н. Кудрявцев. Зубчатые передачи. Машгиз, 1957.
8. В. Н. Кудрявцев. Совершенствование зубчатых передач. «Ленинградская промышленность», № 4, 1958.
9. В. Н. Кудрявцев. Упрощенные расчеты зубчатых передач. Машгиз, 1960.
10. В. Н. Кудрявцев. К расчетам на прочность зубчатых передач. Сб. трудов ЛМИ, № 23, 1962.
11. L. Müller, Przeglad mechaniczny, XX, № 5, 1961.
12. G. Niemann, W. Richter, Konstruktion, Heft 6, Juni, 1960.
13. G. Niemann, W. Richter, Konstruktion, Heft 10, Okt., 1960.
14. H. Rettig, Maschinenbautechnik, Januar, Heft, 1, 1958.