

В.М. ГРИБАНОВ, д.т.н., **Н.В. КЛИПАКОВ**, асп.,

А.В. СТАШКЕВИЧ, асп., Луганск, ВНУ им. В. Даля

СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЗУБЧАТЫХ гиперболоидных ПЕРЕДАЧ

Numeric comparative investigation results of quantity indexes efficiency of two types hyperboloid gears are included.

Винтовые передачи характеризуются большими достоинствами, однако слабая изученность геометрии, прочности и эксплуатационных качеств – износостойкости, КПД, надежности против заедания – приводит к потере больших скрытых резервов их нагрузочной способности [1].

Цель статьи – определенное восполнение упомянутых пробелов.

Как известно, трение, износ и приработка зубьев, КПД передач находятся в прямой зависимости от относительной скорости скольжений V^{12} и от коэффициентов η^1 , η^2 удельных скольжений – увеличение числовых значений этих качественных показателей означает увеличение трения в зацеплении, увеличение износа активных поверхностей зубьев, уменьшение КПД передачи, и наоборот.

Суммарная скорость качения V^Σ активных поверхностей зубьев оказывает существенное влияние на образование масляного клина – с ее увеличением улучшаются условия для образования масляного клина, следовательно, создаются более благоприятные условия контактирования зубьев, и наоборот.

Задиростойкость передачи увеличивается с увеличением V^Σ и с уменьшением V^{12} и характеризуется коэффициентом задиростойкости [1]

$$K_v = V^{12} / V^\Sigma, \quad (1)$$

уменьшение (увеличение) которого означает увеличение (уменьшение) задиростойкости сопряженной пары.

В местах соприкосновения зубьев возникает распределенные по площадкам мгновенного контакта (ПМК) усилия, которые принято условно представлять в виде сосредоточенной силы P_N , действующей

перпендикулярно контактиующим поверхностям зубьев в центральной точке ПМК [2].

На ПМК в направлении силы P_N возникают контактные напряжения σ_H . Наибольшее напряжение сжатия, рассчитываемое по формуле Герца [2], имеет место в центре ПМК

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

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

Контактные напряжения σ_H создают в поверхностном слое металла напряжения σ_K , достигающие наибольшего (опасного) значения на некоторой глубине, зависящей от отношения $\frac{b}{a}$:

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

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” и “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 которых является отношение

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

Физический смысл коэффициента (5) сравнительного напряженного состояния: неравенство $K_s < 1$ ($K_s > 1$) свидетельствует о меньших напряжениях в зубьях первой (второй) передачи; равенство $K_s = 1$ свидетельствует о равнонапряженном состоянии зубьев сравниваемых передач.

Численному сравнительному исследованию подвергались гипоидные передачи со следующими геометро-кинематическими параметрами: $m_n = 4$ мм; $a_w = 100$ мм ($r_1 = 80$ мм, $r_2 = 20$ мм); $u_0 = 2$; $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ (ортогональные передачи; $\beta_1 = 63,4^\circ$, $\beta_2 = 26,56^\circ$).

Вычисление значений качественных показателей – функций угла α_1 поворота ведущего колеса – проводилось на угле α_w (град) продолжительности зацепления пары зубьев, то есть при $\alpha_1 \in -0,5\alpha_w; 0,5\alpha_w$

по формулам (1), (2) и по формулам (4) – (19) из работы [3] для угловой скорости ведущего колеса $\omega_1 = 1$ рад/сек, для фиксированных (одинаковых для сравниваемых передач) значений нагрузки P_N , коэффициента Пуассона и модуля упругости Юнга [2].

Результаты вычисления качественных показателей отражены на рис. 1 – 6: №1 – зацепление Новикова [3]; №2 – зацепление Литвина-Шульца[1].

Передачи №1 нарезаются косозубыми долбяками [3] при перекрещивании осей вращения долбяка и заготовки в станочном зацеплении, а передачи №2 – зуборезными головками [1].

Проанализируем полученные результаты.

Относительная скорость скольжения зубьев (рис.1). Наиболее высоким “рейтингом” по этому качественному показателю обладает винтовая передача №1, а винтовая передача №2 соответственно низким.

Коэффициенты удельных скольжений зубьев (рис. 2 – 3). Самым высоким “рейтингом” по этому качественному показателю обладает, как и выше, винтовая передача №1.

Суммарная скорость качения зубьев (рис.4). Как и прежде самым высоким “рейтингом” по этому качественному показателю обладает винтовая передача №1.

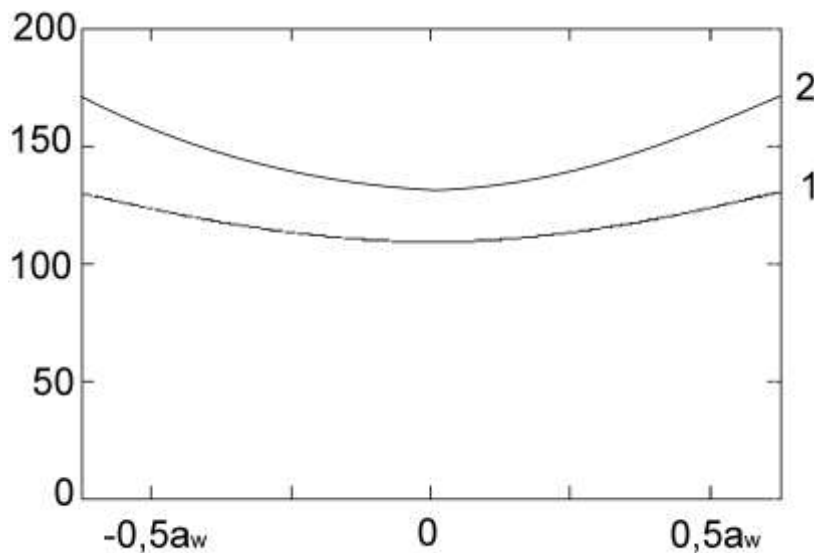


Рис.1. Относительная скорость скольжения зубьев $V^{(12)}$, мм·с⁻¹

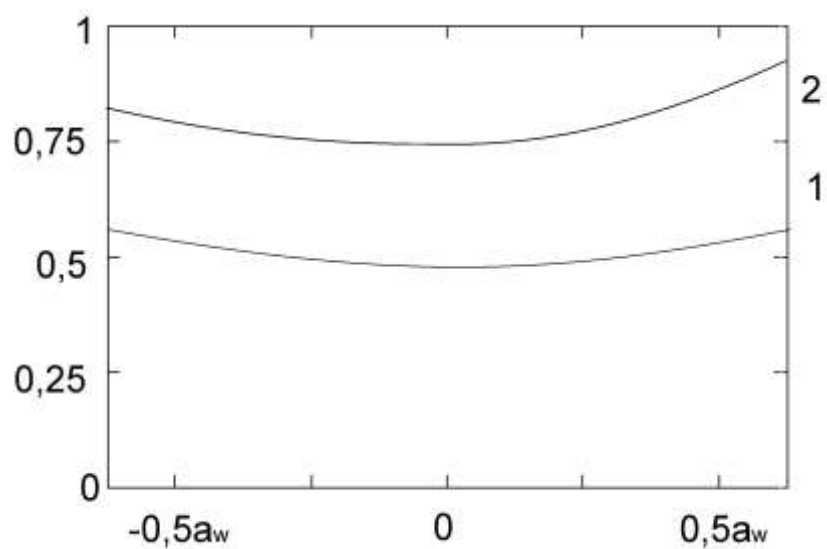


Рис. 2. Коэффициент $\eta^{(1)}$ удельного скольжения

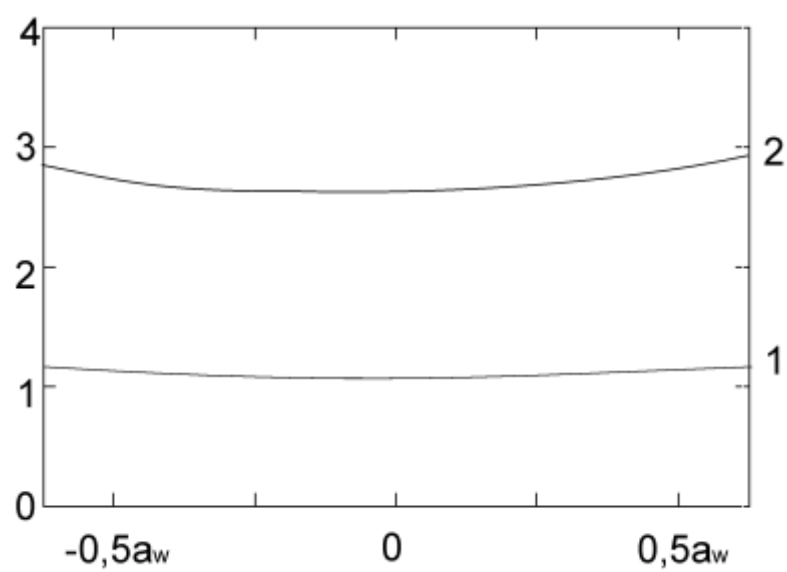


Рис. 3. Коэффициент $\eta^{(2)}$ удельного скольжения

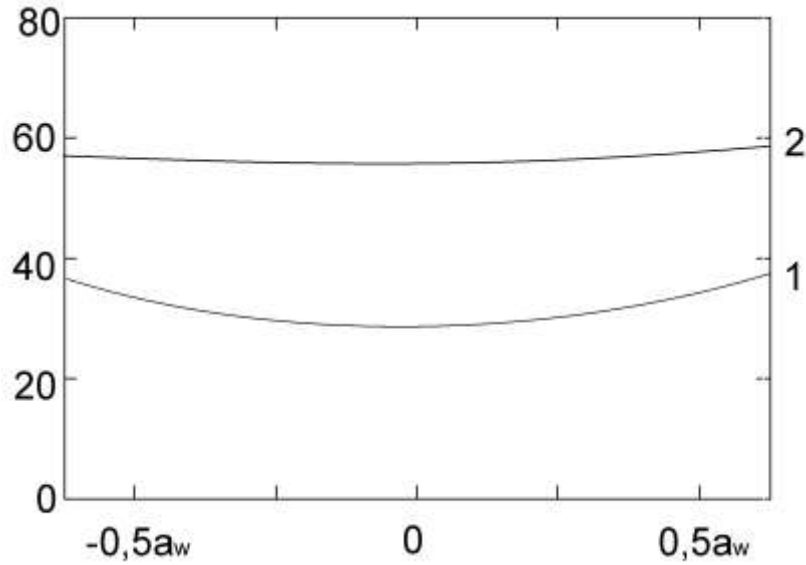


Рис. 4. Суммарная скорость качения зубьев $V^{(\Sigma)}$, $\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}$
(№ 3 – линия c из рис.8)

Коэффициенты задиростойкости зубьев (рис. 5). Самым высоким “рейтингом” по этому качественному показателю обладает винтовая передача №1, самым низким – винтовая передача №2.

Коэффициент сравнительного напряженного состояния зубьев. (рис. 6). Площадь ПМК зубьев в винтовой передаче №1 значительно превышает площадь ПМК в винтовой передаче №2, следовательно, упругонапряженное состояние зубьев передачи №1 существенно ниже упругонапряженного состояния зубьев передачи №2.

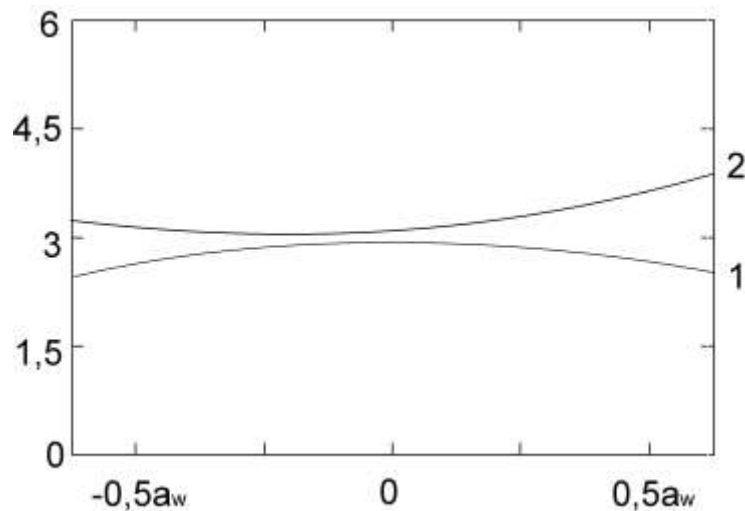


Рис 5. Коэффициент K_v задиростойкости зубьев

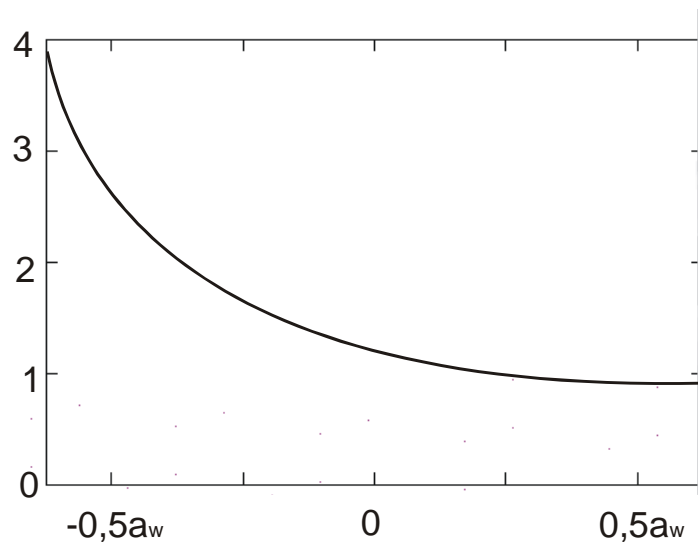


Рис. 6. Коэффициент K_s сравнительного напряженного состояния зубьев передачи №2 (в формуле (5) – передача I) и передачи №1 (передача II)

Выводы. Зубчатые винтовые передачи, нарезаемые косозубыми долбяками, обладают большим запасом прочности и лучшими эксплуатационными характеристиками – износостойкостью, КПД, надежностью против заедания, – чем аналогичные традиционные гипоидные передачи, нарезаемые зуборезными головками. При этом “рейтинг” новиковского зацепления существенно доминирует над “рейтингом” зацеплений других типов.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений.– М.: Наука, 1968.– 584 с.; 2. Сопротивление материалов: Учебник для вузов / Под общ. ред. Г.С. Писаренко. – Киев: Вища школа, 1979. – 696 с.; 3. Грибанов В.М., Клипаков Н.В., Грибанова Ю.В., Досталь А.Е. Качественные показатели зубчатых гиперболоидных передач Новикова внешнего зацепления, нарезаемых косозубыми долбяками // Вестник национального технического университета “ХПИ”. – 2002.– №10. – Том 4. – С. 77-86.