

УДК 621.833

Е.А. Мазнев

Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля

ПЕРСПЕКТИВЫ ПОВЫШЕНИЯ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

У статті розглядається залежність критеріїв навантажувальної здатності, таких як довжина ліній миттєвого контакту та критерії Німанна, Німанна-Девіса, Блока, від варіанта початкової установки інструмента для черв'ячних передач із опукло-вгнутим боковим профілем витків черв'яка, що виготовляються шліфуванням.

Ключові слова: черв'ячна передача, довжина ліній миттєвого контакту, комплексні критерії навантажувальної здатності.

Постановка проблеми. В настоящее время первоочередной задачей является повышение качества, надежности, долговечности и экономичности машин и механизмов. В современном оборудовании в качестве приводов передающих движение рабочим органам от электродвигателя в большой мере используются червячные редукторы. Широкое применение червячных редукторов объясняется их основным достоинством – малыми габаритными размерами при большом передаточном отношении в сравнении с другими зубчатыми передачами. Однако к существенным недостаткам червячных передач можно отнести пониженный коэффициент полезного действия (КПД), что приводит к снижению долговечности этих передач и, в особенности при больших передаваемых мощностях, существенным потерям энергии. Поэтому усовершенствование червячных редукторов, которое неразрывно связано с проблемой многокритериального синтеза машиностроительных конструкций [1], является важным научно-техническим заданием. Эти вопросы связаны с вопросом выбора рациональной геометрии рабочих поверхностей червячной передачи [2, 3].

Анализ последних исследований и публикаций. Одним из перспективных видов червячных передач, исследуемых в последнее время, являются червячные передачи, которые содержат червяк с выпукло-вогнутым боковым профилем витков. Вопрос выбора параметров червячной передачи с выпукло-вогнутым профилем витков червяка рассматривали немало авторов: С.В. Шевченко, В.И. Подройко [3, 4, 5] и др. В.П. Шишов и Е.А. Мазнев предложили для изготовления таких передач использовать шлифовальный круг с выпукло-вогнутым профилем осевого сечения [6] и рассмотрели три варианта начальной установки шлифовального круга [8]. Однако нерассмотренным остается вопрос влияния варианта начальной установки круга на их качественные показатели.

Цель статьи. Рассмотреть зависимость характера нагрузочной способности червячных передач с выпукло-вогнутым профилем витков червяка от варианта начальной установки шлифовального круга.

Результаты исследования. Для изготовления червячных передач с выпукло-вогнутыми поверхностями витков червяка автором было предложено использовать шлифовальный круг, осевое сечение которого состоит из двух дуг окружностей, соединенных отрезком [6]. Также были предложены три варианта начальной установки шлифовального круга (рис. 1), представляющие, с нашей точки зрения, наибольший интерес [8].

Вариант *ZT3*. Линия кратчайшего расстояния между осью червяка и осью круга проходит через точку *M* (рис. 1, а); вариант установки аналогичен варианту, предложенному Ниманном для червячных передач с вогнутым профилем витков червяка: $\operatorname{tg} \gamma_u = p/r_d$.

Вариант *ZT4*. Линия кратчайшего расстояния между осью червяка и осью круга проходит через точку *O₁* (рис. 1, б); вариант установки аналогичен варианту, предложенному Литвиным [7] для червячных передач с вогнутым профилем витков червяка: $\operatorname{tg} \gamma_u = p/a_1$. При этом линия зацепления шлифовального круга и червяка на ножках его витков совпадает с осевым профилем шлифовального круга на соответствующем участке.

Вариант *ZT5*. Линия кратчайшего расстояния между осью червяка и осью круга проходит через точку *O₂* (рис. 1, в); в отличие от варианта *ZT4* линия зацепления шлифовального круга и

червяка совпадает на головке витков червяка с осевым профилем шлифовального круга и $\operatorname{tg}\gamma_u = p/a_2$.

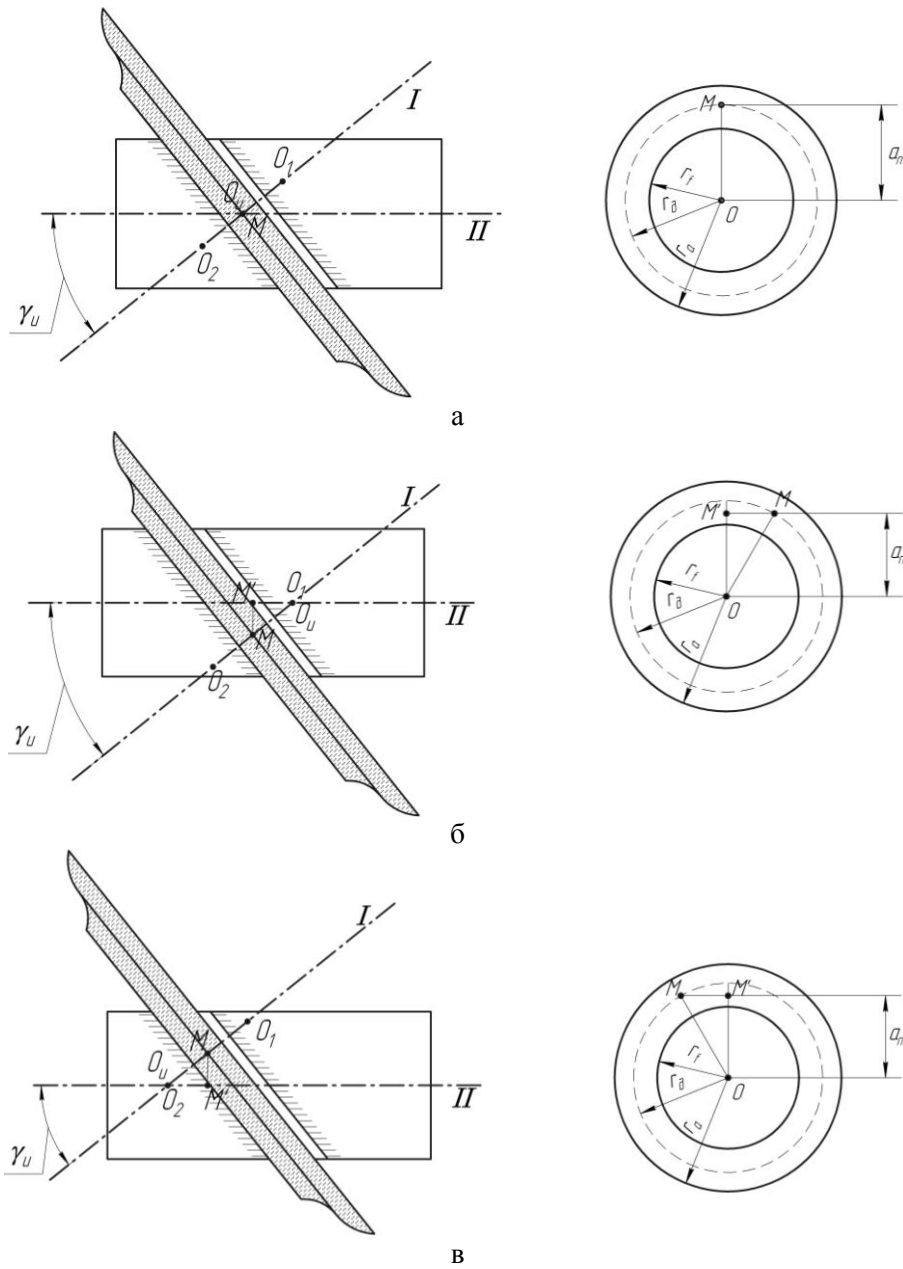


Рис. 1. Варианты начального расположения выпукло-вогнутого шлифовального круга

Большой интерес на наш взгляд представляют начальные варианты установки инструмента *ZT4* и *ZT5*, поскольку использование их позволяет рассмотреть еще один вариант, при котором головка и ножка витков червяка обрабатываются отдельно вогнутым и отдельно выпуклым кругами соответственно – так называемый вариант установки *ZT4–ZT5*.

Анализ нагрузочной способности синтезированных передач проводился с использованием общепринятых для червячных передач критериев:

- длина линий мгновенного контакта червяка и червячного колеса:

$$L = \sum_{i=1}^n \int_{g_i^{\min}}^{g_i^{\max}} \sqrt{E_1 - 2F_1 \frac{F_2^g}{F_2^{\psi}} + G_1 \left(\frac{F_2^g}{F_2^{\psi}} \right)^2} \cdot d\vartheta; \tag{1}$$

– критерий Ниманна:

$$Q_{N1} = \sum_{i=1}^n \int_{\vartheta_i^{\min}}^{\vartheta_i^{\max}} \frac{e_{z1}}{K_{np}} \sqrt{E_1 - 2F_1 \frac{F_2^{\vartheta}}{F_2^{\psi}} + G_1 \left(\frac{F_2^{\vartheta}}{F_2^{\psi}} \right)^2} \cdot d\vartheta; \quad (2)$$

– критерий Ниманна-Девиса:

$$Q_{N2} = \sum_{i=1}^n \int_{\vartheta_i^{\min}}^{\vartheta_i^{\max}} e_{z1} \left[K_{np}^{-1} \frac{V_{\Sigma}^{2,5}}{V_{\Sigma}^2 + 1,238(V^{12})^2} \right]^{0,667} \sqrt{E_1 - 2F_1 \frac{F_2^{\vartheta}}{F_2^{\psi}} + G_1 \left(\frac{F_2^{\vartheta}}{F_2^{\psi}} \right)^2} \cdot d\vartheta; \quad (3)$$

– критерий Блока:

$$Q_{N3} = \sum_{i=1}^n \int_{\vartheta_i^{\min}}^{\vartheta_i^{\max}} \frac{e_{z1}}{K_{np}} [V^{12}]^{-0,667} \sqrt{E_1 - 2F_1 \frac{F_2^{\vartheta}}{F_2^{\psi}} + G_1 \left(\frac{F_2^{\vartheta}}{F_2^{\psi}} \right)^2} \cdot d\vartheta; \quad (4)$$

где E_1 , F_1 и G_1 – коэффициенты первой квадратичной формы поверхности витков червяка; F_2^{ϑ} , F_2^{ψ} , $F_2^{\varphi_1}$ – частные производные уравнения зацепления червяка и червячного колеса; K_{np} – приведенная кривизна контактирующих поверхностей; V^{12} – величина относительной скорости; V_{Σ} – величина суммарной скорости перемещения линий мгновенного контакта в перпендикулярном к ним направлении.

Результаты анализа представлены на рис. 2. Кроме характера комплексных критериев рассмотрены минимальные, максимальные и средние значения соответствующих критериев – таблицы 1–4.

Для всех вариантов синтезированных червячных передач: $\alpha_n = 8^\circ$, $\rho_1 = 5m_{oc1}$, $\rho_2 = 3m_{oc1}$, переходный участок отсутствует. Для всех исследуемых передач примем общими следующие параметры: число заходов червяка $z_1 = 2$, число зубьев червячного колеса $z_2 = 40$, радиус шлифовального круга $R_M = 20 \cdot m_{oc1}$, модуль передачи $m_{oc1} = 6 \text{ мм}$, $q = 10$. В качестве базовой принята конволютная червячная передача.

Из этих рисунков видно, что вариант начальной установки шлифовального круга, при одних и тех же геометрических параметрах осевого сечения круга, не оказывает существенного влияния на характер критериев нагрузочной способности.

Таблица 1
Сравнительный анализ длины линий мгновенного контакта червяка и червячного колеса с учетом многопарности зацепления

	L_{Σ}^{\max}	$\frac{L_{\Sigma}^{\max}}{L_{\Sigma B}^{\max}}$	L_{Σ}^{\min}	$\frac{L_{\Sigma}^{\min}}{L_{\Sigma B}^{\min}}$	L_{Σ}^{cp}	$\frac{L_{\Sigma}^{cp}}{L_{\Sigma B}^{cp}}$
ZT4–ZT5	99,93	0,997	81,50	0,972	93,92	1,038
ZT4-5-3-8-0	109,39	1,092	89,39	1,070	103,04	1,139
ZT5-5-3-8-0	102,87	1,027	85,47	1,020	96,56	1,067
Базовая	100,20	1	83,83	1	90,46	1

Нагрузочная способность всех трех передач сильно изменяется в ходе зацепления (рис. 2, б–г). Для всех трех передач лишь на небольшом участке зацепления она меньше нагрузочной способности базовой червячной передачи.

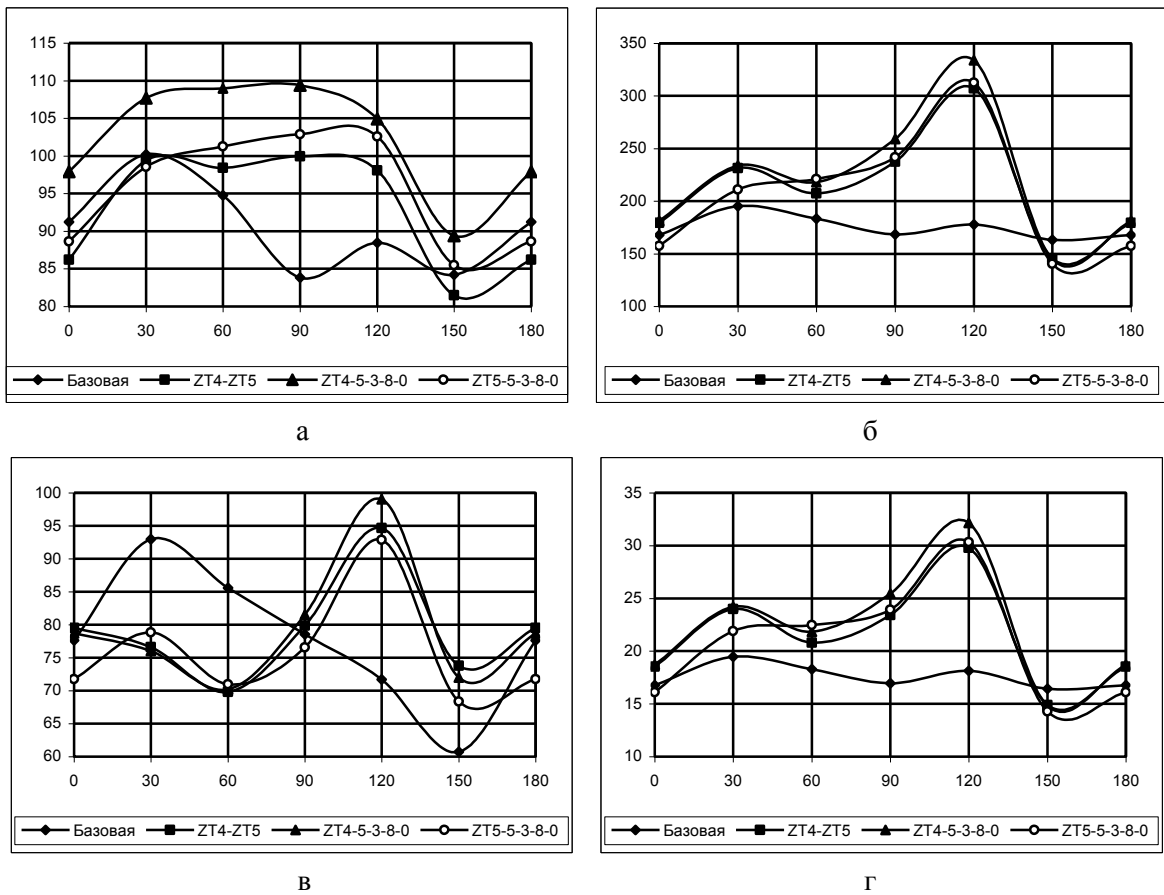


Рис. 1. Комплексные критерии работоспособности синтезированных червячных передач: а – длина линий мгновенного контакта; б – критерий Ниманна; в – критерий Ниманна-Девиса; г – критерий Блока.

Таблица 2
Сравнительный анализ критерия Ниманна с учетом многопарности зацепления

	$Q_{N1\Sigma}^{\max}$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^{\max}}{Q_{N1\Sigma \text{ Б}}^{\max}}$	$Q_{N1\Sigma}^{\min}$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^{\min}}{Q_{N1\Sigma \text{ Б}}^{\min}}$	$Q_{N1\Sigma}^{\text{cp}}$	$\frac{Q_{N1\Sigma}^{\text{cp}}}{Q_{N1\Sigma \text{ Б}}^{\text{cp}}}$
ZT4 – ZT5-5-3-8-0	307,21	1,573	145,67	0,892	218,09	1,239
ZT4-5-3-8-0	333,98	1,710	145,08	0,889	228,50	1,298
ZT5-5-3-8-0	312,57	1,601	140,42	0,860	214,06	1,216
Базовая	195,29	1	163,23	1	175,99	1

Таблица 3
Сравнительный анализ критерия Ниманна-Девиса с учетом многопарности зацепления

	$Q_{N2\Sigma}^{\max}$	$\frac{Q_{N2\Sigma}^{\max}}{Q_{N2\Sigma \text{ Б}}^{\max}}$	$Q_{N2\Sigma}^{\min}$	$\frac{Q_{N2\Sigma}^{\min}}{Q_{N2\Sigma \text{ Б}}^{\min}}$	$Q_{N2\Sigma}^{\text{cp}}$	$\frac{Q_{N2\Sigma}^{\text{cp}}}{Q_{N2\Sigma \text{ Б}}^{\text{cp}}}$
ZT4 – ZT5-5-3-8-0	94,66	1,019	69,82	1,149	79,04	1,015
ZT4-5-3-8-0	99,04	1,066	70,18	1,155	79,57	1,022
ZT5-5-3-8-0	92,86	0,999	68,35	1,125	76,56	0,983
Базовая	92,94	1	60,74	1	77,85	1

Таблиця 4

Сравнительный анализ критерия Блока с учетом многопарности зацепления

	$Q_{N3\Sigma}^{\max}$	$\frac{Q_{N3\Sigma}^{\max}}{Q_{N3\Sigma B}^{\max}}$	$Q_{N3\Sigma}^{\min}$	$\frac{Q_{N3\Sigma}^{\min}}{Q_{N3\Sigma B}^{\min}}$	$Q_{N3\Sigma}^{cp}$	$\frac{Q_{N3\Sigma}^{cp}}{Q_{N3\Sigma B}^{cp}}$
ZT4–ZT5-5-3-8-0	29,77	1,528	16,75	1,019	21,90	1,239
ZT4-5-3-8-0	32,16	1,651	14,81	0,901	22,86	1,294
ZT5-5-3-8-0	30,34	1,557	14,27	0,868	21,49	1,216
Базовая	19,48	1	16,44	1	17,67	1

Из таблиц 1–4 видно, что для всех рассмотренных вариантов выпукло-вогнутых червячных передач минимальные значения критериев нагрузочной способности ниже минимального значения для базовой червячной передачи (кроме критерия Ниманна-Девиса), максимальные и средние значения выше соответствующих значений для базовой передачи (кроме критерия Ниманна-Девиса для варианта установки ZT5). При этом максимальная величина нагрузочной при варианте ZT4 установки шлифовального круга (передача ZT4-5-3-8-0). Для средних значений критериев нагрузочной способности – максимальное значение наблюдаем при варианте ZT4 установки круга. Для предложенных вариантов установки шлифовального круга среднее значение критериев нагрузочной способности выпукло-вогнутых червячных передач выше критериев базовой червячной передачи (исключение критерий Ниманна-Девиса для варианта установки ZT5). Однако для варианта ZT4–ZT5 критерии нагрузочной способности в ходе зацепления имеют наименьшие “колебания” значений, что положительно скажется на плавности ее работы.

Выводы

Синтезированные червячные передачи с выпукло-вогнутым профилем витков червяка, не зависимо от варианта начальной установки шлифовального круга, имеют нагрузочную способность на 21–30% выше, чем для базовых червячных передач. При этом вариант установки ZT4–ZT5 позволяет подобрать такие параметры, при которых выпуклые и вогнутые участки витков червяка будут иметь лишь по одной узловой точке [9], что положительно скажется на их нагрузочной способности и других качественных показателях. Поэтому необходимы дальнейшие исследования, связанные с начальным вариантом установки круга ZT4–ZT5, что позволит синтезировать червячные передачи с повышенной нагрузочной способностью.

1. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд). // Львів. “Машинознавство”. – 2002. – №10(64). – С. 26-40.
2. Каплун А.М., Пузина В.М. Винтовые зубчатые передачи с улучшенными геометрико-кинематическими показателями. // Вісник Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля – Луганськ, 2003. №8 – С. 68-72.
3. Шишов В.П., Каплун А.М., Бурко В.В., Филь П.Л. Повышение нагрузочной способности пространственных передач зацеплением. // Вісник Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля – Луганськ, 2003. №12 – С. 15-18.
4. Подройко В.И. Синтез червячных передач по экстремальным качественным показателям несущей способности и с локализованным контактом. Дис... канд. техн. Наук: 05.02.18 – Ворошиловград, 1986. – 301 с.
5. Шевченко С.В. К выбору параметров выпукло-вогнутого профиля червяка. // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1974 – №2 – С. 79-83.
6. Шишов В.П., Мазнев Є.А. Геометрия червячной передачи с выпукло-вогнутым профилем витков червяка и исключением узловых точек из зацепления. // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”, 2004 – №30. – С. 184-191.
7. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968, – 584 с.
8. Мазнев Е.А. Анализ работоспособности червячных передач с выпукло-вогнутым боковым профилем витков червяка / Е.А. Мазнев // Вісник Східноукраїнського національного університету, 2007. – № 1(107). – С.270-275.
9. Мазнев Е.А. Оптимизация линий зацепления выпукло-вогнутых червячных передач / Е.А. Мазнев // Вісник Східноукраїнського національного університету, – 2009. – № 2(132). – С. 227-231.