

УДК 621.833.389

М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, А. Д. Бужинский, С. Н. Рогачевский

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТОРЦОВОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

UDC 621.833.389

M. F. Pashkevich, N. I. Rogachevsky, A. D. Buzhinski, S. N. Rogachevsky

THE METHODOLOGY OF CALCULATION OF END WORM GEAR GEOMETRIC PARAMETERS

Аннотация

Определено место червячных передач среди зубчатых передаточных механизмов. Приведен анализ конструкций червячных передач. Предложена торцовая червячная передача, состоящая из червячного колеса в виде диска с поднутренными эвольвентными зубьями и червяка, представляющего собой винт с прямобочным профилем витков. Приведена методика расчета геометрических параметров этой передачи. Выполнен опытный образец редуктора на основе торцовой червячной передачи.

Ключевые слова:

передача, червяк, эвольвентное колесо, КПД, геометрические параметры.

Abstract

The paper determines the place of worm gears among tooth gear mechanisms. The analysis of worm gear designs is given. The end worm gearing consisting of a worm wheel in the form of a disk with recessed undercut involute teeth and a worm, which is a screw with a square-sided threads profile, is presented. Methods of calculation of geometric parameters of this transmission are given. A prototype of the reduction gear on the basis of end worm gear is produced.

Key words:

gear, worm, involute wheel, efficiency factor, geometrical parameters.

Республика Беларусь бедна природными источниками энергии, поэтому особую актуальность в стране приобретает энергосбережение. Энергосберегающие технологии обеспечиваются рабочими машинами, приводимыми двигателями посредством передаточных механизмов, которые должны обладать основным энергетическим качественным показателем – КПД. Этому показателю наиболее полно соответствуют цилиндрические и конические зубчатые передачи. Однако их собирают, как правило, в двух-, трехступенчатые редукторы с целью реализации высоких передаточных чисел. В результате получают массивные (металлоемкие) передаточные механиз-

мы, устанавливаемые на машинах и технологическом оборудовании, что совершенно неэффективно [1]. Поэтому в изделиях машиностроения широко применяются компактные червячные передачи. В настоящее время примерно половина редукторов, выпускаемых промышленностью стран СНГ, – червячные [2]. Потребность в червячных редукторах вызвана не только возможностью реализации широкого диапазона передаточных чисел, но и их высокой кинематической точностью, а также бесшумностью и монтажными разнообразиями. Эти преимущества червячных передач проявляются в полной мере лишь при соблюдении высокой точности зацепления, обу-

словленной не только высокой точностью деталей передачи, но и погрешностями их взаимного расположения, которые регламентированы более жестко, чем в передачах с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами [3–5].

Однако недостатком червячных передач является их низкий КПД из-за невозможности обеспечения гарантированного жидкостного трения в контакте витков червяка с зубьями колеса. Главными причинами этого недостатка являются скольжение рабочей поверхности червяка по зубьям червячного колеса и неблагоприятное направление линий контакта относительно вектора скорости скольжения (угол между ними $\gamma = 40 \dots 50^\circ$, значительно отличающийся от 90° , при котором создаются наилучшие условия для смазки) [2, 5].

Стремление к увеличению угла γ между направлением линий контакта звеньев относительно вектора скорости скольжения привело к созданию передачи с вогнутым профилем витков цилиндрического червяка [6], глобоидных червячных передач [7], а также модифицированных глобоидных и цилиндрических червячных передач [8, 9]. При точном изготовлении таких передач уменьшаются потери на трение, а их несущая способность около полутора раз больше, чем передач с обычными цилиндрическими червяками [8, 9]. Технология изготовления и сборки таких передач, безусловно, сложнее, требуются более дорогой комплект инструментов, а также специальное оборудование. Поэтому эти передачи не нашли широкого применения.

Попытки повысить технический уровень червячных передач за счет использования новых зацеплений (штифтов с пластинами [10], винтовой пружины с эвольвентными зубьями [11], витой цилиндрической пружины с вогнутыми зубьями [12]) также не увенчались успехом из-за низкой кинематической точности, плавности работы и нагрузочной способности передач с такими

зацеплениями.

Дальнейшее развитие червячных передач достигнуто путём замены скольжения червяка по зубьям колеса качением по этим зубьям промежуточных тел (шариков [13], конических роликов [14], подшипников качения [15], роликов с профилем винтовой резьбы [16]). Условием нормальной работы шариковых червячных передач является наличие высокоточных с большой твердостью беговых дорожек на витках червяка и зубьях колеса. Это приводит к повышению трудоемкости изготовления и значительным затратам на производство этих деталей. Недостатки роликовых и подшипниковых передач связаны с наличием геометрического трения в сопряжениях роликов (подшипников) с червяком, низкой кинематической точностью и плавностью работы, обусловленных большим перекрытием роликов (подшипников) червяком.

Указанные недостатки червячных передач были устранены разработкой червячных передач качения [17–19]. Замена трения скольжения в зацеплениях на трение качения в таких передачах позволила снизить энергетические потери до 4...6 % (при передаточном числе $u = 30 \dots 40$). Однако недостатком этих передач является большое число тел качения, равное передаточному числу u .

Для снижения числа тел качения (подшипников, пальцев) создана еще одна передача, состоящая из червячного колеса в виде диска с поднутрениями эвольвентных зубьев (без дна впадин между зубьями) и червяка, представляющего собой вал с жестко закрепленными на нем промежуточными телами качения (или подшипниками качения) [20]. Такая передача содержит в 1,5 раза меньшее число тел качения (подшипников), чем обычная передача качения при реализации того же передаточного числа. Однако недостатками этой передачи являются ее низкая нагрузочная способность, обусловленная малой изгибной

прочностью пальцев (или винтов, крепящих подшипники качения), а также низкие кинематическая точность и плавность работы в связи с дискретным расположением подшипников на червяке [21].

Для устранения недостатков последней передачи качения и основного недостатка (низкого КПД) традиционных червячных передач предложена торцовая червячная передача, представленная на рис. 1.

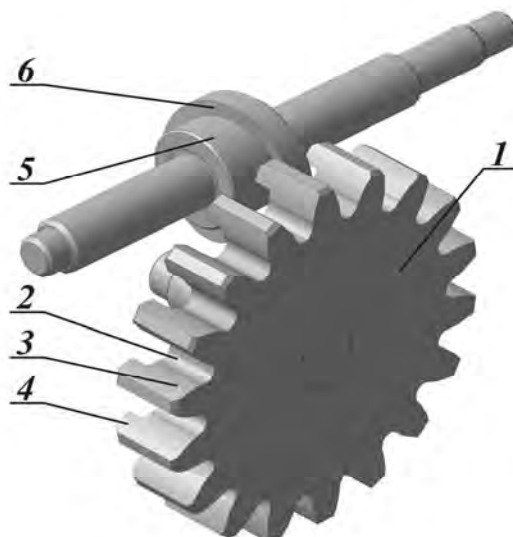


Рис. 1. Торцовая червячная передача

Передача содержит червячное колесо 1, которое выполнено в виде прямозубого эвольвентного колеса. Зубчатый венец 3 этого колеса снабжен поднутрением, т. е. толщина диска 2 эвольвентного колеса 1 меньше ширины его зубчатого венца 3, подрезанного со стороны ножек зубьев до эвольвентных поверхностей. В результате такого поднутрения зубья на торце червячного колеса 1 образованы консольными участками 4 зубьев венца 3. Передача содержит также червяк 5 с прямоугольным профилем витков 6. Геометрическая ось червяка 5 смещена относительно торца червячного колеса 1 таким образом, что ее проекция на этот торец является касательной к делительной окружности зубьев. Для того чтобы обеспечить зацепление витков 6 червяка с консольными участками 4 зубьев колеса, необходимо строго выдержать величину осевого шага P , которая должна быть

равна шагу эвольвентных зубьев и, следовательно, подчиняться соотношению $P = \pi \cdot m$ (здесь m – модуль зубьев колеса).

Работает передача следующим образом. При вращении червяка 5 его витки 6 воздействуют поочередно на консольные участки 4 зубьев колеса 1, скользя по их поверхностям. В результате этого червячное колесо 1 непрерывно поворачивается вокруг собственной оси. За один оборот червяка 5 червячное колесо 1 повернется на угол, определяемый числом заходов z_1 червяка 5. Для полного оборота червячного колеса 1 с количеством z_2 зубьев необходимо, чтобы червяк совершил z_2 / z_1 оборотов. Следовательно, передаточное число передачи составляет:

$$u = z_2 / z_1.$$

Образующими боковых поверхностей прямого зуба червячного колеса и

витка червяка являются прямые линии, которые при работе передачи совпадают на делительном цилиндре колеса, образуя линию контакта зуба и витка, перпендикулярную вектору скорости их скольжения, что является идеальным случаем для образования жидкостного трения и приводит к повышению КПД передачи. При зацеплении головки или ножки зуба с витком червяка расположение линии контакта незначительно отличается от 90° по отношению к вектору скорости скольжения и практически не оказывает влияния на КПД. Таким образом, в конструкции данной червячной передачи устранена причина, вызывающая значительные потери. Поэтому она обладает высоким КПД.

Расчет геометрических параметров таких передач ведется по следующей методике.

Толщина зуба S_2 колеса по дуге делительной окружности равна ширине впадины производящего контура по начальной прямой. Эта ширина впадины регламентируется ГОСТ 13754-81.

$$S_2 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x_2^* \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где x_2^* – номинальный коэффициент смещения червячного колеса [22].

$$x_2^* = x_2 - (|E_{H\delta 2}| + T_{H2} / 2) / (1000 \cdot m),$$

где $E_{H\delta 2}$ – наименьшее дополнительное смещение исходного контура червячного колеса (по ГОСТ 1643-81), мкм; T_{H2} – допуск на смещение исходного контура червячного колеса (по ГОСТ 1643-81), мкм.

Ширина впадины между зубьями колеса по дуге делительной окружности

$$\begin{aligned} S_{B2} &= \pi \cdot m - S_2 = \frac{\pi \cdot m}{2} - 2 \cdot x_2^* \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \\ &= m \cdot (0,5 \cdot \pi - 2 \cdot x_2^* \cdot \operatorname{tg} \alpha) \leq S_1, \quad (1) \end{aligned}$$

где S_1 – осевая толщина витка червяка,

$$S_1 = \pi \cdot m / 2.$$

Толщина зуба S_{a2} колеса на окружности вершин

$$\begin{aligned} S_{a2} &= d_{a2} \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot z_2} + \frac{2 \cdot x_2^* \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z_2} + \right. \\ &\quad \left. + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right) \leq 0,15 \cdot m, \quad (2) \end{aligned}$$

где d_{a2} – диаметр окружности вершин зубьев колеса.

$$d_{a2} = m \cdot z_2 + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x_2^* + \delta^*),$$

где δ^* – коэффициент уменьшения высоты головки зуба [22].

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}};$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha;$$

$$d_2 = m \cdot z_2,$$

где α_{a2} – угол профиля в точке на окружности вершин зубьев; d_{b2} – диаметр основной окружности колеса; d_2 – диаметр делительной окружности колеса.

Данные показатели определены формулами ГОСТ 16532-70.

Решая совместно уравнения (1) и (2), определяют x_2^* и m . Модуль уточняют по ГОСТ 9565-60, выбирая из стандартного ряда (1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20) ближайшую большую величину m . После выбора m уточняют размеры S_{B2} и S_{a2} по формулам (1) и (2).

Длина консольных участков 4 (см. рис. 1) зубьев венца 3 червячного колеса 1 определяется по соотношению

$$L_2 = h_{a1} + h_{f1}.$$

Параметры червяка h_{a1} и h_{f1} описаны ниже.

Схема ведущего звена (червяка) показана на рис. 2. Средний диаметр d_1 червяка определяют следующим образом:

$$d_1 = \frac{P}{\pi \cdot \operatorname{tg} \gamma} = \frac{\pi \cdot m}{\pi \cdot \operatorname{tg} \gamma} = \frac{m}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (3)$$

Величину угла γ подъема винтовой линии на среднем цилиндре червяка принимают из интервала $[11 \dots 16^\circ]$.

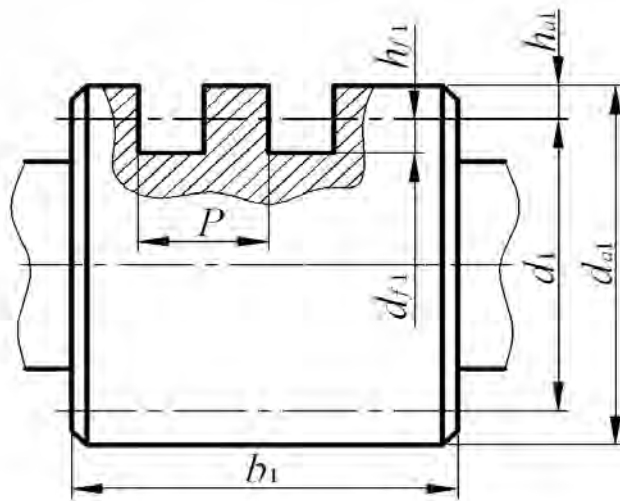


Рис. 2. Схема червяка

С целью унификации червяков округляют вычисленное значение d_1 до ближайшей величины, полученной из формулы

$$d_1 = q \cdot m,$$

где q – коэффициент диаметра червяка, выбирают из ряда (по ГОСТ 2144-93): 8; 9; 10; 12; 12,5; 14; 16; 20.

После этого уточняют угол γ , выраженный из формулы (3):

$$\gamma = \operatorname{arctg} (m/d_1). \quad (4)$$

Величину γ уточняют, используя уравнение (4), если червяк однозаходный, в противном случае – по следующей формуле:

$$\gamma = \operatorname{arctg} (z_1 \cdot m/d_1).$$

Высота головки h_{a1} и ножки h_{f1} витков червяка определяется соотношениями

$$h_{a1} = h_{a1}^* \cdot m; \quad h_{f1} = h_{f1}^* \cdot m,$$

где h_{a1}^* и h_{f1}^* – коэффициенты высоты головки и ножки (выбирают значения из условий $h_{a1}^* \leq 1$, $h_{f1}^* \leq 1,2$ в зависимости от длины сопряженных с червяком консольных частей зубьев колеса).

Диаметры вершин d_{a1} и впадин d_{f1} витков червяка определяют по формулам:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}; \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1},$$

а длину b_1 нарезанной части червяка – по формуле

$$b_1 = 1,2 \cdot P = 1,2 \cdot \pi \cdot m.$$

Межосевое расстояние передачи $a_w = d_2 / 2$.

Коэффициент торцового перекрытия ε_α передачи, консольные зубья колеса которой имеют только делительные головки (зубья ограничены цилиндром вершин и делительным цилиндром с диаметрами d_{a2} и d_2 соответственно), как показано на рис. 1 и 3,

$$\varepsilon_\alpha = \frac{P_a \Pi}{P_b}, \quad (5)$$

где $P_a \Pi$ – длина активной линии зацепления,

$$P_a \Pi = P_a N_2 - \Pi N_2 = 0,5 \cdot d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - 0,5 \cdot d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot d_{b2} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha);$$

p_b – основной шаг (по ГОСТ 16532-70),

$$p_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha .$$

После подстановки выражений для $P_a\Pi$ и p_b в формулу (5) и преобразований получим

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{0,5 \cdot d_{b2} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha)}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \\ &= \frac{0,5 \cdot m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha)}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \\ &= 0,5 \cdot z_2 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha) / \pi . \end{aligned}$$

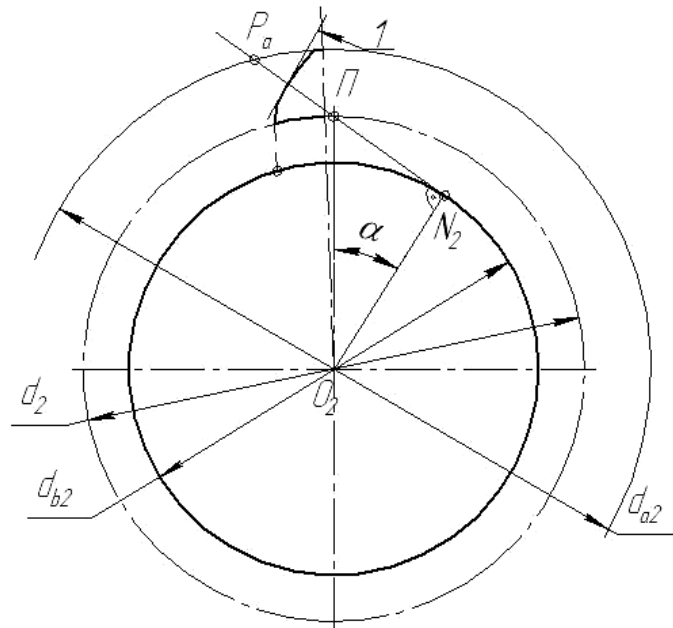


Рис. 3. Схема для определения длины активной линии зацепления профиля головки зуба колеса с касательной к винтовой поверхности витка червяка: 1 – касательная к винтовой поверхности витка червяка; П – полюс зацепления

Для непрерывности передачи вращения от червяка колесу должно выполняться неравенство $\varepsilon_\alpha \geq 1$.

Если условие не выполняется, то зуб имеет недостаточную высоту, ее следует увеличить в пределах выполнения условия, полученного аналогично неравенству (1) для увеличенной высоты зуба. Если неравенство, аналогичное (1), не выполняется, то консольную часть зубчатого венца увеличивают путем поднутрения до граничных точек профилей зубьев, а выход из зацеплений витков червяка обеспечивают срезанием в радиальном направлении торца каждого зуба на половину его толщины, как показано на рис. 4.

Важно при поднутрении гарантировать срезание переходных частей

зубьев, профили которых отличны от эвольвент и могут нарушить кинематику передачи. Поэтому определяют не только номинальный диаметр окружности граничных точек d_l , но и предельные его величины $d_{l\max}$ и $d_{l\min}$ [23], обусловленные предельными дополнительными смещениями, установленными ГОСТ 1643-81. При этом поднутрение зубьев выполняют до величины $d_{l\max}$.

На основе предложенной методики расчета геометрических параметров передачи выполнен рабочий проект опытного образца редуктора. Материал червяка – сталь 45, червячное колесо цельное из антифрикционного, антизадириного серого чугуна СЧ 18. Конструкции

колеса, червяка, а также зацепление червяка с консольными зубьями колеса

в собранном редукторе представлены на рис. 4 и 5.



Рис. 4. Червячное колесо с поднутрением венца до граничных точек профилей зубьев и червяка



Рис. 5. Зацепление червяка с консольными зубьями колеса в собранном редукторе

Таким образом, на основе анализа качественных показателей червячных передач определены пути повышения их КПД, кинематической точности и плавности работы. Разработанная ме-

тодика расчета геометрических параметров торцевой червячной передачи способствует внедрению энергосберегающих червячных редукторов в производство.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Давыдов, Б. Л.** Редукторы. Конструкции, расчет и испытания / Б. Л. Давыдов, Б. А. Скородумов, Ю. В. Бубырь. – М. : Машгиз, 1963. – 474 с.
2. **Скойбеда, А. Т.** Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик ; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : Выш. шк., 2000. – 584 с. : ил.
3. **Линдроп, Н. Г.** Влияние погрешностей изготовления и монтажа на точность червячных передач / Н. Г. Линдроп ; под общ. ред. Н. И. Колчина // Зубчатые и червячные передачи. Некоторые вопросы геометрии, кинематики, расчета и производства. – Л. : Машиностроение, 1968. – С. 118–132.
4. **Шишков, В. А.** Влияние погрешностей сборки червячной пары на плавность зацепления / В. А. Шишков // Станки и инструмент. – 1959. – № 10. – С. 14–17.
5. **Левитан, Ю. В.** Червячные редукторы : справочник / Ю. В. Левитан, В. П. Обморнов, В. И. Васильев. – Л. : Машиностроение, 1985. – 168 с. : ил.
6. **Литвин, Ф. Л.** Новые виды цилиндрических червячных передач / Ф. Л. Литвин. – Л. : Машгиз, 1962. – 189 с. : ил.
7. **Гессен, Б. А.** Глобоидное зацепление / Б. А. Гессен, П. С. Зак // Тр. семинара по теории машин и механизмов : сб. науч. тр. – М. : АН СССР, 1948. – Вып. 21. – С. 43–87.
8. **Егоров, И. М.** Выбор параметров модификации глобоидной червячной передачи / И. М. Егоров // Зубчатые передачи-99 : тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. по проблеме обеспечения надежности и качества зубчатых передач. – СПб., 1999. – С. 25–26.
9. **Егоров, И. М.** Цилиндротороидная червячная передача / И. М. Егоров // Зубчатые передачи-99 : тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. по проблеме обеспечения надежности и качества зубчатых передач. – СПб., 1999. – С. 22–23.
10. **Пат. 19850194.3 Германия, МКИ⁵ F 16 H 1 / 16.** Червячная передача / D. Ghawami, F. Giesel. – № 19850194 ; заявл. 22.10.98 ; опубл. 27.04.00.
11. **Пат. 164493 Польша, МКИ⁵ F 16 H 3 / 06.** Червячная передача / A. Ankiewicz, A. Cichocki. – № 290053 ; заявл. 26.04.91 ; опубл. 31.08.94.
12. **Пат. 2049278 РФ, МКИ⁶ F 16 H 1 / 16.** Червячная передача / В. М. Поздняков (РФ). – № 5043727/28 ; заявл. 17.03.92 ; опубл. 27.11.95.
13. **Пат. 2075669 РФ, МКИ⁶ F 16 H 1 / 16.** Шариковая червячная передача Р. Л. Немировского (варианты) / Р. Л. Немировский (РФ). – № 5017576/28 ; заявл. 30.10.91 ; опубл. 20.03.97.
14. **Linming, Wang.** Контактные линии в червячных передачах с коническими роликами / Wang Linming, Ding Xilun, Wu Hongye // Haerbin gongye daxue xuebao. – Haerbin : Inst. Technol, 1995. – № 3. – С. 135–140.
15. **Пат. 2098692 РФ, МКИ⁶ F 16 H 1 / 16.** Червячная передача П. Е. Бернюкова / П. Е. Бернюков (РФ). – № 5051594/28 ; заявл. 07.07.92 ; опубл. 10.12.97.
16. **А. с. 77312 СССР, МКИ³ 47 h, 3.** Червячная передача / В. Ф. Мальцев. – № 685(355410) ; заявл. 18.04.47 ; опубл. 31.12.49.
17. **Пат. 7230 РБ, МПК 7 F 16 H 1.** Червячная передача / 16 / М. Ф. Пашкевич, С. Н. Рогачевский ; заявитель и патентообладатель Беларус.-Рос. ун-т. – № a20010662 ; заявл. 27.07.01 ; опубл. 30.03.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 1. – С. 83.
18. **Пат. 7334 РБ, МПК 7 F 16 H 1 / 16.** Червячная передача / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский ; заявитель и патентообладатель Беларус.-Рос. ун-т. – № a20020388 ; заявл. 06.05.02 ; опубл. 30.12.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 4. – С. 78.
19. **Пашкевич, М. Ф.** Червячные передачи качения / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2005. – 137 с. : ил.
20. **Пат. 7324 U Респ. Беларусь, МПК 7 F 16 H 1 / 32.** Червячная передача / С. Н. Рогачевский, Н. И. Рогачевский, М. Ф. Пашкевич ; заявитель и патентообладатель Беларус.-Рос. ун-т. – № u20100908 ; заявл. 02.11.10 ; опубл. 30.06.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 3. – С. 210.

21. **Рогачевский, С. Н.** Кинематическая точность червячной передачи с телами качения на червяке / С. Н. Рогачевский // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2009. – С. 41.
22. **Андожский, В. Д.** Модификация головок внешних зубьев эвольвентных зубчатых колес / В. Д. Андожский, Н. И. Рогачевский // Вестн. машиностроения. – 1985. – № 7. – С. 15–17.
23. **Рогачевский, Н. И.** Параметры особых точек профиля эвольвентных зубьев / Н. И. Рогачевский // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2010. – № 2. – С. 3–8.

LIST OF LITERATURE

1. **Davydov, B. L.** Reduction gears. Designs, calculation and testing / B. L. Davydov, B. A. Skorodumov, Y. V. Bubyr. – M. : Mashgiz, 1963. – 474 p.
2. **Skoibeda, A. T.** Machine elements and fundamentals of design : textbook / A. T. Skoibeda, A. V. Kuzmin, N. N. Makeichik ; ed. by A. T. Skoibeda. – Minsk : Vysh. shk., 2000. – 584 p. : il.
3. **Lindrop, N. G.** Influence of manufacture and assembly errors upon worm gearing accuracy / N. G. Lindrop ; ed. by N. I. Kolchin // Tooth and worm gearings. Some issues of geometry, kinematics, calculation and manufacture. – L. : Mashinostroenie, 1968. – P. 118–132.
4. **Shishkov, V. A.** Influence of worm-and-worm pair assembly errors upon engagement smoothness / V. A. Shishkov // Machine-tools and tools. – 1959. – № 10. – P. 14–17.
5. **Levitan, Y. V.** Warm reduction gears : handbook / Y. V. Levitan, V. P. Obmornov, V. I. Vasilyev. – L. : Mashinostroenie, 1985. – 168 p.: il.
6. **Litvin, F. L.** New kinds of cylindrical worm gearings / F. L. Litvin. – L. : Mashgiz, 1962. – 189 p. : il.
7. **Gessen, B. A.** Hourglass engagement / B. A. Gessen, P. R. Zak // Proc. of seminar in theory of machines and mechanisms : Proceedings. – M. : AN USSR, 1948. – Iss. 21. – P. 43–87.
8. **Yegorov, I. M.** Selection of hourglass worm gearing parameters / I. M. Yegorov // Gearings-99 : theses of intern. scien. pract. conf. on problems of reliability and quality of gearings. – SPb., 1999. – P. 25–26.
9. **Yegorov, I. M.** Cylindrical – toroidal worm gearing / I. M. Yegorov // Gearings-99 : theses of intern. scien. pract. conf. on problems of reliability and quality of gearings. – SPb., 1999. – P. 22–23.
10. **Pat. 19850194.3 Germany, MKI⁵ F 16 H 1 / 16.** Worm gearing / D. Ghawami, F. Giesel (Germany). – № 19850194 ; appl. 22.10.98 ; publ. 27.04.00.
11. **Pat. 164493 Poland, MKI⁵ F 16 H 3 / 06.** Worm gearing / A. Ankiewicz, A. Cichocki (Poland). – № 290053 ; appl. 26.04.91 ; publ. 31.8.94.
12. **Pat. 2049278 RF, MKI⁶ F 16 H 1 / 16.** Worm gearing / V. M. Pozdnyakov (RFInflue). – № 5043727/28 ; appl. 17.03.92 ; publ. 27.11.95.
13. **Pat. 2075669 RF, MKI⁶ F 16 H 1 / 16.** Worm gearing of R. L. Nemirovsky (variants) / R. L. Nemirovsky (RF). – № 5017576/28 ; appl. 30.10.91 ; publ. 20.03.97.
14. **Linming, Wang.** Contact lines in worm gearings with taper rollers / Wang Linming, Ding Xilun, Wu Hongye // Haerbin gongye daxue xuebao. – Haerbin: Inst. Technol, 1995. – № 3. – P. 135–140.
15. **Pat. 2098692 RF, MKI⁶ F 16 H 1 / 16.** Worm gearing of P. E. Bernyukov / P. E. Bernyukov (RF). – № 5051594/28 ; appl. 07.07.92 ; publ. 10.12.97.
16. **A. c. 77312 USSR, MKI³ 47 h, 3.** Worm gearing / V. F. Maltsev. – № 685(355410) ; appl. 18.04.47 ; publ. 31.12.49.
17. **Pat. 7230 Rep. Belarus, MPK 7 F 16 H 1 / 16.** Worm gearing / M. F. Pashkevich, S. N. Rogachevsky ; applicant and patent holder Belarus.-Rus. Un-ty. – № a 20010662 ; appl. 27.07.01 ; publ. 30.03.03 // Official bul. / Nat. center of intell. property. – 2003. – № 1. – P. 83.
18. **Pat. 7334 Rep. Belarus, MPK 7 F 16 H 1 / 16.** Worm gearing / M. F. Pashkevich, N. I. Rogachevsky, S. N. Rogachevsky ; applicant and patent holder Belarus.-Rus. Un-ty. – № a20020388 ; appl. 06.05.02 ; publ. 30.12.03 // Official bul. / Nat. center of intell. property. – 2003. – № 4. – P. 78.
19. **Pashkevich, M. F.** Rolling worm gearings / M. F. Pashkevich, N. I. Rogachevsky, S. N. Rogachevsky. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2005. – 137 p. : il.
20. **Pat. 7324 U Rep. of Belarus, MPK 7 F 16 H 1 / 32.** Worm gearing / S. N. Rogachevsky, N. I. Rogachevsky, M. F. Pashkevich ; applicant and patent holder Belarus.-Rus. Un-ty. – № u20100908 ; appl. 02.11.10 ; publ. 30.06.11 // Official bul. / Nat. center of intell. property. – 2011. – № 3. – P. 210.
21. **Rogachevsky, S. N.** Kinematic accuracy of worm gearing with rolling elements on the worm / S. N. Rogachevsky // New materials, equipment and technologies in industry : materials of intern. scient.-tech. conf. of young scientists. – Mogilev : Belarus.-Rus. Un-ty, 2009. – P. 41.

22. **Andozhsky, V. D.** Modification of external teeth points of evolvent toothed gears / V. D. Andozhsky, N. I. Rogachevsky // Herald of machine-building. – 1985. – № 7. – P. 15–17.

23. **Rogachevsky, N. I.** Parameters of specific points of evolvent teeth profile / N. I. Rogachevsky // Herald of GGTU named after P.O. Sukhoi. – 2010. – № 2. – P. 3–8.

Статья сдана в редакцию 14 декабря 2011 года

Михаил Федорович Пашкевич, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-26-62-98.

Николай Иванович Рогачевский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-08-08.

Александр Дмитриевич Бужинский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +8-0222-26-93-48.

Сергей Николаевич Рогачевский, начальник отдела, Могилевский облисполком. E-mail: srog@tut.by.

Mikhail Fedorovich Pashkevich, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-26-62-98.

Nikolai Ivanovich Rogachevsky, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University.
Tel.: +375-222-25-08-08.

Alexander Dmitriyevich Buzhinski, PhD, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-26-93-48.

Sergey Nikolayevich Rogachevsky, Department head, Mogilev Regional Executive Committee.
E-mail: srog@tut.by.