

УДК 621.833

В. И. КОРОТКИН**О ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫХ СФЕРАХ ПРИМЕНЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА И ЭВОЛЬВЕНТНЫХ**

Дан анализ порівняльної напруженості зубів і здатності навантаження зубчастих передач Новикова та евольвентних при використанні таких резервів підвищення здатності навантаження обох видів зацеплення, як зміщення вихідного контуру (коригування), подовжня модифікація робочої поверхні зубів (бочкообразність) і збільшення модуля в заданих габаритах передачі. Зроблено висновки про бажаних сферах застосування обох типів зубчастих передач.

Ключові слова: зубчасті передачі Новикова та евольвентні, напруженість, навантажувальна здатність.

Дан анализ сравнительной напряжённости зубьев и нагрузочной способности зубчатых передач Новикова и эвольвентных при использовании таких резервов повышения нагрузочной способности обоих видов зацепления, как смещение исходного контура (корригирование), продольная модификация рабочей поверхности зубьев (бочкообразность) и увеличение модуля в заданных габаритах передачи. Сделаны выводы о предпочтительных сферах применения обоих типов зубчатых передач.

Ключевые слова: зубчатые передачи Новикова и эвольвентные, напряжённость, нагрузочная способность.

Comparative researches of tooth intensity of Novikov gearing and involute gearing carried out in a wide range of degrees of accuracy gears and the hardness of the teeth, as reserves for increasing the load capacity taken: a) shift of basic rack profile (correction); b) longitudinal modification of active tooth surface (barrel-shaped tooth); c) increase of the module at constant drive overall dimensions. Developed by a system of nonlinear equations and the package of computer programs, whereby the estimation of contact and bending stress state and rigidity of teeth for real gear with different hardness of the teeth surfaces. Determined, that by using these of reserves Novikov gearing are more preferred than the involute gearing for high-stressed drives relatively low rotation speeds and average degrees of accuracy: general, mining, energy, oil, metallurgical engineering industry etc. The urgent need for a the development of reliable manufacturing techniques and control of hardened Novikov gearing high degrees accuracy with ground teeth. In the absence of such technology preference should be given to hardened high-precision and adaptable to streamlined production resource involute gearing, having a favorable dynamic and vibroacoustic characteristics.

Keywords: Novikov gears and involute gearing, intensity, load capacity.

Введение. Как известно, высокая контактная прочность зубьев передач Новикова обеспечила их широкое применение в высоконагруженных приводах взамен эвольвентных. Это касается, в основном, случаев, когда зубчатые колёса изготавливают с невысокой твёрдостью зубьев (до 350 НВ), где контактная прочность играет решающую роль. При использовании поверхностного упрочнения зубьев высокая контактная прочность зубчатых передач Новикова не всегда может быть реализована из-за их порой недостаточной изгибной прочности. Для повышения нагрузочной способности любой зубчатой передачи следует использовать имеющиеся резервы. В этом случае можно более объективно сравнивать указанные два типа зацепления.

Прежде всего отметим, что для зубчатых передач Новикова большое значение имеет выбор исходного контура зубьев. Наши многолетние теоретические и экспериментальные исследования привели к разработке исходных контуров РГУ-5 и по ГОСТ 30224-96, показавшие повышенную на (30...35) % в сравнении с эвольвентными изгибную прочность для нитроцементован. зубьев передач Новикова средних степеней точности [1].

Следует подчеркнуть, что сравнение двух видов зацепления до сих пор проводилось, как правило, в ограниченном геометрическом диапазоне, не учитывались резервы повышения нагрузочной способности данных передач и точность их изготовления, что снижало объективность результатов. В настоящей статье сделана попытка теоретически дать сравнительную количественную оценку контактной и изгибной напряжённости, а также нагрузочной способности указанных двух видов зацепления при любой точности изготовления зубчатых колёс и с учётом возможности использования существующих резервов каждого из них.

Основные результаты. Рассмотрим для примера зубчатую пару с параметрами: модуль зацепления $m = 5$ мм, число зубьев ведущей шестерни $z_1 = 17$,

число зубьев ведомого колеса $z_2 = 40$, смещения исходного контура шестерни и колеса $x_{1,2} = 0$, рабочая ширина зубчатого венца $b_w = 60$ мм, угол наклона зубьев $\beta = 20^\circ$, продольная модификация отсутствует.

Расчёты напряжений получены по результатам моделирования в системе ANSYS решения пространственной контактной задачи при модуле Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и коэффициенте Пуассона $\eta = 0,3$. Динамика в зацеплении не учитывалась. Для передачи Новикова использован исходный контур по ГОСТ 30224-96, для эвольвентных – исходный контур по ГОСТ 13755-81. Поскольку стандарта на нормы точности передач Новикова не существует, будем пользоваться нормами для эвольвентных передач (ГОСТ 1643-81). При этом обозначим: k_p – номер степени точности по нормам плавности, k_k – номер степени точности по нормам контакта.

Напряжения и нагрузки, относящиеся к передаче Новикова, будем помечать индексом "Nov.", относящиеся к эвольвентной передаче – индексом "inv.", относящиеся к контактной прочности – индексом "H", к изгибной прочности – индексом – "F".

Контактная напряжённость поверхностей зубьев.

А. Зубчатая пара с зацеплением Новикова.

Зависимость для определения приведенного эффективного контактного напряжения поверхностей зубьев пары в любой фазе зацепления представим в виде [2]:

$$(\sigma_{He})_{Nov.} = 19,93 K_{\psi} K_{Hs} l^{-1,074} F_n^{0,69} \rho_{\beta}^{-0,31}, \quad (1)$$

где $(\sigma_{He})_{Nov.}$ – фазовое эффективное контактное напряжение, приведенное к виду, позволяющему сопоставлять его с допускарным нормальным контактным напряжением, установленным стан-

© В. И. Короткин, 2016

дартом [3] для теоретически линейного контакта эвольвентных передач;

l – рабочая высота площадки контакта на зубе после приработки;

F_n – нормальное усилие, действующее на контактную площадку;

ρ_β – приведенный продольный радиус кривизны контактирующих поверхностей;

K_ψ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние прогиба зуба на контактное напряжение;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий влияние расположения площадки контакта по отношению к торцу зубчатого венца на контактную напряжённость.

Формула (1) разработана для одной пары зубьев. Реально передача Новикова работает при многопарном зацеплении (это зависит от жёсткости зубьев, технологических погрешностей, передаваемой нагрузки и т.д.). В этом случае необходимо знать распределение нагрузки по площадкам контакта с целью определения наиболее напряжённой фазы зацепления.

Для решения этой задачи разработана вычислительная программа NOVKS–14, с помощью которой парциальное окружное усилие F_{ij} на каждую площадку контакта определяется из нелинейной системы уравнений вида:

$$\begin{cases} a_{mj}K_{wj1}F_{i1}^{0,77} + \delta u_1 = a_{mj}K_{wj2}F_{i2}^{0,77} + \delta u_2 = \dots = \\ = a_{mj}K_{wjn}F_{in}^{0,77} + \delta u_n; \\ \sum_{i=1}^n F_{ii} = F_{i\Sigma}; \quad i = 1 \dots n; \quad j = 1, 2. \end{cases} \quad (2)$$

где $F_{i\Sigma}$ – суммарное подводимое окружное усилие;

K_w – коэффициент, учитывающий влияние расположения площадки контакта по отношению к торцу зубчатого венца на суммарную (контактную и изгибно-сдвиговую) податливость зуба [4];

a_{mj} – полученный при обработке результатов моделирования множитель при окружном усилии, характеризующий податливость зуба при отсутствии влияния торцов зубчатого венца [5];

δu_i – вероятностные погрешности изготовления и сборки зубчатой пары по нормам плавности и контакта с учётом податливостей сопутствующих деталей привода.

Сочетание (1) и (2) даёт возможность определить максимальное по всем фазам зацепления напряжение, которое в дальнейшем будем называть критериальным.

В табл. 1 даны результаты критериальных контактных напряжений $(\sigma_{He})_{Nov.}$, полученные при различных значениях степени точности передачи по нормам плавности и контакта.

Б. Эвольвентная зубчатая пара.

Для одной пары эльвентных зубьев, работающей с перекосами в зацеплении, с помощью моделирования в среде ANSYS получены результаты решения пространственной контактной задачи в полюсе [6]. Для перехода к многопарному зацеплению косозубой пары необходимо, в соответствии с [3], эти напряжения умножить на

$Z_\varepsilon \sqrt{K_{H\alpha}}$, где Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для нашей пары при коэффициенте торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1,486$ получаем $Z_\varepsilon = 0,82$, результаты расчёта коэффициента $K_{H\alpha}$ приведены в табл. 1. Там же приведены значения $(\sigma_{He})_{inv}$ и отношения $\mu_{H\sigma} = (\sigma_{He})_{inv} / (\sigma_{He})_{Nov}$. По последним видно, что контактная напряжённость зубьев пары Новикова примерно в 2 раза ниже, чем зубьев эвольвентной пары. Поскольку связь между контактным напряжением и нагрузкой нелинейна (1), то при одинаковых напряжениях нагрузочная способность пары Новикова по контактной прочности получается в 3–3,5 раза выше, чем эвольвентной, что согласуется с результатами сравнительных стендовых испытаний и эксплуатации [1].

Взятая для примера зубчатая пара рассчитана без учёта имеющихся резервов повышения нагрузочной способности. Дадим краткий анализ влияния основных резервов, в качестве которых рассмотрим: а) смещение исходного контура (корригирование); б) продольную модификацию поверхности (бочкообразность) зубьев; в) увеличение модуля в заданных габаритах передачи.

Расчёты показывают, что применением корригирования передач Новикова можно добиться снижения контактных напряжений лишь на (10...15)%. Угловое корригирование косозубых эвольвентных передач, как известно, не приводит к снижению контактных напряжений, т.к. наряду с увеличением приведенного радиуса кривизны одновременно сокращается длина контактных линий.

Таблица 1 – Значения критериальных контактных напряжений зубьев термоулучшенной передачи Новикова и косозубого эвольвентного аналога для различных степеней точности при вращающем моменте на ведомом колесе $T_2 = 1410 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ($m = 5 \text{ мм}$, $z_1 = 17$, $z_2 = 40$, $x_{1,2} = 0$, $b_w = 60 \text{ мм}$, $\beta = 20^\circ$)

$k_p = k_k$	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{He})_{Nov.}$, МПа	711	753	841	978	1099	1174	1330
$K_{H\alpha}$	1,000	1,000	1,030	1,090	1,108	1,110	1,130
$(\sigma_{He})_{inv}$, МПа	1300	1369	1530	1842	2192	2469	2837
$\mu_{H\sigma}$	1,828	1,818	1,819	1,883	1,995	2,103	2,133

То же самое происходит при использовании нестандартного исходного контура с повышенным профильным углом. Следовательно, и при корригировании сохраняется значительное преимущество передач Новикова перед эвольвентными по контактной прочности.

Рациональное применение бочкообразных зубьев даёт примерно одинаковое снижение (до 2–х раз) контактной напряжённости эвольвентных зубьев [6] и зубьев передач Новикова [7].

Известно, что изменение модуля в заданных габаритах эвольвентной передачи практически не влияет на контактные напряжения. В передачах Новикова увеличение модуля в этих же условиях приводит к снижению контактных напряжений. Так, к примеру, для передачи с параметрами $m = 6,3 \text{ мм}$, $z_1 = 13$, $z_2 = 32$, $x_{1,2} = 0$, $b_w = 60 \text{ мм}$, $\beta = 20^\circ$ критериальные контактные напряжения $(\sigma_{Hem})_{Nov}$ и отношения $(\mu_{Hem})_{Nov} = (\sigma_{He})_{Nov} / (\sigma_{Hem})_{Nov}$ показаны в табл. 2 (при увеличенном модуле здесь и да-

лее для соответствующих напряжений и нагрузок добавлен индекс "m"), откуда следует, что увеличение модуля (в нашем случае на одну ступень стандартного ряда) дало снижение контактных напряжений на (12...26) % с тенденцией повышения эффекта по мере понижения точности передачи. Необходимо только, чтобы при увеличении модуля осевой коэффициент перекрытия был не менее фазового коэффициента [1].

Таблица 2 – Значения критериальных контактных напряжений зубьев термоулучшенной передачи Новикова с увеличенным модулем для различных степеней точности при вращающем моменте на ведомом колесе $T_2 = 1410 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ($m = 6,3 \text{ мм}$, $z_1 = 13$, $z_2 = 32$, $x_{1,2} = 0$, $b_w = 60 \text{ мм}$, $\beta = 20^\circ$)

$k_p = k_k$	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{Hem})_{Nov.}$, МПа	634	655	707	789	882	1037	1056
$(\mu_{Hem})_{Nov.}$	1,121	1,150	1,190	1,240	1,246	1,132	1,259

Резюмируя изложенное, можно констатировать, что по контактной прочности передачи Новикова на всём диапазоне степеней точности имеют значительные преимущества перед эвольвентными, в том числе при использовании перечисленных резервов для обоих вариантов зацепления. Из табл. 1 видна также возможность равноценной замены по напряжениям эвольвентной передачи передачей Новикова значительно более грубой степени точности.

Изгибная напряжённость в геометрических концентраторах зубьев.

А. Зубчатая пара с зацеплением Новикова.

В работе [5] получена зависимость для определения приведенного изгибного напряжения в концентраторах зубьев в любой фазе зацепления:

$$(\sigma_{Fe})_{Nov.} = Y_{Ve} Y_a K_{Fs} F_t / m^2, \quad (3)$$

где $(\sigma_{Fe})_{Nov.}$ – фазовое приведенное изгибное напряжение;

Y_{Ve} – приведенный объёмный коэффициент формы зуба;

Y_a – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по площадке контакта;

K_{Fs} – коэффициент, учитывающий влияние расположения площадки контакта по отношению к торцу зубчатого венца на изгибную напряжённость.

Парциальные окружные усилия F_{ti} на каждую площадку контакта определяются из нелинейной системы уравнений (2).

В табл. 3 приведены результаты критериальных изгибных напряжений $(\sigma_{Fe})_{Nov.}$, полученные при различных значениях степени точности передачи по нормам плавности и контакта.

Б. Эвольвентная зубчатая пара.

Критериальные изгибные напряжения для одной пары эвольвентных зубьев, работающей с перекосами в зацеплении, получены в работе [6]. Для перехода к многопарному зацеплению косозубой пары необходимо, в соответствии с [3], эти напряжения умножить на произведение $Y_\epsilon Y_\beta K_{F\alpha}$, где Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, Y_β – коэффициент, учи-

тывающий наклон зуба, $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для нашей пары получаем $Y_\epsilon = 0,673$, $Y_\beta = 0,782$, результаты расчёта коэффициента $K_{F\alpha}$ даны в табл. 3. Там же даны критериальные значения $(\sigma_{Fe})_{inv.}$ и отношения $\mu_{F\sigma} = (\sigma_{Fe})_{inv.} / (\sigma_{Fe})_{Nov.}$, из которых следует, что для передачи высокой (6–7) степени точности изгибные напряжения в зубьях передач Новикова и эвольвентных близки с некоторым преимуществом у последних. Начиная с 8-й степени точности наблюдается преимущество передач Новикова, нарастающее с понижением точности передач.

Таблица 3 – Значения критериальных изгибных напряжений поверхности упрочнённых зубьев передачи Новикова и косозубого эвольвентного аналога для различных степеней точности при вращающем моменте на ведомом колесе $T_2 = 2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ($m = 5 \text{ мм}$, $z_1 = 17$, $z_2 = 40$, $x_{1,2} = 0$, $b_w = 60 \text{ мм}$, $\beta = 20^\circ$)

$k_p = k_k$	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{Fe})_{Nov.}$, МПа	251	262	291	342	413	487	548
$K_{F\alpha}$	1,098	1,175	1,262	1,381	1,502	1,622	1,726
$(\sigma_{Fe})_{inv.}$, МПа	236	258	299	360	444	560	642
$\mu_{F\sigma}$	0,940	0,985	1,027	1,054	1,076	1,149	1,171

Так же, как и для контактных напряжений, связь между нагрузкой и изгибным напряжением, как это следует из (3), нелинейна, поэтому при равенстве напряжений $(\sigma_{Fe})_{Nov.} = (\sigma_{Fe})_{inv.}$ отношение нагрузок $\mu_{FT} = (T_F)_{Nov.} / (T_F)_{inv.}$ будет заметно резче выражено, чем отношение напряжений $\mu_{F\sigma}$ при равенстве нагрузок $T_{Nov.} = T_{inv.}$. Так, например, при 10-й степени точности имеем $\mu_{F\sigma} = 1,076$ (табл. 3), в то время как моделирование даёт $\mu_{FT} = 1,192$, при 11-й степени точности имеем соответственно $\mu_{F\sigma} = 1,149$ и $\mu_{FT} = 1,316$ и т.д. Возможно, эти теоретические данные несколько занижены по сравнению с экспериментальными, поскольку при сравнительных испытаниях, как было сказано выше, для некоторых пар примерно 10й степени точности было получено $\mu_{FT} = 1,3...1,35$ [1].

Наглядно теоретический график зависимости $\mu_{FT} = f(k_{p,k})$ показан на рис 1.

Обратимся теперь к краткому анализу использования указанных выше резервов повышения нагрузочной способности передачи, исходя из изгибной прочности, применительно к рассматриваемым вариантам зацепления.

Как известно, для повышения изгибной прочности оптимальным распределением коэффициента суммарного смещения инструмента между парными колёсами в зубчатой передаче является такое, при котором зубья обоих колёс становятся равнопрочными, для чего корригированием усиливается меньшее колесо за счёт большего. По данным [8] изгибная прочность эвольвентной передачи за счёт корригирования может быть повышена на (15...30)%. При этом больший эффект относится к менее точным парам, когда критериальное изгибное напряжение определяется приложением нагрузки к вершине зуба, а многопарный контакт практически неосуществим. В передачах Новикова, по

нашим исследованиям, этот резерв меньше и составляет (10...15) %, поскольку назначение больших коэффициентов смещения для малозубой шестерни сдерживается наступлением подрезания её головок. Следовательно, в плане использования корригирования эвольвентные передачи имеют некоторое преимущество по изгибной прочности перед передачами Новикова. Следует, однако, оговориться, что указанное преимущество может быть реализовано только в случае, если у эвольвентной передачи имеется достаточный запас по контактной прочности, т.е. она по контакту ещё не работает на предельной нагрузке.

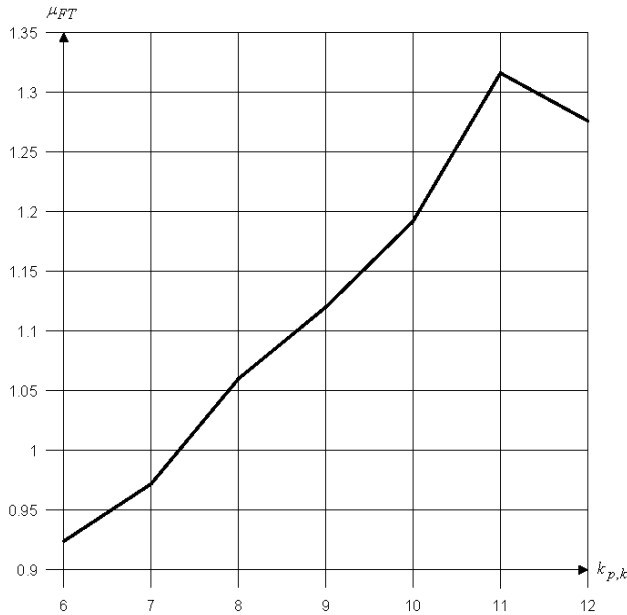


Рис. 1 – Теоретический график зависимости $\mu_{FT} = f(k_{p,k})$ для передачи $m = 5$ мм, $z_1 = 17$, $z_2 = 40$, $x_{1,2} = 0$, $b_w = 60$ мм, $\beta = 20^\circ$

Другой резерв – продольная модификация поверхностей зубьев (бочкообразность). Наши исследования показали, что при условии подбора оптимальной степени бочкообразности можно повысить изгибную прочность эвольвентной передачи до 30 % [6]. В передачах Новикова этот показатель может достигать 80 % [7]. Причём в обоих вариантах зацепления применение бочкообразности для высокоточных передач не имеет смысла – эффект начинает сказываться для передач, начиная с 8-й степени точности и увеличивается, естественно, с понижением точности. Как видим, бочкообразность зубьев для передач Новикова даёт больший эффект, чем для эвольвентных.

Наконец о резерве увеличения модуля в заданных габаритах передачи.

Прежде всего следует отметить, что для эвольвентных передач увеличение модуля привода вообще не является резервом, и такой способ на практике не используется. Объясняется это тем, что при увеличении модуля контактная прочность не растёт, а даже несколько снижается. Поэтому стремление к увеличению нагрузочной способности передачи, работающей при предельных нагрузках, за счёт снижения изгибных напряжений сдерживается контактной прочностью – поверхности зубьев начинают разрушаться, на них появляются ямки выкрашивания, становящиеся концентраторами, по которым ломается зуб. Такую картину мы неоднократно наблюдали в нитроцементованных эволь-

вентных парах при проведении многолетних сравнительных испытаний [1]. Описания подобного явления содержатся и в литературе.

В передачах Новикова другая картина. Здесь имеется, как показано выше, большой запас по контактной прочности (табл. 1), к тому же возрастающий с увеличением модуля (табл. 2). Поэтому легко удаётся повысить нагрузочную способность передачи в целом за счёт снижения изгибных напряжений зубьев. Напряжения $(\sigma_{Fem})_{Nov.}$ и отношения $(\mu_{Fsm})_{Nov.} = (\sigma_{Fe})_{Nov.} / (\sigma_{Fem})_{Nov.}$ даны в табл. 4, откуда следует, что увеличение модуля на одну ступень стандартного ряда даёт снижение изгибных напряжений на (25...41) % с тенденцией повышения эффекта по мере понижения точности передачи. При дальнейшем увеличении модуля (например, до 8 мм) в тех же габаритах передачи снижение изгибных напряжений произойдёт соответственно на (48...95) % и даже выше. Как видим, передачи Новикова имеют здесь весьма существенный ресурс. С учётом упомянутой выше нелинейной связи между нагрузками и изгибными напряжениями увеличение нагрузочной способности будет ещё значительней.

Таблица 4 – Значения критериальных изгибных напряжений поверхностно упрочнённых зубьев передачи Новикова с увеличенным модулем для различных степеней точности при вращающем моменте на ведомом колесе $T_2 = 2500$ Н·м ($m = 6,3$ мм, $z_1 = 13$, $z_2 = 32$, $x_{1,2} = 0$, $b_w = 60$ мм, $\beta = 20^\circ$)

$k_p = k_k$	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{Fem})_{Nov.}$, МПа	201	209	222	257	297	345	389
$(\mu_{Fsm})_{Nov.}$	1,249	1,254	1,311	1,331	1,391	1,412	1,409

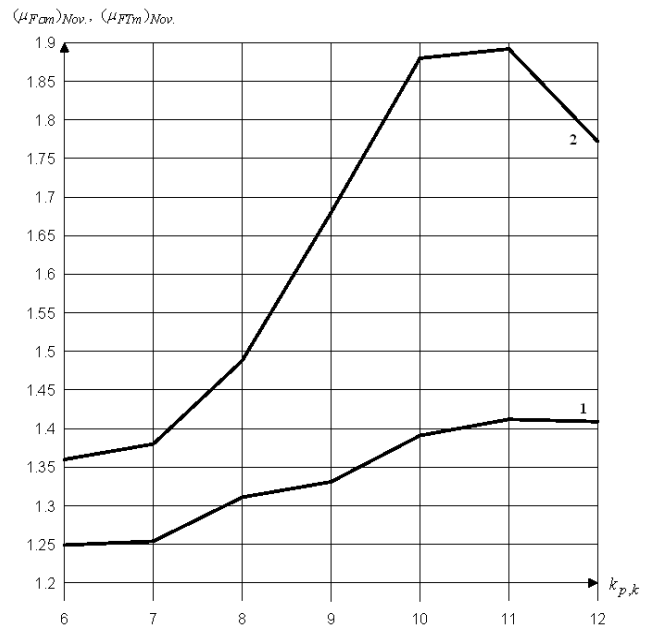


Рис. 2 – Теоретические графики эффективности увеличения модуля с 5 мм до 6,3 мм для различных степеней точности зубчатой передачи Новикова:

- 1 – снижение изгибного напряжения $(\mu_{Fsm})_{Nov.} = f(k_{p,k})$;
- 2 – повышение нагрузочной способности $(\mu_{FTm})_{Nov.} = f(k_{p,k})$ исходя из изгибной прочности

Из табл. 3 и 4 следует, в частности, что передачей Новикова с увеличенным модулем можно равноценно заменить по напряжениям эвольвентную со степенью

точности на 2 ступени выше. На практике это имеет подтверждение. Так, цементованная корригированная (суммарный коэффициент смещения 0,55) эвольвентная передача заднего моста троллейбуса ЗИУ-5 модуля 7 мм, выполненная по 7-й степени точности (шлифованные зубья) была заменена цементованной передачей Новикова модуля 8 мм 8-й степени точности (без финишной обработки зубьев), показавшей по сравнению с эвольвентной повышенную не только контактную, но и изгибную прочность и обеспечившей в несколько раз увеличенный пробег троллейбуса при его многолетней эксплуатации [10]. Другой пример – успешное применение редукторным предприятием ООО "СПИН" (г. Орёл) твёрдой передачи Новикова с увеличенным модулем в высоконапряжённой выходной ступени крупногабаритных редукторов для металлургического оборудования [11].

Выводы. Изложенное позволяет сделать следующие выводы, касающиеся сравнения передач Новикова и эвольвентных с упомянутыми исходными контурами.

1. Нагрузочная способность передач Новикова по контактной прочности значительно выше, чем эвольвентных при любых твёрдости поверхностей зубьев и степени точности сравниваемых аналогов. Большой запас приработанных передач Новикова по контактной прочности позволяет при необходимости увеличивать их нагрузочную способность, используя имеющиеся резервы для повышения изгибной прочности.

2. Нагрузочная способность высокоточных некорригированных передач Новикова и эвольвентных одинакового модуля по изгибной прочности сопоставима с небольшим преимуществом у последних. Начиная с 8-й степени точности и грубее преимущество переходит к передачам Новикова, что подтверждено многолетними стендовыми испытаниями.

3. Снижать изгибные напряжения эвольвентных передач каким-либо способом (корригированием, применением нестандартного исходного контура и др.) с целью повышения предельных нагрузок бессмысленно, если у них отсутствует запас по контактной прочности.

4. Одним из резервов повышения нагрузочной способности для обоих вариантов зацепления является продольная модификация (бочкообразность) поверхностей зубьев, причём для передач Новикова этот резерв даёт несколько больший эффект, чем для эвольвентных.

5. Существенный эффект для передач Новикова даёт увеличение модуля зацепления в заданных габаритах, что подтверждено испытаниями и эксплуатацией в различных редукторах машин. Так, нагрузочная способность по контактной прочности может быть этим способом повышена до 1,5 раз, а по изгибной – до 2-х раз, что даёт возможность в ряде случаев высокоточные эвольвентные передачи заменять менее точными передачами Новикова.

6. Установлено, что при использовании указанных резервов зубчатые передачи Новикова более предпочтительны, чем эвольвентные, для высоконапряжённых приводов сравнительно невысоких скоростей вращения и средних степеней точности: общее, горное, энергетическое, нефтяное, металлургическое машиностроение и др. Насущной необходимостью является разработка надёжной технологии изготовления и контроля упрочнённых передач Новикова высоких сте-

пеней точности со шлифованными зубьями. При отсутствии такой технологии для высокоскоростных приводов предпочтение следует отдавать упрочнённым высокоточным и технологичным ресурсным эвольвентным передачам, имеющим благоприятные динамические и виброакустические характеристики. Работа выполнена при финансовой поддержке гранта № 213.01.-2014/03ВГ (ЮФУ).

Список литературы

1. Korotkin V. I. Novikov Gearing: Achievements and Developmen / Korotkin V. I., Onishkov N. P., Kharitonov Yu. D. // Nova Science Publishers. New York. 2011. pp. 1–249.
2. Korotkin V. I. Моделирование контактного взаимодействия зубьев колёс зубчатых передач Новикова / Korotkin V. I., Gazzaev D. A. // Вестник машиностроения. – 2014. – № 11. – С. 31–35.
3. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 125 с.
4. Korotkin V. I. Фазовое перемещение зубьев колёс цилиндрических зубчатых передач Новикова / Korotkin V. I., Gazzaev D. A., Onishkov N. P. // Техника машиностроения. – 2014. – №2. – С. 33–38.
5. Korotkin V. I. Напряжённое состояние зубьев зубчатых передач Новикова в условиях их реального многопарного зацепления / Korotkin V. I., Onishkov N. P., Kharitonov Yu. D. // Справочник. Инженерный журнал. – 2015. – №6. – С. 11–17.
6. Korotkin V. I. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи с локальным контактом зубьев повышенной нагрузочной способности / Korotkin V. I. – Ростов-на-Дону: Изд-во ЮФУ, 2013. – 100 с.
7. Korotkin V. I. Оценка эффективности продольной модификации поверхностей зубьев цилиндрических зубчатых передач Новикова со стандартным исходным контуром по ГОСТ 30224-96 / Korotkin V. I. // Справочник. Инженерный журнал. – 2015. – №12. – С. 14–20.
8. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). 2-е изд., перераб. и доп. / Часовников Л. Д. – М.: Машиностроение. 1969. – 486 с.
9. Короблёв А. И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач / Короблёв А. И., Решетов Д. Н. – М.: Машиностроение, 1968. – 288 с.
10. Росливер Е. Г. Прочность и жесткость зубьев передач с зацеплением М.Л. Новикова / Росливер Е. Г. // Прочность корпусов судов и надежность деталей машин. Труды ГИИВТА. – Вып. 138. – Горький, 1975. – С. 50–96.
11. Яковлев А. С. Ещё раз к вопросу эффективности применения зубчатых передач с зацеплением Новикова / Яковлев А. С. // Редукторы и приводы. – 2007. – № 1, 2 (08). – С. 48–54.

References (transliterated)

1. Korotkin V. I. Novikov Gearing: Achievements and Developmen / Korotkin V. I., Onishkov N. P., Kharitonov Yu. D. // Nova Science Publishers. New York. 2011. pp. 1 – 249.
2. Korotkin V. I. Modelirovanie kontaktnogo vzaimodeystviya zubev kolyos zubchatykh peredach Novikova / Korotkin V. I., Gazzaev D. A. // Vestnik mashinostroeniya. 2014. No 11. P. 31–35.
3. GOST 21354-87. Peredachi zubchatye tsilindricheskie zvolventnyie. Raschet na prochnost // Moscow: Izd-vo standartov. 1988. 125 p.
4. Korotkin V. I. Fazovoe peremeschenie zubev kolyos tsilindricheskikh zubchatykh peredach Novikova / Korotkin V. I., Gazzaev D. A., Onishkov N. P. // Tehnika mashinostroeniya. 2014. No 2. P. 33–38.
5. Korotkin V. I. Napryazhonnnoe sostoyanie zubev zubchatykh peredach Novikova v usloviyakh ikh realnogo mnogoparnogo zatspepleniya / Korotkin V. I., Onishkov N. P., Kharitonov Yu. D. // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. 2015. No 6. P. 11–17.
6. Korotkin V. I. Tsilindricheskie evolvmentnyie zubchatyie peredachi s lokalnyim kontaktom zubev povyshennoy nagruzochnoy sposobnosti / Korotkin V. I. // Rostov-na-Donu: Izd-vo YuFU. 2013. 100 p.
7. Korotkin V. I. Otsenka effektivnosti prodolnoy modifikatsii poverkhnostey zubev tsilindricheskikh zubchatykh peredach Novikova so standartnyim iskhodnyim konturom po GOST 30224-96 / Korotkin V. I. // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. 2015. No 12. P. 14–20.
8. Chasovnikov L. D. Peredachi zatspepleniem (zubchatyie i chervyachnyie). 2-e izd., pererab. i dop. / Chasovnikov L. D. // Moscow: Mashinostroenie. 1969. 486 p.
9. Korablyov A. I., Povyishenie nesuschey sposobnosti i dolgovechnosti zubchatykh peredach / Korablyov A. I., Reshetov D. N. // Moscow: Mashinostroenie. 1968. 288 p.

10. Roslivker E. G. Prochnost i zhestkost zubev peredach s zatsepleniem M.L. Novikova / Roslivker E. G. // Prochnost korpusov sudov i nadezhnost detaley mashin. Trudy GIVTa. Вып. 138. Gorkiy: 1975. P. 50–96.
11. Yakovlev A. S. Eschoy raz k voprosu effektivnosti primeneniya zubchatykh peredach s zatsepleniem Novikova / Yakovlev A.S. // Reduktory i privody. 2007. No 1, 2 (08). P. 48–54.

Поступила (received) 06.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Щодо бажаних сфер застосування зубчастих передач Новікова та евольвентних / В. І. Короткін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 82–87. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

О предпочтительных сферах применения зубчатых передач Новикова и эвольвентных / В. И. Короткин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 82–87. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

About preferred areas of Novikov gearing and involute gearing / V. I. Korotkin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: problems of the mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 82–87. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Короткін Віктор Ілліч – кандидат технічних наук, доцент, Південний федеральний університет, провідний науковий співробітник інституту математики, механіки і комп'ютерних наук ім. І. І. Воровіча, м Ростов-на-Дону; тел.: (863) 297-52-23; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.

Короткин Виктор Ильич – кандидат технических наук, доцент, Южный федеральный университет, ведущий научный сотрудник института математики, механики и компьютерных наук им. И. И. Воровича, г. Ростов-на-Дону; тел.: (863) 297-52-23; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.

Korotkin Viktor Il'ich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, the Southern Federal University, Leading Researcher of the Vorovich Institute of Mathematics, Mechanics and Computer Science, Rostov-on-Don; tel.: (863) 297-52-23; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.

УДК 621.833.65

В. О. МАЛАЩЕНКО, О. Р. СТРИЛЕЦЬ, В. М. СТРИЛЕЦЬ

КЕРУВАННЯ ЗМІНАМИ ШВИДКОСТІ ЗА ДОПОМОГОЮ БАГАТОСХОДИНКОВОЇ ЗУБЧАСТОЇ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЧЕРЕЗ СОНЯЧНЕ ЗУБЧАСТЕ КОЛЕСО

Розглянуто процес керування змінами швидкості за допомогою багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою, коли ведучою ланкою є епіцикл, а веденою водило, або навпаки. Керуючою ланкою є сонячне зубчасте колесо зв'язане з замкнутою гідросистемою, яка складається з гідронасоса, коротких трубопроводів, регулювального дроселя, зворотного клапана та ємності для рідини. Коли регулювальний дросель відкритий, маємо те, що сонячне зубчасте колесо через зубчасту передачу приводить у рух гідронасос, який перекачує рідину в замкнутій гідросистемі. Якщо регулювальний дросель закритий, тоді замкнута гідросистема закрита, тобто гідронасос зупинений і, при цьому, сонячне зубчасте колесо зупинене. Таким чином, в залежності від пропускної здатності регулювального дроселя, швидкість сонячного зубчастого колеса змінюється і, при цьому, змінюється швидкість веденої ланки. За допомогою комп'ютерного моделювання отримані графічні залежності між швидкостями ведучої, керуючої та веденої ланок.

Ключові слова: зміна швидкості, диференціальна передача, гідросистема, сонячне зубчасте колесо, водило, епіцикл, сателіт.

Рассмотрен процесс управления изменениями скорости при помощи многоступенчатых зубчатых дифференциальных передач с замкнутой гидросистемой, когда ведущим звеном есть эпицикл, а ведомым водило, или наоборот. Звеном управления есть солнечное зубчатое колесо, связанное с замкнутой гидросистемой, которая состоит с гидронасоса, коротких трубопроводов, регулирующего дросселя, обратного клапана и емкости для жидкости. Когда регулирующий дроссель открыт, имеем то, что солнечное зубчатое колесо через зубчатую передачу приводит в движение гидронасос, который перекачивает жидкость в замкнутой гидросистеме. Если регулирующий дроссель закрыт, тогда замкнутая гидросистема закрыта. Таким образом, в зависимости от пропускной способности регулирующего дросселя, скорость солнечного зубчатого колеса изменяется и, при этом, изменяется скорость ведомого звена. При помощи компьютерного моделирования получены графические зависимости между скоростями ведущего, управляющих и ведомого звеньями.

Ключевые слова: изменение скорости, дифференциальная передача, гидросистема, солнечное зубчатое колесо, водило, эпицикл, сателлит.

The article considers processes of speed change management via differential transmission with a closed hydrosystem when the driving element is a epicycle and the driven – is carrier or vice versa. The aim of the research is to describe the structure and principle of speed change by differential transmission with a closed hydrosystem, to investigate the kinematics of the process. The control element here is solar gear connected to closed hydrosystem. When the driving element is the epicycle, driven – is carrier and the management of carrier's speed is performed by changing the speed of solar gear, we have that solar gear drives the hydraulic pump that pumps fluid in a closed hydrosystem consisting of pipes and regulating throttle – when regulating throttle is opened. When regulating throttle is closed, then hydrosystem is immovable, hydraulic pump is stopped and so is solar gear. Thus, depending on the bandwidth of regulating throttle, speed of solar gear changes, while changing the speed of the carrier. We received graphic dependences between velocities between driving and driven elements by means of computer programing.

Keywords: speed change, epicyclic gear train, hydrosystem, sun gear, carrier, ring gear, planet.