

**Список литературы:** 1. Устиненко В.Л., Чернявский И.С., Злобинцева В.Я. Напряженность зубчатых передач отечественных тракторов // Детали машин. – 1973. – №17. – С.50-54. 2. Чернявский И.С. Эффективность работы КБ расчетов и научных исследований на Харьковском тракторном заводе // Тракторы и сельхозмашины. – 2002. – №1. – С.16-20. 3. Модернизированная коробка передач тракторов семейства Т-150К / И.С. Чернявский, Е.А. Бондаренко, Н.Г. Амелин, Г.Е. Огий, Н.Ф. Шейко, В.П. Бражнюк // Экспресс-информация: Тракторное и сельскохозяйственное машиностроение. Сер.1: Тракторы и двигатели. – М.: ЦНИИГЭИтракторсельхозмаш, 1987. – Вып.4. – 8с. 4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с. 5. Чернявский И.Ш., Травкин И.В., Шаповалов Ю.К. Ускоренные стендовые испытания зубчатых передач и подшипников на машиностроительных заводах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2003. – Вып.8. – Т.2. – С.10-19. 6. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В., Танасевский В.В. Совершенствование стандартных прочностных расчетов зубчатых передач на основе моделирования усталостных процессов // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – Вып.22. – С.110-114. 7. Прогнозирование надежности тракторов / В.Я. Анилович, А.С. Гринченко, В.Л. Литвиненко, И.С. Чернявский. – М.: Машиностроение, 1986. – 224с.

Поступила в редакцию 25.03.2013

УДК 621.833

**Анализ контактной и изгибной выносливости зубчатых колес трансмиссии трактора Т-150К / И.С. Чернявский, А.В. Устиненко** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.182-186. – Бібліогр.: 7 нав.

Розглянуто методи оцінки напруженості та довговічності зубчастих передач трансмісії тракторів. Проведено аналіз напруженості та довговічності зубчастих коліс коробки передач та роздатної коробки трактора Т-150К.

**Ключові слова:** трактор, трансмісія, напруження, довговічність.

Methods of an estimation of stress level and durability of tractors transmission gears are considered. The analysis of stress level and durability of gears a gearbox and a transfer box for tractor T-150K is carried out.

**Keywords:** tractor, transmission, stress, durability.

УДК 621.833

**В.П. ШИШОВ**, д.т.н., профессор каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, Луганск;

**С.Ю. САПРОНОВА**, д.т.н., доцент каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля;  
**О.А. РЕВЯКИНА**, к.т.н., доцент каф. инженерных педагогических дисциплин ЛНУ им. Т. Шевченко; Луганск

**А.А. МУХОВАТЫЙ**, к.т.н., старший преподаватель каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля

### ИСХОДНЫЕ КОНТУРЫ НЕЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ВЫПУКЛО-ВОГНУТЫМ КОНТАКТОМ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Даны рекомендации по определению геометрических параметров исходного контура зубьев цилиндрических зубчатых передач, обеспечивающего в зацеплении выпукло-вогнутый контакт рабочих поверхностей, дан пример определения параметров такого исходного контура и разработана его конструкция.

**Ключевые слова:** зубчатая передача, исходный контур, критерии, выпукло-вогнутый контакт, зацепление.

**Актуальность задачи.** В приводах современных машин широко используются зубчатые передачи, нагрузочная способность и надежность которых существенно влияют на экономические показатели оборудования. Поэтому решение задачи повышения нагрузочной способности таких передач является актуальным.

© В.П. Шишов, С.Ю. Сапронова, О.О. Ревякина, О.А. Муховатый, 2013

**Анализ литературы.** Известны различные методы синтеза неэвольвентных зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью [1-6]. При этом показано, что наиболее благоприятным контактом рабочих поверхностей зубьев является выпукло-вогнутый контакт. Такой контакт зубьев обеспечивает существенное улучшение критериев работоспособности передач, характеризующих контактную прочность, износ, заедание зубьев и потери мощности в зацеплении зубчатых колес.

Однако до настоящего времени не решена задача по определению геометрических параметров рабочих поверхностей зубьев с выпукло-вогнутым контактом в пределах всего поля зацепления. Решению этой задачи посвящено данное исследование с применением синтеза исходного контура неэвольвентных зубьев, использование которого для профилирования рабочих поверхностей обеспечивает их выпукло-вогнутый контакт.

**Постановка задачи.** Разработать рекомендации по синтезу геометрии исходного контура неэвольвентных зубьев цилиндрических зубчатых передач с выпукло-вогнутым контактом рабочих поверхностей, определить геометрические параметры исходного контура и разработать его конструкцию.

**Материалы и результаты исследований.** Будем полагать, что в системе координат  $f_1Of_2$  (рисунок 1) профиль исходного контура очерчен кривой, уравнение которой имеет вид

$$f_2 = f_2(f_1), \quad (1)$$

где  $f_2(f_1)$  – функция, зависящая от  $f_1$ , непрерывная и дважды дифференцируемая.

При использовании исходного контура (1) для профилирования реечного инструмента и нарезании прямозубых колес этим инструментом, кривизна профилей их зубьев равна [1]

$$x = x_u - \frac{(\Omega_2')^2 f_2'}{\left[1 + (f_2')^2\right]^{1.5} \left(R - \frac{f_1 \Omega_2'}{f_2'}\right)}, \quad (2)$$

где  $x_u$  – кривизна профиля исходного контура;

$f_2'$  – первая производная  $f_2$  по  $f_1$ ;  $R$  – радиус начального цилиндра нарезаемого колеса;

$$\Omega_2' = \frac{f_2' - f_1 f_2''}{(f_2')^2} + f_2', \quad (3)$$

$f_2''$  – вторая производная  $f_2$  по  $f_1$ .

Кривизна профиля исходного контура имеет значение

$$x_u = \frac{f_2''}{\left[1 + (f_2')^2\right]^{1.5}}. \quad (4)$$

Если в (2-4) произвести замену  $\zeta = \sin \alpha$  и, учитывая, что  $f_2' = \operatorname{tg} \alpha$ , будем иметь  $x_u = \zeta'$ , а равенство (2) будет иметь вид

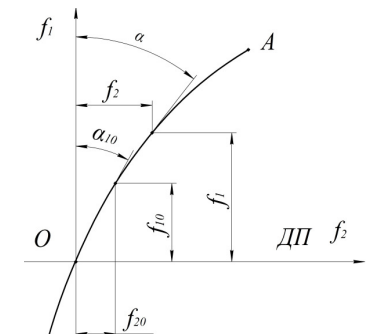


Рисунок 1 – Схема исходного контура (ДП – делительная прямая, ОА – профиль исходного контура)

$$x = \zeta' - \frac{(\zeta - f_1 \zeta')^2}{R\zeta^3 - f_1(\zeta - f_1 \zeta')}, \quad (5)$$

где  $\zeta'$  – производная функции  $\zeta$  по  $f_1$ .

После преобразования равенства (5) получаем

$$x = \frac{\zeta'(R\zeta^3 + f_1\zeta) - \zeta^2}{R\zeta^3 - f_1(\zeta - f_1\zeta')}. \quad (6)$$

Предположим, что исходный контур имеет выпуклые профили, которыми профилируются зубья шестерни и колеса. При этом зубья шестерни профилируются выпуклым профилем исходного контура, а зубья колеса – вогнутым. В этом случае зубья колеса будут иметь выпуклые профили, а зубья шестерни в зависимости от значений (6) будут иметь вогнутые, выпуклые или прямобоочные профили.

Если значение  $x > 0$ , профили зубьев шестерни будут вогнутыми, и контакт зубьев шестерни и колеса будет выпукло-вогнутым. Для обеспечения такого контакта рабочих поверхностей зубьев, как следует из (6), должны выполняться условия

$$R > \frac{f_1(\zeta - f_1\zeta')}{\zeta^3}, \quad \zeta' > \frac{\zeta}{R\zeta^2 + f_1}. \quad (7)$$

Если (7) выполняется при заданном  $R$ , то оно выполняется при всех  $R$ , больших заданного, т.е. выпукло-вогнутый контакт зубьев обеспечивается в зацеплении всех зубчатых колес, имеющих радиус начального цилиндра больше заданного радиуса.

Приравнивая в (7) правую и левую части, будем иметь дифференциальное уравнение

$$\zeta' = \frac{\zeta}{R\zeta^2 + f_1}. \quad (8)$$

Это дифференциальное уравнение можно использовать для определения геометрических параметров исходного контура, применив рекомендации работы [7]. Полученный при этом исходный контур будет обеспечивать выпукло-вогнутый контакт зубьев при зацеплении зубчатых колес с радиусами начальных цилиндров больше заданного при определении  $\zeta'$  из (8).

С использованием (8) и рекомендаций [7] получено уравнение профиля исходного контура в виде

$$f_2 = 0,14047 f_1^{1,869} + 0,34453 f_1; \quad f_2' = 0,26254 f_1^{0,869} + 0,34453. \quad (9)$$

Равенства (9) получены при следующих данных (рисунок 1) (линейные размеры в долях модуля):  $R = 10$ ;  $f_{10} = 0,05$ ;  $\alpha_{10} = 20^\circ$ .

Исходный контур (9) обеспечивает выпукло-вогнутый контакт зубьев по полю зацепления  $0,05 \leq f_1 \leq 1$  при  $R > 10$ .

Из полученных данных имеем: при  $f_{10} = 0,05 - \alpha_{10} = 20^\circ$ , при  $f_{11} = 1 - \alpha_{\max} = 31,26^\circ$ , что достаточно точно совпадает с исходными данными (использовалось равенство  $f_2' = \operatorname{tg} \alpha$ ).

На рисунке 2 изображен исходный контур, а в таблице даны его параметры.

Таблица – Параметры исходного контура (размеры в долях модуля)

$\alpha_n$	$h_a^*$	$h_f^*$	$\rho^*$	$c^*$	$j_\Sigma$	$P^*$	$S_{a1}^*$	$S_{a2}^*$	$a^*$
$19^\circ$	1,0	1,17540	0,36460	0,17540	0,0225	1,54830	0,57830	0,62330	0,81080

Примечания: 1.  $\alpha_n$  – угол профиля исходного контура на делительной прямой;  
2. Боковой зазор в зацеплении колес  $0,045m$ ;  
3. Утонение зуба рейки –  $j_\Sigma$ ;  
4. Коэффициент перекрытия при зацеплении реек  $\epsilon_\infty = 1,36$ .

### Выводы:

1. Разработана математическая модель синтеза геометрической модели исходного контура зубьев неэвольвентных зубчатых передач с выпукло-вогнутым контактом рабочих поверхностей.

2. Синтезирован исходный контур зубьев с выпукло-вогнутым контактом рабочих поверхностей и разработана его конструкция.

3. Перспективами дальнейших исследований в данном направлении может служить оптимизация параметров исходного контура и проведение сравнительных испытаний эвольвентных и неэвольвентных зубчатых передач.

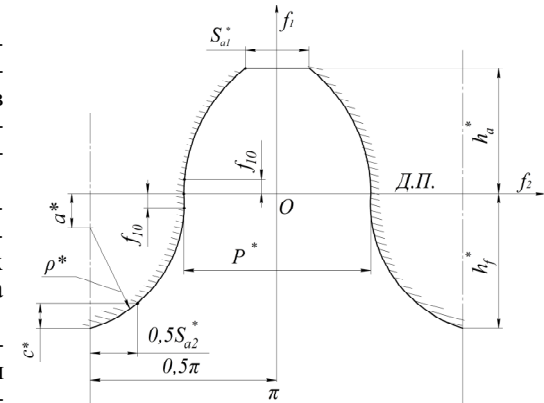


Рисунок 2 – Исходный контур (ДП – делительная прямая,  $m=1$  мм)

**Список литературы:** 1. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Моногр. – Луганск: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2006. – 408с. 2. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхoidalной линией зацепления // Надежность и качество зубчатых передач. – НИИ ИНФОРМТЯЖМАШ. 18-67-106, 1967. – С.1-8. 3. Аникин Ю.В. Синусоидальное зацепление – Воронеж: изд-во ВГУ, 1975. – 56с. 4. Боиански М., Токоли П., Ваня Ф., Кожух И. Возможность использования неэвольвентного зацепления в коробках передач сельскохозяйственных машин // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.21-30. 5. Шишов В.П., Носко П.Л., Муховатый А.А. Высоконагруженные зубчатые передачи // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №28. – С.180-186. 6. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Исследование коэффициента перекрытия эвольютных передач // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.154-165. 7. Шишов В.П., Бурко В.В., Ревякина О.А., Муховатый А.А. Синтез зубчатых передач с пониженной энергоемкостью // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2012. – №13(184). – Ч.1. – С.117-123.

Поступила в редколлегию 29.03.2013

УДК 621.833

**Исходные контуры неэвольвентных зубьев цилиндрических зубчатых передач с выпукло-вогнутым контактом рабочих поверхностей / В.П. Шишов, С.Ю. Сапронова, О.А. Ревякина, А.А. Муховатый // Вісник НТУ "ХПІ". Серия: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.186-189. – Бібліогр.: 7 назв.**

Дані рекомендації за визначенням геометричних параметрів початкового контуру зубів циліндричних зубчатих передач, що забезпечує в зачепленні опукло-увігнутий контакт робочих поверхонь, дано приклад визначення параметрів такого початкового контуру і розроблена його конструкція.

**Ключові слова:** зубчаста передача, початковий контур, критерії, опукло-увігнутий контакт, зачеплення.

Recommendations as for the determination of geometric parameters of basic rack non-involute profile of cylindrical gears which provides the convex-concave contact of working surfaces in gear have been given; the example of the determination of the parameters of such basic rack profile has been given and its construction has been developed.

**Keywords:** gear, basic rack profile, criteria, convex-concave contact, gearing.