

## Выводы:

1. Разработана технология изготовления заготовки гибкого колеса ТВЗП с коэффициентом использования материала  $k_{им}=0,8-0,85$ .

2. Предложен высокоэкономичный технологический процесс накатывания зубьев гибкого и жёсткого колес с использованием специального накатного устройства.

**Список литературы:** 1. Маргулис М.В. Торцовая хвильовая зубчатая передача // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки. Збірник наукових праць. – 1999. – №6. – С.69-73. 2. Справочник в 4-х т. Т.1. / Под ред. А.И. Акулова. – М.: Машиностроение, 1978. – 379с. 3. Сварка и свариваемые материалы: В 3-х т. – Т.1. Свариваемость материалов. Справ. изд. / Под ред. Э.Л. Макарова. 4. Прогрессивные технологические процессы в автостроении. Механическая обработка, сборка / Под ред. СМ. Степашикина. – М.: Машиностроение, 1980. – 320с. 5. Барбарич М.В., Хорунженко М.В. Накатывание цилиндрических зубчатых колес. – М.: Машиностроение, 1970. – 191с.

Поступила в редколлегию 04.04.12

УДК 621.833

**П.Л. НОСКО**, д.т.н., проф., зав. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, Луганск;  
**В.П. ШИШОВ**, д.т.н., профессор каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля;  
**А.А. МУХОВАТЫЙ**, к.т.н., ст. преп. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИСХОДНЫХ КОНТУРОВ С НЕРАВНОДЕЛЕННЫМ ШАГОМ ДЛЯ СОЗДАНИЯ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Дана математическая модель зубчатой передачи с использованием прямоугольного исходного контура, даны рекомендации по определению параметров исходного контура зубьев с неравноделенным шагом эвольвентных зубчатых передач с повышенной нагрузочной способностью.

Надана математична модель зубчатої передачі з використанням прямокутного вихідного контуру, надані рекомендації до визначення параметрів вихідного контуру зубців з нерівноподіленим кроком евольвентних зубчатих передач з збільшеною навантажувальною здібністю.

Here is mathematic model of gear In operation the method of synthesis of gears with use of the parameters value, making the basic impact on magnitude of criteria of working capacity of linkage is developed. The initial head loop ensuring improvement of criteria of working capacity of gears is synthesized.

**Постановка задачи.** Большинство современных машин содержат приводы с передачами зацеплением, совершенствование которых является важной актуальной задачей, относящейся к проблеме многокритериального синтеза машиностроительных конструкций [1].

**Анализ литературы.** Создание высоконагруженных передач зацеплением связано с нахождением геометрии рабочих поверхностей, обеспечивающей высокие значения критериев работоспособности зацепления [2...8]. В

данном направлении проведены и проводятся глубокие исследования с использованием различных способов получения рациональной геометрии зубьев (см., например, [2, 3, 5...8]). Значительное место в этих исследованиях занимают результаты по определению рациональной геометрии зубьев эвольвентных цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью [9, 10, 11]. Важной проблемой является дальнейшее совершенствование геометрии зубьев эвольвентных зубчатых передач с целью повышения их нагрузочной способности.

**Цель статьи.** Разработка рекомендаций по определению параметров исходных контуров с неравноделенным шагом зубьев эвольвентных зубчатых передач с повышенной нагрузочной способностью.

**1. Геометрические параметры зубьев.** На рисунке 1 изображен прямоугольный исходный контур, применяемый при профилировании режущего инструмента для нарезания зубьев эвольвентных зубчатых колес.

Для распространенных исходных контуров  $S_{\partial 1} = S_{\partial 2} = 0,25\pi$ . В схеме координат  $f_1Of_2$  уравнение профиля "cd" исходного контура имеет вид

$$f_2 = f_1 \operatorname{tg} \alpha - 0,25S_{\partial}, \quad (1)$$

где  $\alpha$  – угол профиля исходного контура;  $S_{\partial}$  – толщина зуба рейки на делительной прямой.

Уравнение профиля галтели "cβ" можно записать в виде

$$\begin{aligned} f_{1\Gamma} &= a_{\Gamma} - \rho_{\Gamma} \sin \alpha_{\Gamma}; \\ f_{2\Gamma} &= b_{\Gamma} + \rho_{\Gamma} \cos \alpha_{\Gamma}, \end{aligned} \quad (2)$$

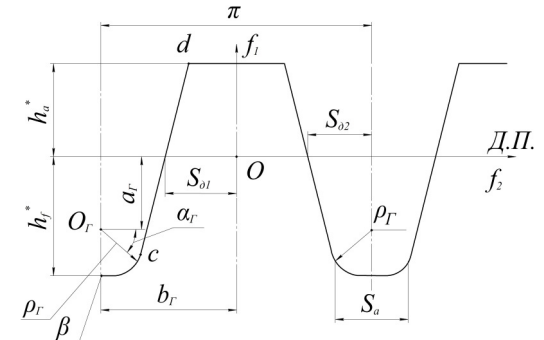


Рисунок 1 – Прямоугольный исходный контур (модуль  $m=1$ мм, Д.П. – делительная прямая)

где  $a_{\Gamma}$ ,  $b_{\Gamma}$  – координаты центра окружности, которой очерчена галтель исходного контура;  $\alpha_{\Gamma}$  – профильный угол галтели (изменяется в пределах  $\alpha \leq \alpha_{\Gamma} \leq 0,5\pi$ );  $\rho_{\Gamma}$  – радиус галтели исходного контура.

В системе координат, связанной с нарезаемым режущим инструментом (исходный контур на рисунке 1) колесом (ось  $O_1z_1$  направлена по оси колеса), координаты профилей зубьев будут равны [3]

$$x = (f_1 + R) \cos \varphi + f_1 \operatorname{ctg} \alpha \sin \varphi; \quad y = (f_1 + R) \sin \varphi - f_1 \operatorname{ctg} \alpha \cos \varphi, \quad (3)$$

где  $R$  – радиус начальной окружности нарезаемого колеса;  $\varphi$  – угол поворота колеса.

Координаты переходной кривой профиля зуба для галтели исходного контура с уравнением (2) будут равны

$$x_{\Gamma} = (f_{1\Gamma} + R)\cos\varphi_{\Gamma} + f_{1\Gamma}\operatorname{ctg}\alpha\sin\varphi_{\Gamma}; \quad y_{\Gamma} = (f_{1\Gamma} + R)\sin\varphi_{\Gamma} - f_{1\Gamma}\operatorname{ctg}\alpha\cos\varphi_{\Gamma}. \quad (4)$$

Здесь  $\varphi_{\Gamma}$  – угол поворота колеса, соответствующий координатам кривой основания зуба.

Заметим, что координаты центра  $O_{\Gamma}$  и радиус  $\rho_{\Gamma}$  (рисунок 1) равны

$$a_{\Gamma} = -(h_a^* - \rho_{\Gamma}\sin\alpha); \quad b_{\Gamma} = -S_{\partial 1} - h_a^*\operatorname{tg}\alpha - \rho_{\Gamma}\cos\alpha; \quad \rho_{\Gamma} = \frac{0,5S_a}{\cos\alpha}. \quad (5)$$

Угол поворота колеса, соответствующий заданному  $f_1$ , и угол  $\varphi_{\Gamma}$  при использовании [3] имеют значения

$$\varphi = \frac{-S_{\partial 1} + \frac{2f_1}{\sin 2\alpha}}{R}; \quad \varphi_{\Gamma} = \frac{-\frac{f_{1\Gamma}}{\sin\alpha_{\Gamma}} + f_{2\Gamma}}{R}, \quad (6)$$

а величины  $S_{\partial 1}$  и  $S_{\partial 2}$  для шестерни и колеса, соответственно, равны

$$S_{\partial 1} = \frac{\pi}{4} + x_1\operatorname{tg}\alpha + \Delta S; \quad S_{\partial 2} = \frac{\pi}{2} - S_{\partial 1}, \quad (7)$$

где  $\Delta S$  – величина, характеризующая неравноделенность шага исходного контура;  $x_1$  – смещение исходного контура.

Кривизна профиля переходной кривой основания зуба колеса равна [3]

$$x_{\Gamma} = \frac{1}{\rho_{\Gamma}} + \frac{(\Omega_2')^2 f_2^1}{n^3 \left( R - \frac{f_1 \Omega_2'}{f_2} \right)}. \quad (8)$$

Здесь

$$n = \rho_{\Gamma}; \quad f_2' = -\rho_{\Gamma}\sin\alpha_{\Gamma}; \quad \Omega_2' = \frac{a_{\Gamma}}{\sin^2\alpha_{\Gamma}}. \quad (9)$$

При исследовании заострения зубьев необходимо знать их толщину на вершине, которая равна  $S = 2|y|$  из (3) при  $f_1$ , соответствующем вершине зуба

$$S = 2\left|[(f_a + R)\sin\varphi_a - f_a\operatorname{ctg}\alpha\cos\varphi_a]\right|, \quad (10)$$

где  $\varphi_a$  – угол поворота колеса, соответствующий значению  $f_a$  (определяется из (6) при  $f_1 = f_a$ );  $f_a$  – значение  $f_1$ , соответствующее точке профиля зуба на окружности вершин.

Значение  $f_a$  определяется по формуле:

$$f_a = \left( -R\sin\alpha + \sqrt{R_a^2 - R^2\cos^2\alpha} \right) \sin\alpha, \quad (11)$$

где  $R_a = R + h_a^* + x_1$  – радиус вершин зубьев.

Важным показателем зубчатых передач является коэффициент перекрытия, который можно определить, используя рекомендации [3], по формуле

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{(f_{a1} + f_{a2})}{\pi\sin 2\alpha}, \quad (12)$$

где  $f_{a1}$ ,  $f_{a2}$  – значения  $f_1$  для головок зубьев шестерни и колеса, определяемые по формуле (11).

**2. Примеры синтеза исходных контуров.** Применение исходных контуров с неравноделенным шагом особенно эффективно для цилиндрических зубчатых колес, если число зубьев шестерни  $z_1 < 17$ , когда при  $\alpha = 20^\circ$  возникает опасность заострения и подрезания зубьев. При этом передаточное число передачи должно быть  $u \geq 3$ , т.е. предлагаемый способ повышения нагрузочной способности рекомендуется применять для передач с малым числом зубьев шестерни при больших передаточных числах. Заметим, что для профилирования зубьев передачи требуется два исходных контура: исходный контур зубьев шестерни и исходный контур зубьев колеса. В этом случае толщина зубьев колеса на вершинах незначительно отличается от этой толщины зубьев рейки, поэтому ее можно задать в пределах рекомендуемых значений [10]  $S_{a2} = (0,25 \dots 0,4)m$ . В некоторых случаях можно воспользоваться рекомендациями работы [11], задавая  $S_{a2} = (0,1 \dots 0,2)m$ . При числе зубьев шестерни  $z_1 > 17$  предлагаемый способ повышения нагрузочной способности зубчатых передач эффективен при  $S_{a2} < 0,4$ .

Рассмотрим примеры синтеза исходных контуров при  $z_1 \leq 17$  и  $z_1 > 17$ . При  $z_1 \leq 17$  зададим  $S_{a2} = 0,4$ , а при  $z_1 > 17$  –  $S_{a2} = 0,3$  (эти величины при  $m = 1$  мм). Используя зависимости (5), (7) при  $x_1 = 0$ , получаем параметры исходных контуров, представленных в таблице, а схема исходного контура представлены на рисунке 2.

Таблица – Параметры исходных контуров с неравноделенным шагом

Число зубьев шестерни	$\alpha$ , град	$h_a^*$	Контур зубьев шестерни				
			$h_f$	$k$	$S_a^*$	$\rho^*$	$c^*$
$z_1 \leq 17$	27	1	1,12250	1,72254	0,70349	0,22450	0,12250
$z_1 > 17$	31	1	1,08490	1,63987	0,49815	0,1750	0,08490
Число зубьев шестерни	$\alpha$ , град	$h_a^*$	Контур зубьев колеса				
			$h_f$	$k$	$S_a^*$	$\rho^*$	$c^*$
$z_1 \leq 17$	27	1	1,21560	1,41905	0,4	0,39513	0,21560
$z_1 > 17$	31	1	1,12400	1,50172	0,3	0,25559	0,12400

Примечание. В таблице указаны минимальные значения коэффициента  $c^*$  радиального зазора. Их можно увеличить, принимая высоту зубьев шестерни и колеса с уменьшенным коэффициентом  $h_a^*$ .

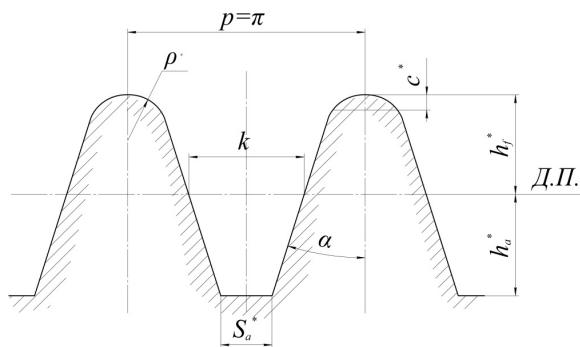


Рисунок 2 – Исходный контур с неравноделенным шагом ( $m = 1$  мм, Д.П. – делительная прямая)

Применение таких исходных контуров позволяет повысить нагрузочную способность зубчатых передач из условия контактной прочности зубьев на 25...37% в сравнении с передачами без смещения или при смещении  $x_1+x_2=0$  при  $\alpha=20^\circ$ . Анализ изломной прочности зубьев с применением приведенных выше соотношений для передач с предлагаемыми исход-

ными контурами зубьев показывает, что их изломная прочность на 15...25% выше в сравнении с зубчатыми передачами при  $\alpha=20^\circ$ .

Заметим, что использование таких исходных контуров не исключает возможности применения зубчатых колес со смещением и обеспечивает коэффициент перекрытия  $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$ .

#### Выводы:

1. Разработана математическая модель синтеза исходных контуров эвольвентных передач с неравноделенным шагом.
2. Разработаны исходные контуры с неравноделенным шагом, обеспечивающие повышение нагрузочной способности зубчатых передач из условия контактной прочности зубьев на 25...37%, а из условия их изломной прочности – на 15...25%.

**Список литературы:** 1. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // *Машинознавство*. – Львів: ТзОВ "КІНПАТРІ ЛТД". – 2002. – №10(64). – С.26-40. 2. Шишов В.П., Носко П.Л., Ревякина О.А. Цилиндрические передачи с арочными зубьями. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2004. – 336с. 3. Ленский М.Ф. Синтез плоских зубчатых механизмов по некоторым качественным показателям // *Зубчатые и червячные передачи*. – М.: Машиностроение, 1968. – С.35-46. 4. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхондной линией зацепления // *Надежность и качество зубчатых передач*. НИИ Информтяжмаш. – 18-67-106, 1967. – С.1-8. 5. Носко П.Л., Шишов В.П., Ткач П.М., Муховатий О.А. Основи синтезу вихідного контуру циліндричних зубчастих передач із зменшенням питомої роботи сил тертя в зацепленні // *Вісник національного технічного університету "ХПІ"*. – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.128-133. 6. Tokoly P., Bosancky M., Vanya A. The effect of gear geometry on the thickness of tooth face hardened eayer // *Вісник національного технічного університету "ХПІ"*. – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.10-19. 7. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 8. Шишов В.П., Панкратов Д.А., Муховатий А.А. Критерии оценки работоспособности передач зацеплением // *Вісник національного технічного університету "ХПІ"*. – Харків: НТУ "ХПІ", 2001. – №12. – С.27-33. 9. Дорофеев В.Л., Арнаутов К.Б., Дорофеев Д.В. Назначение параметров исходного контура эвольвентных зубчатых колес с несимметричными зубьями // *Вісник НТУ "ХПІ"*. – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.53-60. 10. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464с. 11. Аманьев В.М., Дорофеев В.Л., Капелевич А.Л. Новые подходы к проектированию зубчатых передач авиационных редукторов // *Вісник НТУ "ХПІ"*. – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №20. – С.19-29.

Поступила в редколлегию 21.05.12