

В.М. ГРИБАНОВ, д.т.н., профессор каф. ПМ ВНУ им. В. Даля, г Луганск
Ю.В. ГРИБАНОВА, к.т.н., доцент каф. "Экономика предприятия"
 ВНУ им. В. Даля

Д.В. РАТОВ, ассистент каф. ПМ ВНУ им. В. Даля

Н.В. КОРОБКА, аспирантка каф. ПМ ВНУ им. В. Даля

Т.Е. ПЕЧОЛАТ, аспирантка каф. ПМ ВНУ им. В. Даля

А.В. МАТУШКИНА, студентка ВНУ им. В. Даля

Е.В. СУРИНА, студентка ВНУ им. В. Даля

В.В. РАТОВ, студент ВНУ им. В. Даля

О КВАЗИГИПЕРБОЛОИДНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ НОВИКОВА

Рассматривается синтез пространственных зацеплений на основе начальных поверхностей, наименее отклоняющихся от гиперболоидных аксоидов, что является перспективным направлением существенного увеличения прочности и улучшения эксплуатационных качеств винтовых, червячных, спироидных и гипоидных передач. Приведены результаты исследований, показывающих большую перспективность зацепления Новикова, чем эвольвентного зацепления.

Розглядається синтез просторових зачеплень на основі початкових поверхонь, які найменше відхиляються від гіперболоїдних аксоїдів, що є перспективним напрямком істотного збільшення міцності й поліпшення експлуатаційних якостей гвинтових, черв'ячних, спіроїдних і гіпоїдних передач. Наведено результати досліджень, що показують більшу перспективність зачеплення Новикова, ніж евольвентного зачеплення.

Synthesis of spatial gears on the basis of the pitch surfaces which least deviating from hyperboloid axoids that is a perspective trend of essential increase of durability and improvement of operational qualities screw, worm, spiroid and hypoid gearings has been considered. Results of the researches showing the big perspectivity of Novikov's gearing as compared with involute gearing have been presented.

Важнейшей задачей машиностроения является постоянное улучшение качества машин и механизмов. Существенную роль при этом играет увеличение прочности и износостойкости наиболее массовых деталей и агрегатов – зубчатых колес и редукторов.

Гиперболоидные – винтовые и гипоидные – передачи характеризуются большими достоинствами, однако недостаточная изученность некоторых геометрокинематических аспектов оптимизации – по сопротивляемости заеданию и задиру – приводит к потере больших скрытых резервов их нагрузочной способности.

Гиперболоидные передачи характеризуются изменяющимися в широком диапазоне условиями зацепления и эксплуатации, разнообразием сферы применения. Но чаще всего, особенно при больших передаточных отношениях, их несущая способность лимитируется заеданием, проявляющимся в схватывании активных поверхностей зубьев (АПЗ) в зоне контакта с последующим

разрывом (в результате относительного движения) возникших связей и образованием задиров на контактирующих АПЗ.

Конструктивным путем повышения нагрузочной способности гиперболоидных передач является применение зацепления Новикова [6], которое служит эффективным средством повышения задиростойкости зубьев: в таких передачах благодаря контактированию выпукло-вогнутых участков профилей зубьев снижаются контактные напряжения, что приводит к повышению контактной прочности передачи. Это же обстоятельство, а также увеличение эффективной составляющей вектора $\vec{V}^{(\Sigma)}$ суммарной скорости качения $V^{(\Sigma)}$ и уменьшение скорости скольжения $V^{(12)}$ АПЗ улучшают контактно-гидродинамические условия зацепления и повышения задиростойкости передачи.

Учитывая тот факт, что гиперболоидные – винтовые и гипоидные – передачи, как правило, лимитируются контактной прочностью (чаще задиростойкостью из-за повышенного скольжения зубьев), такой конструктивной мерой можно поднять общую несущую способность гиперболоидных передач. Однако попытки осуществить промышленное применение гиперболоидных передач Новикова были не вполне удачными [4] в том числе и из-за отсутствия рационального исходного контура зубьев, поскольку одной из наиболее важных задач, возникающих при проектировании зубчатых передач, является поиск таких значений геометрических параметров исходного контура, которые обеспечили бы экстремальные значения целевой функции. Сложность решения указанной задачи определяется, прежде всего тем, что при формировании целевой функции приходится учитывать несколько критериев качества проектных решений. Методы, позволяющие учитывать многокритериальность исходной оптимизационной задачи, в основном ориентированы на свертывание выбранных критериев в обобщенный критерий и поэтому имеют два основных недостатка. Во-первых, эти методы не гарантируют принадлежность полученного решения парето-оптимальному множеству, во-вторых, получаемое решение является неоднозначным в силу того, что улучшение по одному из критериев может быть компенсировано ухудшением по другому.

Выдвинутая гипотеза [3] о геометрическом резерве совершенствования винтовых, червячных, спироидных и гипоидных передач имеет расчётное подтверждение, заключающееся в следующем.

Задиростойкость передачи зацеплением увеличивается с увеличением скорости $V^{(\Sigma)}$ и с уменьшением скорости $V^{(12)}$. Поэтому задиростойкость передачи может характеризовать, в определенной степени, коэффициент [4]

$$K_V = V^{(12)} / V^{(\Sigma)}. \quad (1)$$

Физический смысл: уменьшение (увеличение) K_V означает увеличение (уменьшение) задиростойкости зубчатой пары.

При приложении к осям зубчатых колес крутящих моментов в местах

соприкосновения зубьев возникают, как известно, распределённые по площадкам мгновенного контакта (ПМК) усилия, которые принято представлять в виде сосредоточенной силы P_N , действующей перпендикулярно контактирующим поверхностям зубьев в центральной точке ПМК.

На ПМК в направлении действия P_N возникают контактные напряжения σ_H . Наибольшее напряжение сжатия, рассчитываемое по известной [10] формуле Герца, имеет место в центре ПМК

$$\sigma_{H \max} = 3P_N / 2\pi ab. \quad (2)$$

Здесь a, b – величины большой и малой полуоси эллиптической ПМК.

Контактные напряжения σ_H создают в поверхностном слое металла напряжения σ_K , достигающие наибольшего (опасного) значения на некоторой глубине, зависящей от отклонения b/a . Однако наибольшее касательное напряжение в опасной точке почти не зависит от отношения b/a :

$$\tau_{\max} \approx 0,32\sigma_{H \max}. \quad (3)$$

Под действием силы P_N зуб изгибается, и в его основании возникают изгибные напряжения σ_F .

Поскольку усилие P_N распределено по всей ПМК площадью

$$S = \pi ab, \quad (4)$$

то с увеличением этой площади уменьшаются как контактные, так и изгибные напряжения.

Для двух сравниваемых в дальнейшем передач (индексы "I", "II"), подверженных действию одинаковой силы P_N , руководствуясь формулами (2)-(4), запишем очевидные тождества

$$\frac{\sigma_{H \max I}}{\sigma_{H \max II}} = \frac{\tau_{\max I}}{\tau_{\max II}} = \frac{S_{II}}{S_I} = \frac{a_{II} b_{II}}{a_I b_I},$$

ядром которой является соотношение

$$K_S = a_{II} b_{II} / a_I b_I. \quad (5)$$

В соответствии с изложенным, коэффициент K_S характеризует, в определенной степени, сравнительное напряженное состояние зубьев двух передач.

Физический смысл: неравенство $K_S < 1$ ($K_S > 1$) свидетельствует о меньших напряжениях в зубьях первой (второй) передачи; равенство $K_S = 1$ свиде-

тельствует о равнонапряженном состоянии зубьев сравниваемых передач.

Численному сравнительному исследованию подвергались гиперболоидные передачи: с зацеплением Новикова (начальные поверхности наименее отклоняются от гиперболоидных аксоидов), с зацеплением типа Новикова (начальные поверхности – конические), с эвольвентным зацеплением (начальные поверхности наименее отклоняются от гиперболоидных аксоидов), с эвольвентным зацеплением (начальные поверхности – конические), глобоидная передача.

Коэффициент K_V задиростойкости и коэффициент K_S сравнительного напряженного состояния зубьев – функции угла α_1 поворота ведущего колеса. Коэффициенты вычислялись на угле α_ω (град) продолжительности зацепления пары зубьев, то есть при $\alpha_1 \in [-0,5\alpha_\omega; 0,5\alpha_\omega]$, по формулам (1) и (5) на основании функциональных выражений качественных показателей $V^{(\Sigma)}$, $V^{(12)}$, a, b из работы [2], на основании уравнений активных поверхностей зубьев и ортов нормалей к ним из работ [2], [4], для угловой скорости ведущего колеса $\omega_1 = 1$ рад/сек, для фиксированных (одинаковых для сравниваемых передач) значений нагрузки P_N , коэффициент Пуассона и модуля упругости Юнга [10]. Геометро-кинематические параметры зубчатых колёс и передач: $m_n = 3$ мм; $Z_1 = 13$, $Z_2 = 54$; $E = r_1 + r_2$, ($r_1 = r_2 = 26,344$ мм); $u_0 = 1/i = 0,2407$; $\gamma = \beta_1 + \beta_2$, ($\beta_1 = 74^\circ 34'$, $\beta_2 = 15^\circ 26'$).

Результаты вычисления отражены на рисунках 1-3. На этих рисунках из четырёх рассматриваемых типов гиперболоидных передач лишь передача №3 обладает линейным (до упругого сближения) контактом зубьев, остальные же три типа (№№ 1, 2, 4) гипоидных передач – точечным контактом. В связи с этим для передачи №3 на рисунке 2 помещена дополнительная информация, включающая, наряду со срединной точкой линии мгновенного контакта, также и концевые её точки.

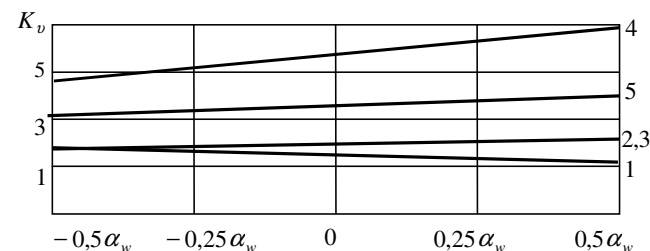


Рисунок 1 – Коэффициент K_V задиростойкости зубьев гиперболоидных передач:

1 – с зацеплением Новикова (начальные поверхности наименее отклоняются от гиперболоидных аксоидов); 2 – с зацеплением типа Новикова (начальные поверхности – конические); 3 – с эвольвентным зацеплением (линия с из рисунка 2; начальные поверхности наименее отклоняются от гиперболоидных аксоидов); 4 – с эвольвентным зацеплением (начальные поверхности – конические); 5 – глобоидная передача

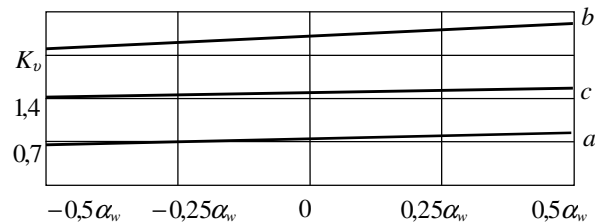


Рисунок 2 – Гипоидная передача с эвольвентным зацеплением (на рисунке 1 – номер 3).

Коэффициент K_V задиристости зубьев:

a, b – в концевых, c – в срединной точках линии мгновенного контакта

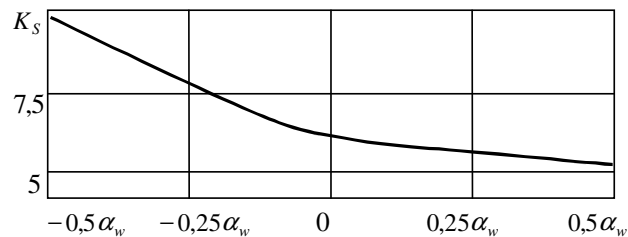


Рисунок 3 – Коэффициент K_S сравнительного напряженного состояния зубьев гипоидных передач с зацеплением типа Новикова (в формуле (5) – передача I ; начальные поверхности – конические) и с зацеплением типа Новикова (в формуле (5) – передача II ; начальные поверхности наименее отклоняются от гиперболоидных аксоидов)

Передачи №1 и №3 нарезаются долбьями, подача которых осуществляется вдоль образующей гиперболоидного аксоида при перекрещивании оси долбяка и сои нарезаемого колеса; передачи №2 и №4 нарезаются резовыми головками.

По задиристости зубьев (рисунок 1 и 2): 1) существенно более высоким "рейтингом" обладают передачи №1 и №3, начальные поверхности которых наименее отклоняются от гиперболоидных аксоидов; 2) новиковский вариант зацепления доминирует над эвольвентным; 3) самым высоким "рейтингом" обладает передача №1, самым низким – передача №4, промежуточное положение занимают передачи №2 и №3, №5: коэффициент K_V передачи №1 в 1,5 ... 5 раз меньше коэффициента K_V передач №2, №3, №4.

Выводы. Из рисунка 3 видно, что площадь площадки мгновенного контакта передачи №1 в 5,5...9 раз превышает площадь площадки мгновенного контакта передач №2-№5, следовательно, упругонапряженное состояние зубьев гиперболоидной передачи с зацеплением Новикова существенно ниже упругонапряженного состояния зубьев гиперболоидной передачи с зацеплением типа Новикова, что показывает большую перспективность зацепления Новикова, чем эвольвентного зацепления.

Список литературы: 1. ГОСТ 16530-70. Передачи зубчатые. Термины, определения и обозначения. – М.: Изд-во стандартов. – 1971. – 70с. 2. Грибанов В.М., Клипаков Н.В. и др. Качественные показатели зубчатых гиперболоидных передач Новикова внешнего зацепления, нарезаемых цилиндрическими косозубыми долбьями // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – 2002. – №10. – Том 4. – С.77-86. 3. Грибанов В.М. Теория гиперболоидных зубчатых передач. – Луганск: Изд-во Восточноукр. нац. ун-та им. В. Даля, 2003. – 272с. 4. Журавлев Г.А., Иофис Р.Б. Гипоидные передачи. Проблемы и развитие. – Ростов-на-Дону: Северо-Кавказ. науч. Центр высшей школы, Изд-во РГУ, 1978. – 147с. 5. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 6. Мединцева Ю.В., Хмеловский Т.Г. Многокритериальный синтез исходного контура гипоидной зубчатой передачи Новикова // Вестник национального технического университета "ХПИ". – 2005. – №40. – С.187-195. 7. Мерцалов Н.И. Зубчатая передача между непересекающимися осями. – М.: Госмашметиздат, 1932. – 208с. 8. Писманик К.М. Гипоидные передачи. – М.: Машиностроение, 1964. – 227с. 9. Проектирование зубчатых конических и гипоидных передач. Инструкционные материалы фирмы "Глиссон" (США). – М.: Машгиз, 1963. – 274с. 10. Сопrotивление материалов: Учебник для вузов / Под общ. ред. Г.С. Писаренко. – Киев: Вища Школа. Головное изд-во, 1979. – 696с. 11. Stribek. Versuche mit Schneckengetriebe, Z. – VDI, 1897. -936s. 12. Strübler. Z. für Math. Und Physik. – В.60. – 1911.

Поступила в редколлегию 11.04.11

УДК 62-233.3+621.833

І.Є. ГРИЦАЙ, д.т.н., проф., зав. кафедри ТМБ НУ "Львівська Політехніка"
В.І. ВІЛЬШАНЕЦЬКИЙ, аспірант каф. ТМБ НУ "Львівська Політехніка"

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС НА ОСНОВІ НОВОГО МЕТОДУ ЗУБОНАРИЗАННЯ

Розглянуто нові способи виготовлення синусоїдальних зубчастих коліс, в основі яких – використання для формоутворення тонкої дискової (відрізної) багатозубчастої фрези. Розроблена порівняльна характеристика з найбільш застосовуваним методом виготовлення евольвентних коліс. Проведено співставлення евольвентних і синусоїдальних профілів.

Рассмотрены новые способы изготовления синусоидальных зубчатых колес, в основе которых – использование для формообразования тонкой дисковой (отрезной) многозубовой фрезы. Разработана сравнительная характеристика с наиболее применяемым методом изготовления эвольвентных колес. Проведено сопоставление эвольвентных и синусоидальных профилей.

A new ways of making sinusoidal gears which are based on using for forming a thin disk (cutting) many pronged mills was considered. Comparative characteristic was developed by the most used method of manufacturing evolvent gear wheels. Comparison of sinusoidal and evolvent gears profiles was held.

Актуальність задачі. Зубчасті колеса є невід'ємними деталями сучасних машин, що на найближчу перспективу у більшості галузей застосування не мають альтернативи. Вони становлять багаточисельну групу деталей серед-