

А. А. Муховатый

(ФГБОУ ВО РФ «ЛГУ имени В. Даля», г. Луганск, ЛНР, Россия),
Тел.: +7(959) 140-14-66; e-mail: mukhovatyi@mail.ru

СИНТЕЗ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПО ПРИВЕДЕННОЙ КРИВИЗНЕ, ПРЯМОПРОПОРЦИОНАЛЬНО СИНУСУ УГЛА ПРОФИЛЯ

В статье приведена математическая модель синтеза исходного контура зубьев зубчатых передач по критерию приведенной кривизны, прямопропорциональной синусу угла профиля; определены геометрические параметры и синтезирован исходный контур зубьев передачи с высокими значениями критериев работоспособности. Проведена оценка по таким критериям работоспособности: потери мощности в зацеплении, толщины масляного слоя, удельной работы сил трения, заедания.

Ключевые слова: исходный контур, зубчатая передача, дифференциальное уравнение, работоспособность, анализ, нагрузочная способность, привод.

A. A. Mukhovatyi

SYNTHESIS OF GEARS ACCORDING TO REDUCED CURVATURE DIRECTLY PROPORTIONAL TO THE SINE OF THE PROFILE ANGLE

The article presents a mathematical model for the synthesis of the initial contour of gear teeth according to the criterion of reduced curvature, directly proportional to the sine of the profile angle; geometric parameters were determined and the initial contour of gear teeth with high values of performance criteria was synthesized. An assessment was carried out based on the following performance criteria: power loss in engagement, oil layer thickness, specific work of friction forces, and jamming.

Keywords: original circuit, gear transmission, differential equation, performance, analysis, load capacity, drive.

1. Введение

Работоспособность и экономические показатели современных машин в различных отраслях в существенной мере зависят от показателей работоспособности зубчатых приводов. Создание зубчатых передач с высокими критериями работоспособности обеспечивает совершенствование не только приводов, но и машин в целом, что является актуальным для современного машиностроения. Совершенствование зубчатых приводов возможно за счет разработки зубчатых передач по критерию приведенной кривизны.

Приведенная кривизна рабочих поверхностей зубьев зубчатых передач на параллельных осях является одним из важных геометро-кинематических критериев зацепления. В последние годы проводятся интенсивные исследования по созданию зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью [1-7]. В этих исследованиях определяется геометрия зубьев передач с использованием исходных контуров, профили, которых очерчены различными кривыми: прямыми с увеличенным профильным углом [1], кривыми, синтезированными по заданной линии зацепления [2], синусоидами [3], окружностями [4, 5], кривыми, уравнения которых определяются, решением дифференциальных уравнений [6, 7]. В работе [8] проведены исследования по синтезу исходного контура с использованием постоянного значения критерия приведенной кривизны в поле зацепления для дозаполусной передачи.

Цель работы. Провести синтез исходного контура по критерию приведенной кривизны зубьев передач для случая, когда приведенная кривизна прямопропорциональна синусу угла профиля, определить параметры исходного контура зубьев передачи.

2. Математическая модель зубчатой передачи

Дифференциальное уравнение для определения геометрических параметров исходного контура по заданному значению приведенной кривизны в зацеплении зубчатых колес имеет вид [8]

$$\begin{aligned} \zeta' &= \frac{\zeta(1 - \sqrt{\chi_o \zeta})}{f_1}; \\ \chi_o &= \frac{\bar{\chi}}{\sin \alpha_o}, \end{aligned} \tag{1}$$

где $\bar{\chi}$ - заданная величина, которая показывает, какую часть приведенная кривизна рабочих поверхностей зубьев синтезируемой зубчатой передачи составляет от приведенной кривизны эвольвентной передачи. Величина $\bar{\chi}$ может иметь как постоянное, так и переменные значения в зависимости от f_1 ; (f_1 – координата профиля (рис. 1)); α_o – угол профиля эвольвентной передачи; $\alpha_o = 20^0$.

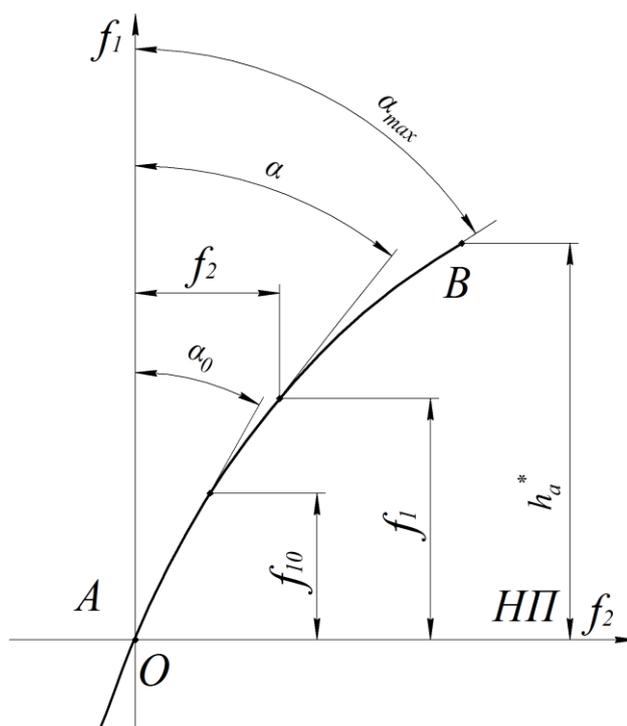


Рисунок 1. Профиль исходного контура (НП – начальная прямая)

Рассмотрим вариант, когда χ_o уменьшается с уменьшением профильного угла исходного контура, и

$$\chi_o = a_{\chi} \zeta, \tag{2}$$

где a_χ - постоянная величина.

Уравнение (1) будет иметь вид:

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - \sqrt{a_\chi \zeta})}{f_1} \tag{3}$$

Решение этого уравнения запишем в виде:

$$c_2 f_1 = \frac{\zeta}{1 - \sqrt{a_\chi \zeta}} \tag{4}$$

При $f_1 = f_{10}$ и $\zeta = \zeta_0$ получаем:

$$c_2 = \left(\frac{\zeta_0}{1 - \sqrt{a_\chi \zeta_0}} \right) f_{10} \tag{5}$$

Для значений $f_1 = f_{1max}$ и $\zeta = \zeta_{max}$ из (4) a_χ будет равно (рис. 2):

$$a_\chi = \left[\frac{\zeta_0 f_{1max} - \zeta_{max} f_{10}}{\zeta_{max} \zeta_0 (f_{1max} - f_{10})} \right]^2 \tag{6}$$

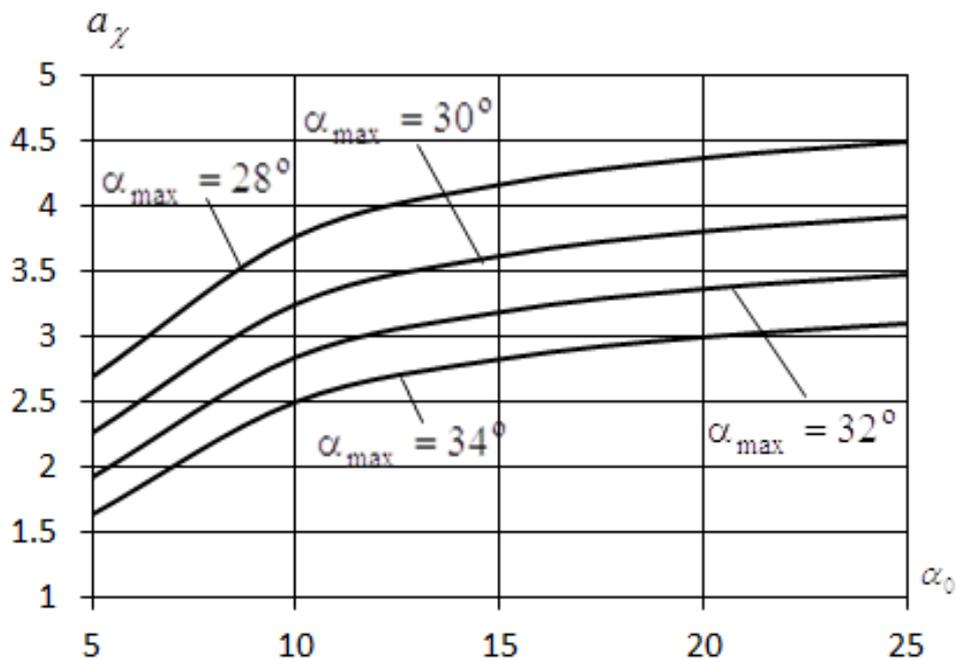


Рисунок 2. Графики зависимости a_χ от $f_{10}, \alpha_0, \alpha_{max}$ при $f_{1max} = 1$
 $f_{10} = 0,05$

3. Проектирование зубчатой передачи и исследование по критериям нагрузочной способности

Рассмотрим для примера случай, когда $f_{10} = 0,05$; $f_{1max} = 1$; $\alpha_0 = 20^\circ$; $\alpha_{max} = 30^\circ$. Для этих исходных данных по графику рисунка 2 находим $a_\chi = 3,8$. По методике [8] получаем:

$$\begin{aligned} f_2'' &= \frac{0,01949}{f_1^{1,652}}; \\ f_2' &= -0,02999 f_1^{-0,652} + 0,57547; \\ f_2 &= 0,8618 f_1^{0,348} + 0,57347 f_1. \end{aligned} \tag{7}$$

Из (7) следует $\alpha_{max} = 28,61^\circ$, что на 4,6% меньше заданного $\alpha_{max} = 30^\circ$. Что показывает достаточную точность данных, получаемых с использованием функций (7). На рис. 3, 4 и в табл. 1 представлены значения параметров исходных контуров, профиль зуба и построенные объемные модели передач для передаточных чисел 3 и 4.

Таблица 1. Параметры исходных контуров при переменном значении χ_o

α_0	h_a^*	h_f^*	ρ^*	c^*	S_{a1}^*	S_{a2}^*	p^*	a^*	ϵ_λ
0°	1	1,17579	0,33731	0,17579	0,59224	0,59224	1,5708	0,83848	1,48

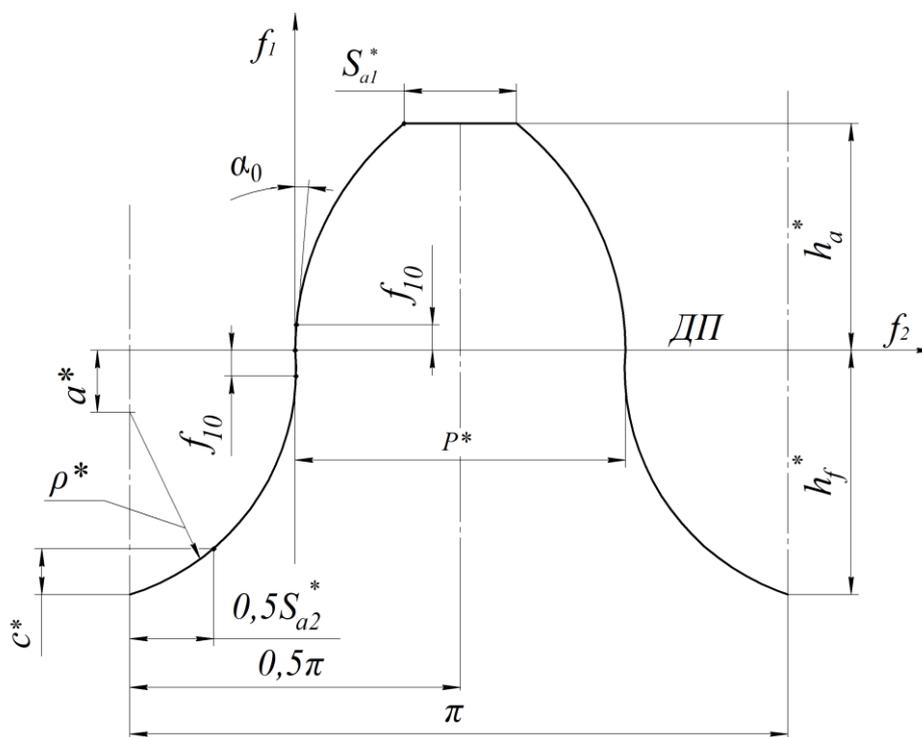


Рисунок 3. Исходный контур (ДП – делительная прямая)

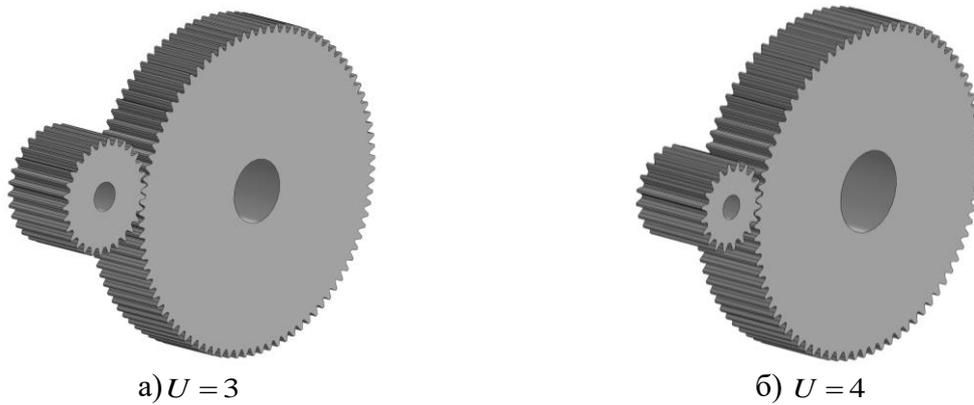


Рисунок 4. Дозаполюсные передачи с различными передаточными числами при $\alpha_0 = 20^\circ$

На рисунках 5,6 даны графики значений относительных критериев нагрузочной зубчатой передачи при передаточном числе 3 и 4.

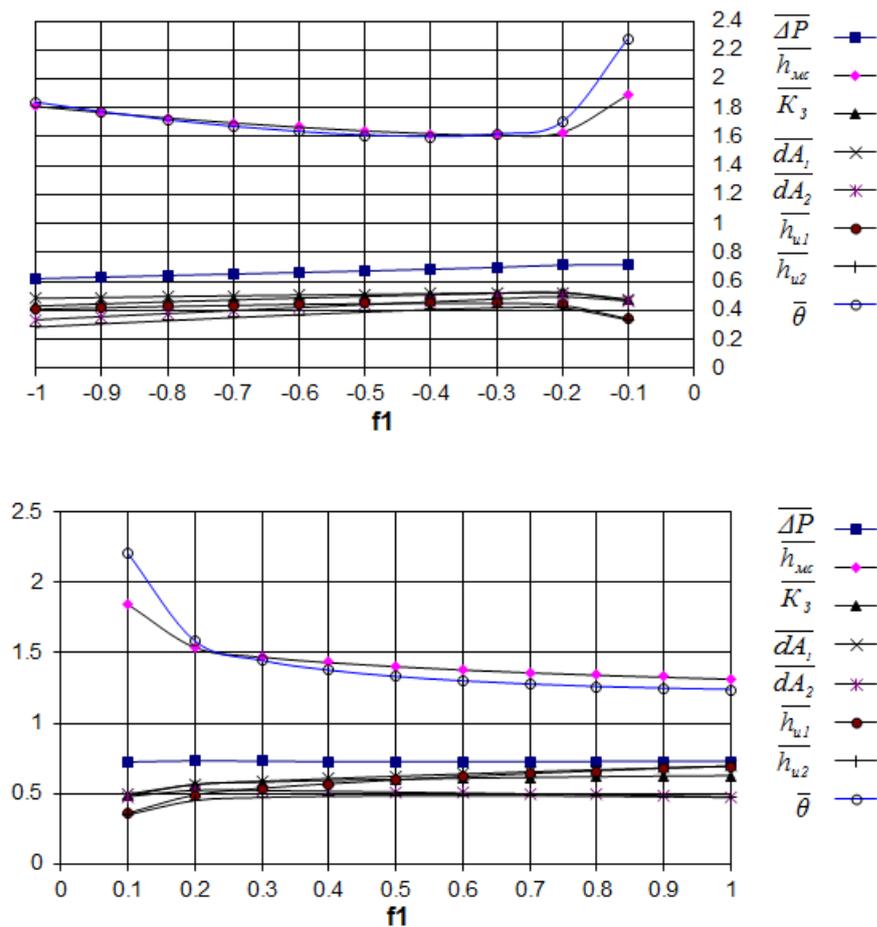


Рисунок 5. Графики значений относительных критериев нагрузочной способности дозаполюсной зубчатой передачи при $\alpha_0 = 20^\circ$ $U = 3$

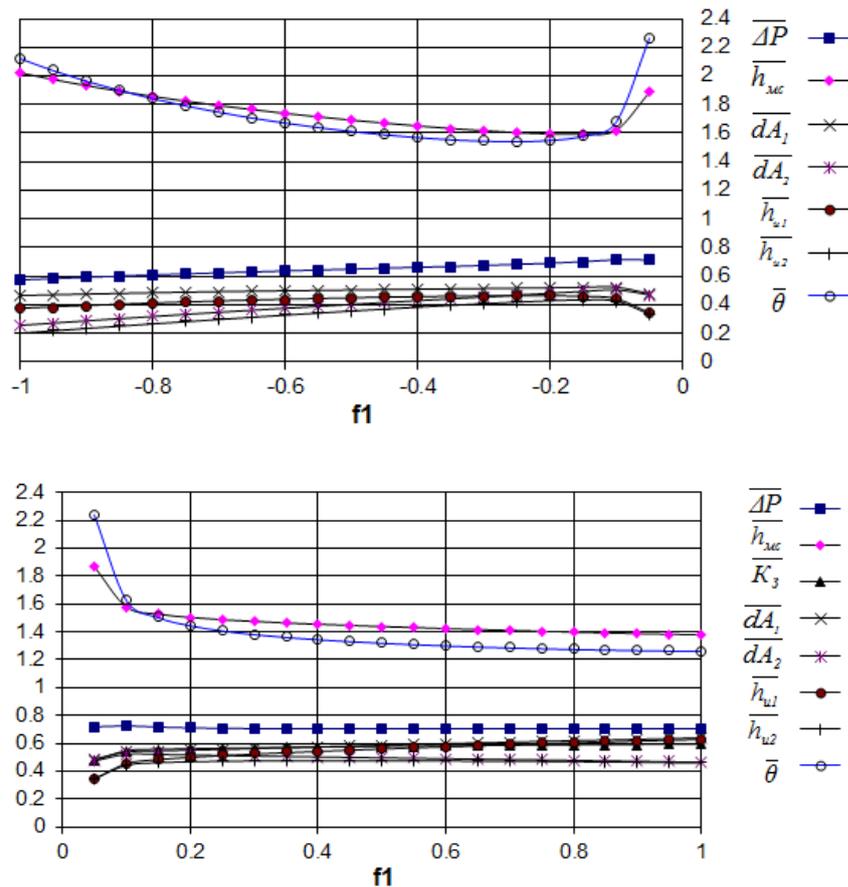


Рисунок 6. Графики значений относительных критериев нагрузочной способности дозаполусной зубчатой передачи при $\alpha_0 = 20^\circ$ $U = 4$

Анализ данных графиков значений критериев нагрузочной способности на рисунках 5,6, показывает, что критерий $\overline{\Delta P}$ потерь мощности в зацеплении в 3 раза меньше; критерий $\overline{h_{mc}}$ толщины масляного слоя в 2,5 раза больше; критерий $\overline{K_3}$ заедания в 7,7 раз меньше; критерий \overline{dA} удельной работы сил трения в 3 раза меньше; критерий $\overline{h_u}$ износа зубьев в 7,14 раза меньше; критерий $\overline{\theta}$ контактной прочности в 2,5 раза больше.

4. Заключение

1. Разработана математическая модель синтеза исходного контура зубьев зубчатых передач по критерию приведенной кривизны прямопропорциональной синусу угла профиля рабочих поверхностей.

2. Получены геометрические параметры исходного контура зубьев передачи по критерию приведенной кривизны прямопропорциональной синусу угла профиля рабочих поверхностей.

3. Дальнейшее использование полученных результатов связано с определением рациональных параметров исходного контура и проведением экспериментальных исследований.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / Под ред. Э. Б. Вулгакова. – М.: Машиностроение, 1981. – 374с.
2. Башански, М. Возможность использования неэвольвентного зацепления в коробках передач сельскохозяйственных машин/ Башански М, Токоли П., Ваня Ф., Кожух И.// Вісник НТУ «ХПІ». — Харків: НТУ «ХПІ». —2011.—№ 29.— С. 21-30.
3. Аникин, Ю. В. Синусоидальное зацепление / Аникин Ю. В. — Воронеж: изд-во ВНУ, 1975.—С. 56.
4. Шабанов, И. Р. О зубчатой передаче с конхоидальной линией зацепления/ Шабанов И. Р.//Надежность и качество зубчатых передач. НИИ информтяжмаш. 18-67-106. 1967.—С.1-8.
5. Шабанов, И. И. Зубчатая передача, состоящая из цилиндрических зубчатых колес с конхоидальной линией зацепления и ее элементы/ Шабанов И. И. //Труды УСХИ. Том XII, вып.1б 1966.—С.20-28.
6. Шишов, В. П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением: монография/ Шишов В. П., Носко П. Л., Филь П. В. —Луганськ: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006.—408с.
7. Павлов, А. И. Современная теория зубчатых зацеплений. / Павлов А. И. – Харьков: ХНАДУ, 2005.- 100с.
8. Муховатый, А. А. Особенности синтеза передач на параллельных осях для оборудования механической обработки/ А. А. Муховатый // Вестник машиностроения. – М.: Изд-во «Инновационное машиностроение», 2022. – № 1. – С. 35 – 38.

Поступила в редколлегию 30.01.2024 г.