

УДК 621.65.03

DOI: 10.22213/2413-1172-2021-2-53-59

Выбор области допустимых значений коэффициентов смещения во внешнем и внутреннем эвольвентном зацеплении планетарного механизма с одинаковым числом зубьев

Д. А. Курасов, кандидат технических наук, Курганский государственный университет, Курган, Россия

Гидравлические и пневматические машины объемного вытеснения являются одними из наиболее важных и неотъемлемых элементов современных механических систем. Одним из известных видов таких машин являются планетарные роторные гидромашины с плавающими сателлитами, контактирующими с центральными зубчатыми колесами. При этом числа волн M и N центральных колес могут быть как различными, так и одинаковыми. В статье рассматривается случай одинакового числа волн, когда центральные колеса круглые. Планетарные роторные гидромашины с одинаковым числом зубьев центральных зубчатых колес осуществимы в достаточно широком диапазоне параметров.

Предложен алгоритм выбора области допустимых значений коэффициентов смещения планетарной роторной гидромашин, в основу которых заложен планетарный механизм с центральными колесами внутреннего и внешнего зацепления, имеющими одинаковое число зубьев. Одинаковое число зубьев предлагается получить применением максимальных значений положительного смещения инструмента при обработке центрального колеса с внутренним зацеплением. Расчет производился в соответствующей последовательности по формулам согласно государственным стандартам 16532–70 и 19274–73, лежащим в основе модуля «Валы и механические передачи» программного комплекса «Компас 3D». При этом на геометрические параметры эвольвентных зубьев такого механизма накладываются жесткие ограничения планетарного механизма планетарных роторных гидромашин, соответствующие качественным показателям зацепления.

По предложенному в статье алгоритму построены области допустимых значений коэффициентов смещения исходного контура инструмента при обработке зубчатых звеньев планетарных роторных гидромашин с одинаковым числом зубьев. Полученные области позволяют выбрать исходные геометрические параметры планетарного механизма, заложенного в основе планетарных роторных гидромашин, с учетом качественных показателей зацепления. Указанные геометрические параметры используются на первом этапе инженерной методики получения профилей некруглых зубчатых звеньев планетарных роторных гидромашин в форме, необходимой для их изготовления, например, с применением 2D-технологий.

Наиболее перспективно использование планетарных роторных гидромашин для газовых рабочих сред – вакуумные насосы, пневмодвигатели, компрессоры. Данная методика может использоваться в механизмах для реализации переменного передаточного отношения.

Ключевые слова: планетарный механизм, эвольвентное зацепление, планетарная роторная гидромашин, качественные показатели зацепления, смещение инструмента, области допустимых значений.

Введение

В различных технических системах широко используются объемные гидромашины – насосы и двигатели. К таким машинам относятся планетарные роторные гидромашины (ПРГМ).

Типичная ПРГМ представляет собой планетарный механизм с центральными зубчатыми колесами с одним внешним и одним внутренним зацеплением и заключенными между ними плавающими сателлитами. Количество волн центрального колеса с внутренними зубьями N и внешними зубьями M могут различаться, а могут совпадать. В случае одина-

кового числа волн, когда центральные колеса круглые, имеется возможность использования стандартных эвольвентных зацеплений зубчатых звеньев.

Цель исследования – разработка алгоритма, основанного на стандартных формулах, представленных в определенной последовательности, позволяющего выбирать геометрические параметры центральных колес планетарного механизма, заложенного в основе ПРГМ с одинаковым числом зубьев, в случае применения эвольвентного зацепления с использованием области допустимых значений коэффициентов смещения.

Теоретические основы получения планетарного механизма, заложенного в основе ПРГМ, с одинаковым числом зубьев

Планетарный механизм, заложенный в основе новой планетарной роторной гидромашины [1] (рис. 1), содержит два круглых центральных колеса с внешним зацеплением 1 и внутренним зацеплением 2 ($M = N = 1$). Два плавающих сателлита 3, заключенные между центральными колесами, совершают движение по центральной траектории, представляющей собой окружность. Оси взаимного вращения колес 1 и 2 смещены относительно геометрических осей их центров на одинаковое расстояние e . Принципиальным условием существования такой ПРГМ является равенство чисел зубьев центральных колес с внешним и внутренним зацеплением.

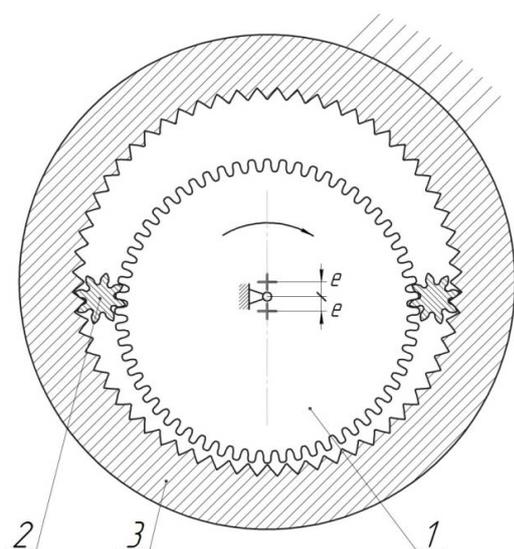


Рис. 1. Планетарно-роторная гидромашина: 1 – центральное колесо с внешним зацеплением; 2 – центральное колесо с внутренним зацеплением; 3 – плавающие сателлиты

Fig. 1. Planetary rotary hydraulic machine: 1 - central gear with external engagement; 2 - central gear with internal engagement; 3 - floating satellites

Надо отметить, что обеспечение равенства чисел зубьев для планетарного механизма, заложенного в основе ПРГМ, является принципиально новой и ранее никем не решалась. Некоторые авторы считали, что такое условие невыполнимо [2]. Геометрические параметры таких колес могут быть получены использованием стандартного эвольвентного внешнего и внутреннего зацепления зубчатых звеньев согласно ГОСТ 16532–70 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии» и ГОСТ 19274–73 «Передачи

зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии».

Одинаковое число зубьев предлагается получить применением положительного смещения x_2 инструмента при обработке зубчатых звеньев сателлита, максимального положительного смещения x_3 при обработке зубчатых звеньев центрального колеса с внутренним зацеплением и отрицательного смещения x_1 – при обработке центрального колеса с внешним зацеплением. При этом область допустимых значений коэффициентов смещения исходного контура характеризуется различными качественными показателями.

Качественные показатели зацепления

К качественным показателям зацепления относятся: углы α_1 и α_p , характеризующие появление подрезания ножки зуба сателлита и допустимое подрезание зуба сателлита; толщина зубьев s_{a2} по окружности вершины сателлита; интерференция переходной поверхности центрального колеса с вершиной зуба сателлита во внешнем и внутреннем зацеплении; коэффициент перекрытия $\varepsilon_{2,3}$ во внутреннем зацеплении центрального колеса и сателлита. Перечисленные качественные показатели рассчитываются согласно методике [3, 4].

Граничная точка, определяющая появление подрезания ножки зуба соответствующего зубчатого звена, нарезаемого реечным инструментом, характеризуется углом α_1 , рассчитываемым по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha_{1k} = \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_l^* - h_a^* - x_k)}{Z_k \sin 2\alpha}, \quad (1)$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля исходного контура; $h_l^* = 2$ – коэффициент граничной высоты зуба исходного контура; $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба; Z_k – число зубьев соответствующего зубчатого звена; x_k – коэффициент смещения исходного контура инструмента при обработке соответствующего зубчатого звена; $k = 1$ для центрального колеса с внешним зацеплением, $k = 2$ для сателлита, $k = 3$ для центрального колеса с внутренним зацеплением.

Подрезание отсутствует при условии

$$\alpha_{1k} > 0. \quad (2)$$

Нижняя точка активного профиля, определяющая допустимое подрезание, характеризуется углом α_p , рассчитываемым у колес Z_1, Z_2, Z_3 , по формулам, соответственно:

$$\operatorname{tg} \alpha_{p1} = \operatorname{tg} \alpha_{\omega1-2} + \frac{z_2}{z_1} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{\omega1-2}); \quad (3)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{p2} = \operatorname{tg} \alpha_{\omega2-3} + \frac{z_3}{z_2} (\operatorname{tg} \alpha_{a3} - \operatorname{tg} \alpha_{\omega2-3}); \quad (4)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{p3} = \operatorname{tg} \alpha_{\omega2-3} + \frac{z_2}{z_3} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{\omega2-3}), \quad (5)$$

где $\alpha_{\omega1-2} = \arccos(m(Z_1 + Z_2) \cos \alpha / 2 \cos \beta a_{\omega1-2})$ – угол внешнего зацепления;

$\alpha_{\omega2-3} = \arccos(m(Z_3 - Z_2) \cos \alpha / 2 \cos \beta a_{\omega1-2})$ –

угол внутреннего зацепления; $a_{\omega2-3} = a_{\omega1-2}$ – межосевое расстояние;

$\alpha_{a2} = \arccos(m Z_2 \cos \alpha / d_{a2})$ – угол, соответствующий точке, лежащей на окружности вершин сателлита; $\alpha_{a3} = \arccos(m Z_3 \cos \alpha / d_{a3})$ – угол, соответствующий точке, лежащей на окружности вершин центрального колеса с внутренним зацеплением; d_{a2} – диаметр окружности вершин сателлита; d_{a3} – диаметр окружности вершин центрального колеса с внутренним зацеплением; $\beta = 0$ – угол наклона линии зуба.

Подрезание становится недопустимым при условии

$$\alpha_{pk} > 0. \quad (6)$$

Толщина зубьев на окружности вершин сателлита находится по формуле

$$s_{a2} = d_{a2} \left(\frac{\pi}{2z_2} + \frac{2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right), \quad (7)$$

где $\operatorname{inv} \alpha_{a2} = \operatorname{tg} \alpha_{a2} - \alpha_{a2}$ – эвольвентный угол, соответствующий углу профиля.

При этом равное число зубьев центральных колес ПРГМ обеспечивается правильным выбором коэффициентов смещения исходного контура центрального колеса с внутренним зацеплением x_3 , сателлита x_2 и центрального колеса с внешним зацеплением x_1 . Предварительный выбор численных значений коэффициентов смещения x_1, x_2, x_3 производится на основе решения системы линейных уравнений, обеспечивающих равенство межосевых расстояний внешнего и внутреннего зацепления:

$$\begin{aligned} \frac{x_2 + x_1}{z_2 + z_1} 2 \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{\omega1-2} &= 0; \\ \frac{x_3 - x_2}{z_3 - z_2} 2 \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{\omega2-3} &= 0; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\frac{(z_2 + z_1) \cos \alpha}{2 \cos \beta \cos \alpha_{\omega1-2}} - \frac{(z_3 - z_2) \cos \alpha}{2 \cos \beta \cos \alpha_{\omega2-3}} = 0,$$

где Z_1, Z_2, Z_3 – число зубьев центрального колеса с внешним зацеплением, сателлита и центрального колеса с внутренним зацеплением; $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$ – эвольвентный угол, соответствующий углу профиля α .

Коэффициент перекрытия во внутреннем зацеплении определяется по формуле

$$\varepsilon_{2-3} = \frac{z_3 (\operatorname{tg} \alpha_{a3} - \operatorname{tg} \alpha_{\omega2-3}) - z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{\omega2-3})}{2\pi}. \quad (9)$$

Интерференция во внешнем и внутреннем зацеплении отсутствует при условии

$$\alpha_{lk} < \alpha_{pk}. \quad (10)$$

Алгоритм выбора области допустимых значений коэффициентов смещения во внешнем и внутреннем зацеплении ПРГМ

Алгоритм выбора области допустимых значений коэффициентов смещения ПРГМ состоит из следующих основных этапов: 1) выбор коэффициента смещения исходного контура инструмента для обработка сателлита по условиям: отсутствие подрезания зуба сателлита – (2), (6); минимальная толщина вершины зуба сателлита – (7); 2) предварительный выбор коэффициентов смещения исходного контура инструмента для обработки центрального колеса с внешним и внутренним зацеплением по условию равенства межосевых расстояний – (8); 3) выбор коэффициента смещения исходного контура инструмента для обработки центрального колеса с внешним зацеплением по условиям: отсутствие подрезания зуба сателлита – (2), (6); отсутствие интерференции боковой поверхности колеса и вершины зуба сателлита – (10); 3) выбор коэффициентов смещения исходного контура инструмента для обработки центрального колеса с внутренним зацеплением по условиям: допустимое значение коэффициента перекрытия во внутреннем зацеплении – (9); отсутствие интерференции боковой поверхности колеса и вершины зуба сателлита – (10); отсутствие подрезания зуба сателлита – (2), (6).

Области допустимых значений коэффициентов смещения исходного контура для планетарного механизма, заложенного в основе ПРГМ, также можно получить с использованием программных средств компьютерной математики MathCad и среды трехмерного графического

моделирования «Компас 3D» (встроенный модуль «Валы и механические передачи») [5, 6].

Результаты исследования

По предложенному алгоритму получены области допустимых значений коэффициентов смещения x_2 исходного контура инструмента при обработке сателлита для $z_2 = 8$ (рис. 2) и диаграммы коэффициентов смещения по условию равенства межосевых расстояний (рис. 3).

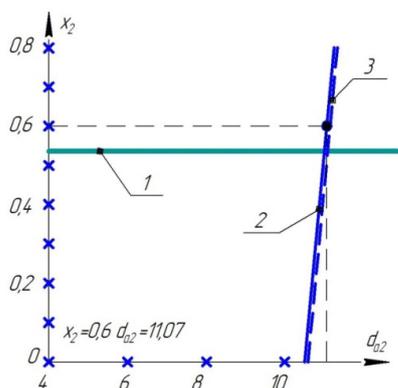


Рис. 2. Области допустимых значений коэффициентов смещения x_2 исходного контура инструмента при обработке сателлита $z_2 = 8$: 1 – граница подрезания ножки зуба сателлита; 2 – линия, соответствующая $s_{a2} = 0,1$ м; 3 – линия, соответствующая $s_{a3} = 0,05$ м

Fig. 2. Areas of permissible values of displacement coefficients x_2 of the initial contour of the tool during satellite processing $z_2 = 8$: 1 – boundary of pinion tooth leg clipping; 2 – line corresponding to $s_{a2} = 0.1$ m; 3 – line corresponding to $s_{a3} = 0.05$ m

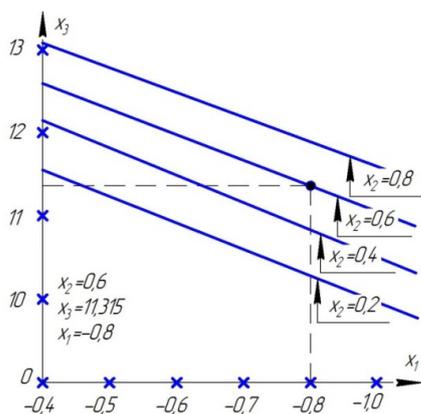


Рис. 3. Диаграммы коэффициентов смещения зубчатых звеньев ПРГМ по условию равенства межосевых расстояний

Fig. 3. Diagrams of displacement factors of PRHM gear links according to the condition of equality of axial distances

На рисунке 4 отмечены полученные области допустимых значений коэффициентов смещения исходного контура при обработке зубчатых звеньев ПРГМ для внешнего зацепления и внутреннего зацепления, соответствующие одинаковому числу зубьев центральных колес $z_1 = z_3 = 120$.

Выбор геометрических параметров планетарного механизма, заложенного в основе ПРГМ, производится с помощью диаграмм с учетом области допустимых значений коэффициентов смещения. В результате проведенных расчетов выбраны следующие рациональные параметры центральных колес и сателлитов ПРГМ с одинаковым числом зубьев: $z_1 = z_3 = 120$; $z_2 = 8$; $x_1 = -0,8$; $x_2 = 0,6$; $x_3 = 11,315$.

С использованием программных средств компьютерной математики Math Cad и среды трехмерного графического моделирования «Компас 3D» выполнена визуализация движения звеньев ПРГМ и построена картина зацепления для выбранных параметров (рис. 5), подтвердившая правильность расчетов.

Для профилирования некруглых центральных колес гидромашины по схемам $M = N = 2$; $M = N = 3$ и др., изготавливаемых с помощью 2D-технологии [7], можно использовать методику, изложенную в статье автора «Геометрический синтез планетарной роторной гидромашины, содержащей круглое и некруглое центральные колеса», опубликованной в журнале «Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова» (2017), или в статье Geometric Synthesis of the Planetary Mechanism for a Rotary Hydraulic Machine (авторы Volkov G.Yu., Kurasov D.A., Gorbunov M.V.), опубликованной в журнале Russian Engineering Research (2018). В другой методике, изложенной в статье «Получение семейства кривых и огибающих в системе «Компас-3D» (авторы Мирчук М. А., Курасов Д. А., Голованев В. А.), опубликованной в журнале «Вестник Курганского государственного университета. Серия «Технические науки» (2016), профили венцов центральных колес получают путем огибания профиля сателлита, совершающего соответствующее движение, с использованием САД. Известны также методы получения профилей венцов, имеющие более сложный математический аппарат [8–11]. Часть профиля таких колес может быть использована при реализации нелинейных пружин [12, 13].

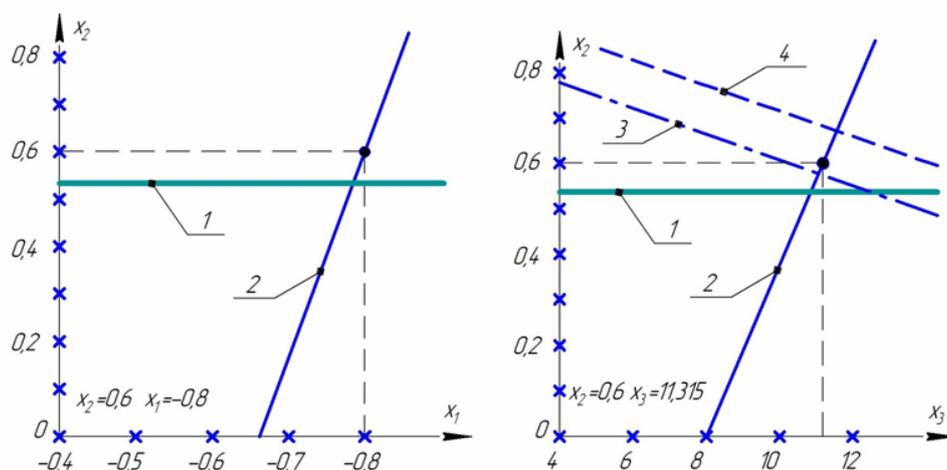


Рис. 4. Области допустимых значений коэффициентов смещения исходного контура при обработке зубчатых звеньев ПРГМ для внешнего зацепления и внутреннего зацепления: 1 – граница подрезания ножки зуба сателлита; 2 – интерференция переходной поверхности сателлита и вершины зуба центрального колеса; 3 – линия $\varepsilon = 1,1$; 4 – линия $\varepsilon = 1,05$

Fig. 4. Areas of permissible values of initial contour displacement coefficients during processing of PRHM gear links for external engagement and internal engagement: 1 - boundary of pinion tooth leg clipping; 2 - interference of the transition surface of the satellite and the top of the tooth of the central gear; 3 - line $\varepsilon = 1,1$; 4 - line $\varepsilon = 1,05$

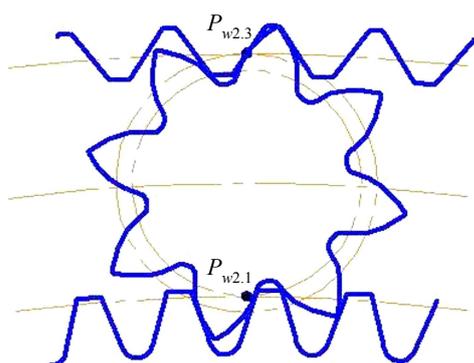


Рис. 5. Картина зубчатых зацеплений ПРГМ с одинаковым числом зубьев $z_2 = 8$; $z_1 = z_3 = 120$; $x_2 = 0,6$; $x_3 = 11,15$; $x_1 = -0,8$

Fig. 5. Picture of PRHM gears with the same number of teeth $z_2 = 8$; $z_1 = z_3 = 120$; $x_2 = 0,6$; $x_3 = 11,315$, $x_1 = -0,8$

Выводы

Таким образом, предложенный автором алгоритм, основанный на формулах ГОСТ 16532–70 и ГОСТ 19274–73, расставленных в определенной последовательности, с использованием систем «Компас 3D» и MathCad позволяет выбирать геометрические параметры центральных колес планетарного механизма, заложенного в основе ПРГМ с одинаковым числом зубьев, в случае применения эвольвентного зацепления. Геометрические параметры определяются исходя из области допустимых значений коэффициентов смещения в соответствии с качественными показателями зацепления и используются в инженерной методике получения профилей некруглых

зубчатых звеньев ПРГМ, позволяющих реализовывать различные виды движения [14, 15].

Библиографические ссылки

1. Патент РФ 2513057 С2, 20.04.2014 / Волков Г. Ю.
2. Zhang Quan. Patent WO 0166948 A1, 13.09.2001.
3. Болотовский И. А. О вопросе рационального выбора коэффициентов смещения передач // Работы Уфимского авиационного института. 1957. № 3. С. 75–102.
4. Болотовский И. А. Руководство по геометрическому расчету эволюционной передачи и червячных передач. М.: Машиностроение, 1986. 447 с.
5. Абрамова И. А. Расчет механических передач в комплексе программ «Компас-GEARS» // Развитие и распространение лучшего опыта в сфере формирования цифровых навыков в образовательной организации: материалы Всероссийской научно-методической конференции с международным участием (Чебоксары, 31 декабря 2019 г.) / под общ. ред. Л. А. Ивановой, Н. В. Ефимовой. 2019. С. 253–257.
6. Моделирование зубчатой передачи для шестеренного насоса / Р. Р. Гайсин, М. А. Гуков, А. А. Демчева, Т. В. Маркова // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием (Санкт-Петербург, 19–24 ноября 2018 г.) / под общ. ред. М. С. Кокорина. 2018. С. 210–212.
7. Ляшков А. А., Рейнгард А. Я. Разработка компьютерных 3D-моделей зубчатых изделий и реализация их средствами современных технологий обработки // Ученые Омска – региону: материалы IV Региональной научно-технической конференции (Омск, 04–05 июня 2019 г.) / под общ. ред. Л. О. Штриплинга. 2019. С. 138–142.

8. Lyashkov A. A., Panchuk K. L., Khasanova I. A. Automated geometric and computer-aided non-circular gear formation modeling. *IOP Conf. Series: J. of Physics: Conf. Series*, 2018, vol. 1050.

9. Lyashkov A. A., Vasilev E. V., Popov A. Y. Development of 3D modeling technology for manufacturing finned ribbons from heat-resistant steels. *IOP Conf. Series: J. of Physics: Conf. Series*, 2017, vol. 858.

10. Zheng F., Hua L., Han X., Li B., Chen D. Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, vol. 105, pp. 108-128.

11. Павлов А. Е., Павлова Л. А. Сопряжение двух центроид, одна из которых – эксцентричная окружность // Вестник федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В. П. Горячкина». 2017, № 5. С. 13–17.

12. Meng Li, Tian Shi, Jungang Yang, Longhui Qi, Zhihua Zhao. Realizing nonlinear springs through non-circular planetary gears. *Mechanism and Machine Theory*, 2021, vol. 156.

13. M. Li, J. Li, K. Fu, A. Ye, Y. Xiao, X. Ma, G. Ren, Z. Zhao. Harnessing noncircular gears to achieve nonlinear passive springs. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, vol. 140, pp. 434-445.

14. Zheng F., Hua L., Han X., Li B., Chen D. Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, vol. 105, pp. 108-128.

15. Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. Investigation of power consumption in a mixing device with swinging movement of the actuating element. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2018, vol. 54, no. 3-4, pp. 150-155.

References

1. Volkov G. Yu. Patent RU 2513057 C2, 20.04.2014.
2. Zhang Quan. Patent WO 0166948 A1, 13.09.2001.
3. Bolotovskii I.A. *Raboty* [On the question of the rational choice of gear displacement coefficients]. *Raboty Ufimskogo aviatsionnogo instituta*, 1957, vol. 3, pp. 75-102 (in Russ.).

4. Bolotovskiy I.A. *Rukovodstvo po geometricheskomu raschetu evolyutsionnoi peredachi i chervyachnykh peredach* [Guide to geometric calculation of evolutionary transmission and worm gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 447 p. (in Russ.).

5. Abramova I.A. [Calculation of mechanical gears in the complex of programs “KOMPAS-GEARS”]. *Razvitie i rasprostranenie luchshego opyta v sfere formirovaniya tsifrovyykh navykov v obrazovatel'noi organizatsii: materialy Vserossiiskoi nauchno-metodicheskoi konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem (Cheboksary, 31 dekabrya 2019 g.)* [Development and dissemination of the best experience in the field of formation of digital

skills in an educational organization: Proc. of the All-Russian scientific and methodological conference with international participation (Cheboksary, December 31, 2019)], pp. 253-257 (in Russ.).

6. Gaysin R.R., Gukov M.A., Demcheva A.A., Markova T.V. [Gear simulation for gear pump]. *Nedelya nauki SPbPU: materialy nauchnoi konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem (Sankt-Peterburg, 19-24 noyabrya 2018 g.)* [SPbPU Science Week: Proc. of a Scientific Conference with International Participation (St. Petersburg, November 19-24, 2018)], pp. 210-212 (in Russ.).

7. Lyashkov A.A., Reinhard A.Ya. [Development of computer 3D models of toothed products and their implementation by means of modern processing technologies]. *Uchenye Omska – regionu: materialy IV Regional'noi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii (Omsk, 04-05 iyunya 2019 g.)* [Scientists of Omsk to the region: materials of the IV Regional Scientific and Technical Conference (Omsk, June 04-05, 2019)], pp. 138-142 (in Russ.).

8. Lyashkov A.A., Panchuk K.L., Khasanova I.A. [Automated geometric and computer-aided non-circular gear formation modeling]. *J. of Physics: Conference Series*, 2018, vol. 1050.

9. Lyashkov A.A., Vasilev E.V., Popov A.Y. Development of 3D modeling technology for manufacturing finned ribbons from heat-resistant steels. *IOP Conf. Series: J. of Physics: Conf. Series*, 2017, vol. 858.

10. Zheng F., Hua L., Han X., Li B., Chen D. Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, vol. 105, pp. 108-128.

11. Pavlov A.E., Pavlova L.A. [Conjugation of two centroids, one of which is an eccentric circle]. *Vestnik Federal'nogo gosudarstvennogo obrazovatel'nogo uchrezhdeniya vysshego professional'nogo obrazovaniya «Moskovskii gosudarstvennyi agroinzhenernyi universitet imeni V.P. Goryachkina»*, 2017, vol. 5, pp. 13-17 (in Russ.).

12. Meng Li, Tian Shi, Jungang Yang, Longhui Qi, Zhihua Zhao. Realizing nonlinear springs through non-circular planetary gears. *Mechanism and Machine Theory*, 2021, vol. 156.

13. M. Li, J. Li, K. Fu, A. Ye, Y. Xiao, X. Ma, G. Ren, Z. Zhao. Harnessing noncircular gears to achieve nonlinear passive springs. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, vol. 140, pp. 434-445.

14. Zheng F., Hua L., Han X., Li B., Chen D. Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, vol. 105, pp. 108-128.

15. Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. Investigation of power consumption in a mixing device with swinging movement of the actuating element. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2018, vol. 54, no. 3-4, pp. 150-155.

Selection of Displacement Coefficients in External and Internal Involute Gearing of Planetary Rotor Hydraulic Machine

D.A. Kurasov, PhD in Engineering, Kurgan State University, Kurgan, Russia

Hydraulic and pneumatic displacement machines are one of the most important and integral elements of modern mechanical systems. One of the known types of such machines is planetary rotary hydraulic machines (PRHM) with floating satellites in contact with central gears. In this case, the wave numbers M and N of the central gears can be both different and the same. The paper considers the case of the same number of waves when the central gears are round. Planetary rotary hydraulic machines with the same number of teeth of central gears are feasible in a fairly wide range of parameters.

The paper proposes an algorithm for selecting the range of permissible values of displacement coefficients of a planetary rotor hydraulic machine, which are based on a planetary mechanism with central gears of internal and external gearing having the same number of teeth. It is proposed to obtain the same number of teeth using maximum values of positive displacement of the tool when processing the central gear with internal gearing. The calculation was carried out in the corresponding sequence by formulas according to GOST 16532-70 and GOST 19274-73, based on the module «Shafts and Mechanical Transmissions» of the Kompas 3D software complex. At the same time, the geometric parameters of involute teeth of such a mechanism are subject to strict limitations of the planetary mechanism of the PRHM, which correspond to qualitative indicators of the gearing.

According to the algorithm proposed in the paper, the areas of permissible values of the displacement coefficients of the initial outline of the tool when processing PRHM gear links with the same number of teeth are constructed. Obtained areas allow to select initial geometrical parameters of a planetary mechanism, which is based on PRHM, taking into account qualitative indicators of the gearing. The mentioned geometrical parameters are used at the first stage of the engineering procedure for obtaining profiles of non-circular gear links of PRHM in the form necessary for their manufacture, for example, using 2D-technologies.

The most promising use of planetary rotary hydraulic machines for gas working media is vacuum pumps, pneumatic motors, and compressors. Advantageously, this technique can be used in mechanisms for implementing the variable gear ratio.

Keywords: planetary mechanism; involute gearing; planetary rotor hydraulic machine; quality factors gearing; tool offset; tolerance range.

Получено 05.04.2021

Образец цитирования

Курасов Д. А. Выбор области допустимых значений коэффициентов смещения во внешнем и внутреннем эвольвентном зацеплении планетарного механизма с одинаковым числом зубьев // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2021. Т. 24, № 2. С. 53–59. DOI: 10.22213/2413-1172-2021-2-53-59.

For Citation

Kurasov D.A. [Selection of Displacement Coefficients in External and Internal Involute Gearing of Planetary Rotor Hydraulic Machine]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2021, vol. 24, no. 2, pp. 53-59 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2021-2-53-59.