

УДК 621.225.001.4

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЫТЕСНИТЕЛЕЙ ГИДРОМАШИН ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Панченко А.И., д.т.н.,

Кюрчев В.Н., к.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Титов Д.С., инженер

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена разработке методики определения геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей при проектировании гидромашин планетарного типа.

Ключевые слова – планетарная гидромашинка, охватывающий вытеснитель (ротатор), охватываемый вытеснитель (шестерня), метод последовательных приближений, погрешность формы, диаметральный зазор.

Постановка проблемы. Повышение эффективности использования мобильной дорожной, строительной и сельскохозяйственной техники в большей мере определяется гидрофикацией ее активных рабочих органов. Самыми распространенными гидромашинками, применяемыми в силовых гидроприводах, являются планетарные гидромашинки, работающие на высоких давлениях. Это качество особенно важно для мобильной техники и обеспечивает возможность получения в них больших пусковых моментов и работы на самой низкой частоте вращения при заданной мощности.

При множестве различных конструктивных исполнений планетарные гидромашинки можно объединить по трем основным узлам, определяющим эксплуатационную эффективность этих гидромашин: силовому соединению, со специальным циклоидальным профилем вытеснителей; механизму, компенсирующему планетарное движение ротора; распределительному механизму, создающему вращающее гидравлическое поле. Вопросы, связанные с проектированием силового соединения, компенсирующих механизмов

и распределительных систем планетарных гидромашин, нашли некоторое отражение в работах [1,2,3], а методика определения геометрических параметров вытеснителей в гидромашинах планетарного типа на сегодняшний день практически отсутствует.

Анализ выполненных исследований [4,5,6], позволил отметить следующие важные неучтенные факторы: отсутствие жесткой кинематической связи между вытеснителями, позволяющее им самоустанавливаться, занимать произвольное взаиморасположение; учет погрешностей формы вытеснителей при определении их геометрических параметров; определение геометрических параметров вытеснителей гидромашин планетарного типа.

Таким образом, при проектировании планетарных гидромашин необходимо учесть отсутствие жесткой кинематической связи между элементами вытеснительного блока и погрешность их формы при определении геометрических параметров, а также разработать методику определения геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей.

Цель статьи – разработка методики определения геометрических параметров вытеснителей, позволяющей моделировать изменение геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей при проектировании планетарных гидромашин.

Основная часть. Для определения геометрических параметров охватывающего вытеснителя (ротора) и охватываемого вытеснителя (шестерни) гидромашин планетарного типа (рис. 1) с учетом погрешности формы сопрягаемых деталей задаются [7] (исходя из конструктивных соображений) радиусом делительной окружности ротора R_2 и радиусом зуба r_2 ротора, количеством зубьев шестерни Z_1 и ротора Z_2 , а также радиусом зуба шестерни r_1 .

Определение величин радиуса делительной окружности шестерни R_1 , а также межцентрового расстояния e между вытеснителями осуществляется методом последовательных приближений в следующей алгоритмической последовательности: задаемся исходными значениями радиусов с учетом обеспечения начального зазора S :

$$R_2 \geq R_1; R_1 = R_2 - r_1. \quad (1)$$

Номер пары, в которой осуществляется проверка по условию возможного касания зубьев, определяется из выражений:

$$\text{– при } Z_2 \text{ – четном: } z_i = \frac{Z_2}{2} + 1;$$

– при Z_2 – нечетном: $z_i = \frac{z_2 - 1}{2}$. (2)

Координаты центра зуба x_2 , y_2 ротора в i -ой паре (рис. 1) определяются из выражений:

$$\begin{aligned} x_{2i} &= \cos\left(\frac{\pi \times (2 \times i + 1)}{z_2}\right) \times R_2; \\ y_{2i} &= \sin\left(\frac{\pi \times (2 \times i + 1)}{z_2}\right) \times R_2. \end{aligned} \quad (3)$$

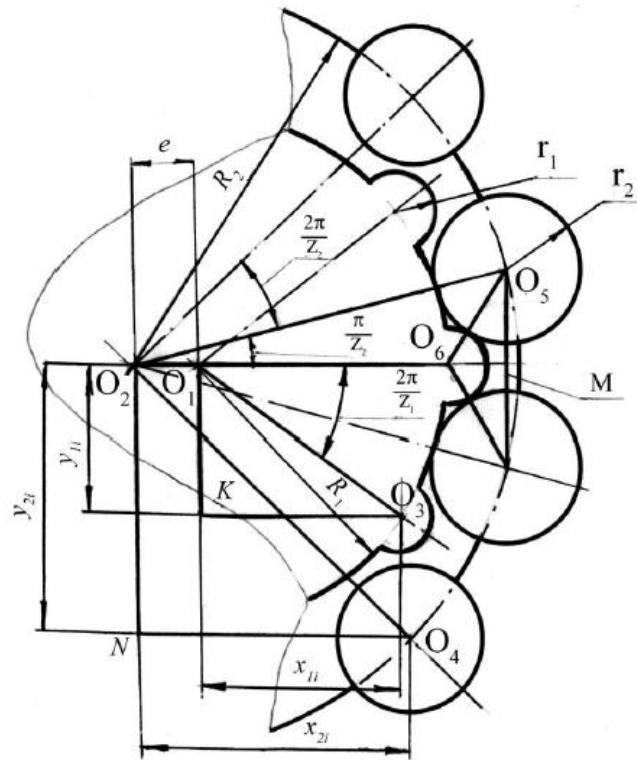


Рис. 1. К определению геометрических параметров вытеснителей

На основании решения треугольника $\Delta O_2 O_5 M$ (рис. 1) определяем межцентровое расстояние e :

$$e = R_2 \times \cos \frac{\pi}{z_2} - R_1 - O_4 M,$$

$$O_4M = \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2 \times \sin \frac{\pi}{Z_2}}.$$

Тогда

$$e = R_2 \times \cos \frac{\pi}{Z_2} - R_1 - \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2 \times \sin \frac{\pi}{Z_2}}. \quad (4)$$

Координаты x_1 , y_1 центра зуба шестерни в i -ой паре определяются выражениями:

$$\begin{aligned} x_{1i} &= R_1 \times \cos \left(\frac{2 \times \pi \times i}{Z_1} \right) + e; \\ y_{1i} &= R_1 \times \sin \left(\frac{2 \times \pi \times i}{Z_1} \right). \end{aligned} \quad (5)$$

Радиальное s_r и угловое s_d (рис. 2) отклонения, которые характеризуют положение центра зуба (шестерни и ротора) в пределах заданного допуска, (обусловленного радиуса окружности r_c) рассматриваются из условия случайного расположения центра зуба:

$$\begin{aligned} s_r &= r_c \times k_1; \\ s_d &= \gamma \times k_2, \end{aligned} \quad (6)$$

где γ - предельный угол отклонения для рассчитанного s_r ;

k_1 и k_2 - случайно выбранные числа в диапазоне $-1 \dots 1$, необходимые для имитации реального технологического разброса, присутствующего при изготовлении.

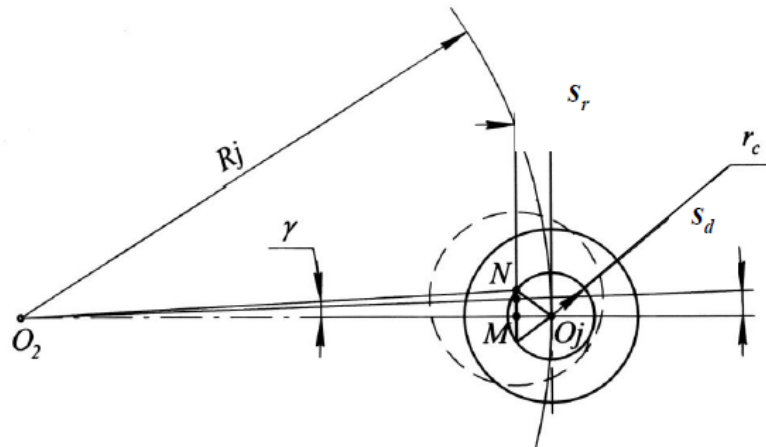


Рис. 2. Расчетная схема к определению предельных отклонений положений центров зубьев

Величина угла γ определяется на основании решения треугольника ΔO_2MN (рис. 2):

$$\gamma = \arctg \frac{MN}{R_j + s_r},$$

где R_j – радиус расположения центра зубьев рассматриваемой детали (шестерни, ротора).

Значение отрезка MN определяется из треугольника $\Delta O_{ji}MN$:

$$MN = \sqrt{r_c^2 - s_r^2}.$$

Откуда:

$$s_d = \arctg \frac{\sqrt{r_c^2 - s_r^2}}{R_j + s_r} \times k_2. \quad (7)$$

Фактический диаметральный зазор S_i (рис. 3) в рассматриваемой рабочей паре определяется из выражения:

$$S_i = \sqrt{(x_{1i} - x_{2i})^2 + (y_{1i} - y_{2i})^2} - r_1 - r_2 - S_T. \quad (8)$$

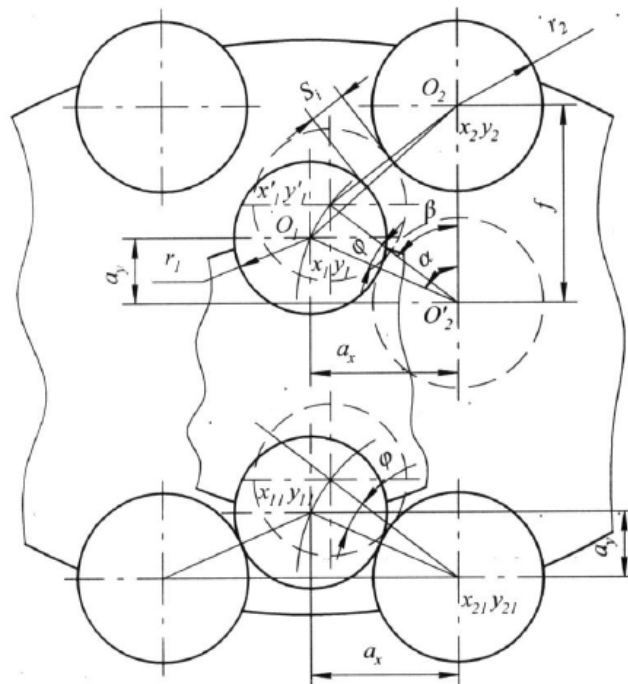


Рис. 3. К расчету фактического диаметрального зазора между вытеснителями

Исследованиями кинематики перемещения вытеснителей (ротора и шестерни) планетарной гидромашины установлено, что в процессе его работы вытеснители перемещаются плоско-параллельно относительно друг друга, «всплывая» в пределах диаметрального зазора S_i [7]. Основным показателем процесса всплытия (при наличии диаметрального зазора S_i) является угол поворота φ (рис. 3), который для каждой пары зацепления определяется величинами смещений a_x и a_y положения центра втулки относительно центра зуба в условной первой паре ($i=1$, зуб касается двух втулок)

$$\begin{aligned} a_x &= x_{2i} - x_{1i}; \\ a_y &= y_{2i} - y_{1i}. \end{aligned} \quad (9)$$

При этом положение центра поворота зуба (рис. 3) определяется из выражений:

$$\begin{aligned} x'_2 &= a_x - x_{2i}; \\ y'_2 &= a_y - y_{2i}. \end{aligned} \quad (10)$$

Тогда угол поворота зуба можно представить следующим образом

$$\varphi = \alpha - \beta, \quad (11)$$

где α - вспомогательный угол, который определяется из треугольника $\Delta O'_1 O_2 O'_2$;

$$\alpha = \arccos \frac{O'_1 O_1^2 + O_2 O_2'^2 - O_2 O_1^2}{2 O'_1 O_1 \times O_2 O_2'};$$

β - вспомогательный угол, который определяется из треугольника $\Delta O'_1 O_2 O'_2$:

$$\beta = \arccos \frac{O_2 O_2'}{2 O'_1 O_2} = \arccos \frac{L}{2(r_1 + r_2)}. \quad (12)$$

Расстояние $O_2 O_2'$ определяется из выражения

$$L = \sqrt{(x_{1i} - x'_2)^2 + (y_{1i} - y'_2)^2}, \quad (13)$$

тогда

$$\alpha = \arccos \frac{(r_1 + r_2)^2 + L^2 - ((x_{1i} - x_{2i})^2 + (y_{1i} - y_{2i})^2)}{2(r_1 + r_2)L}. \quad (14)$$

Подставив выражения (12) и (14) в (11), получим уравнение для нахождения угла поворота φ :

$$\varphi = \arccos \frac{L^2 + (r_1 + r_2)^2 - (x_{1i} - x_{2i})^2 - (y_{1i} - y_{2i})^2}{2L(r_1 + r_2)} - \arccos \frac{L}{2(r_1 + r_2)}.$$

По минимальному значению угла поворота определяют пару зубьев в зацеплении вытеснителей гидромотора, в которой осуществляется контакт.

Перед анализом процесса самоустанавливания элементов вытеснительного блока необходимо обеспечить касание зубьев в первой паре (рис. 4).

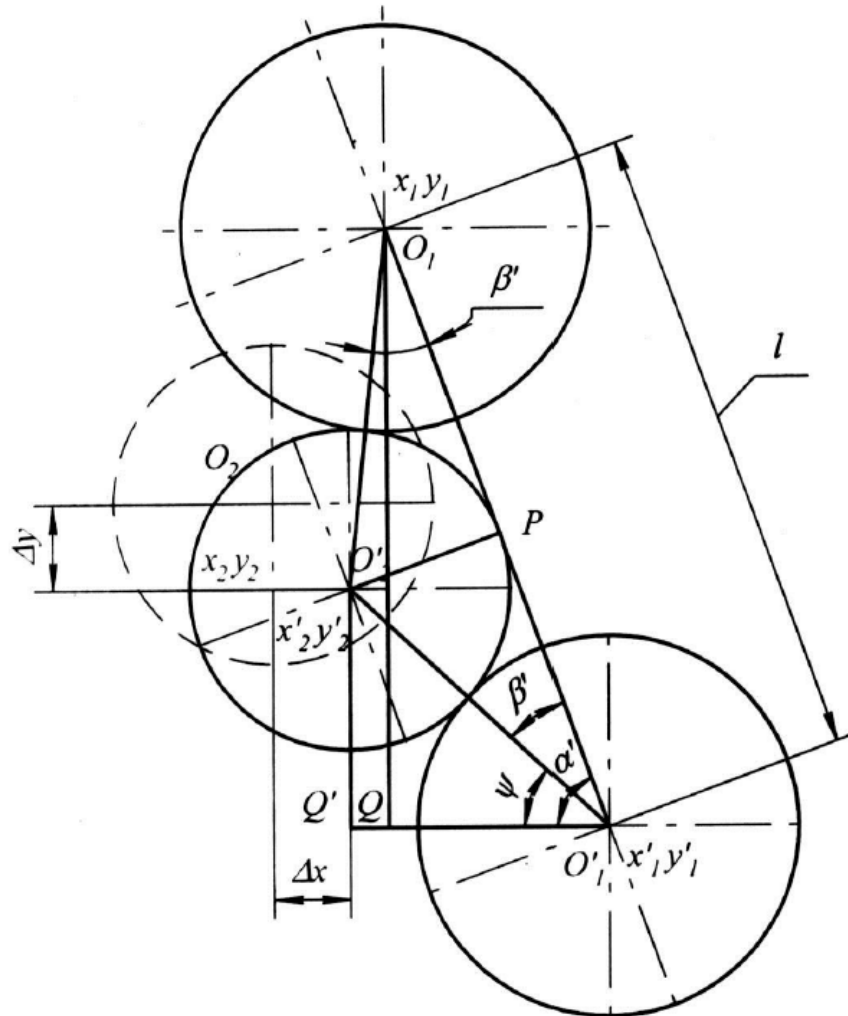


Рис. 2.8. Расчетная схема определения начального положения деталей зацепления перед всплытием

В этой связи необходимо определить величину смещения зубьев шестерни относительно начального положения, определяемого

расстоянием между центрами втулок

$$l = \sqrt{(x_1 - x'_1)^2 + (y_1 - y'_1)^2}. \quad (15)$$

Смещение по осям, необходимое для установки шестерни в начальное положение для самоустанавливания, определяется из треугольника $\Delta O'_1 O'_2 Q'$

$$\begin{aligned} \Delta x &= (r_1 + r_2) \cos \psi + x'_1 - x_2; \\ \Delta y &= (r_1 + r_2) \sin \psi + y'_1 - y_2, \end{aligned} \quad (16)$$

где $\psi = \alpha' - \beta'$;

α' – вспомогательный угол, определяется из треугольника

$$\Delta O'_1 O'_1 Q: \alpha' = \arccos \frac{x_1 - x'_1}{t};$$

β' – вспомогательный угол, определяется из треугольника

$$\Delta O'_1 O'_2 P: \beta' = \arccos \frac{t}{2(r_1 + r_2)}.$$

Следовательно,

$$\psi = \arccos \frac{x_1 - x'_1}{t} - \arccos \frac{t}{2(r_1 + r_2)}.$$

Проведенные исследования являются математическим обоснованием и алгоритмом расчета для разработки программного обеспечения по моделированию изменения геометрических параметров вытеснителей (ротора и шестерни) при проектировании гидромашин планетарного типа.

Выводы. Разработанный математический аппарат и методика определения геометрических параметров вытеснителей позволяет моделировать изменение геометрические параметров сопрягаемых вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей при проектировании гидромашин планетарного типа.

Литература

1. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины / Б.Н. Бирюков. – М.: Машиностроение, 1977. – 152с.: ил.
2. Кулагин А.В. Основы теории и конструирования объемных гидropередач / А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.Н. Прокофьев, Л.А. Кондаков. – М.: «Высшая школа», 1967. – 400с.
3. Ерасов Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов. – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55с.: ил.
4. Красневский Л.Г. Современные тенденции развития гидроприводов

- и гидроавтоматики в автотракторостроении / Л.Г. Красневский, В.С. Шевченко // Промислова гідраліка і пневматика. – 2004. – № 1(3). – С. 83-85.
5. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 383с.
6. Об'ємний гідропривод (основи проектування і розрахунки) Навчальний посібник. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212с.: іл.
7. Панченко А.И. Обоснование высоконадежной конструкции силового соединения планетарного гидромотора / А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – С.83-97.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИТИСКУВАЧІВ ГІДРОМАШИН ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Панченко А.І., Кюрчев В.М., Волошина А.А., Титов Д.С.

Анотація – роботу присвячено розробці методики визначення геометричних параметрів витискувачів з урахуванням їх конструктивних особливостей при проектуванні гідромашин планетарного типу.

THE METHOD OF THE PLANETARY-TYPE FLUID MACHINES DISPLACERS GEOMETRIC PARAMETERS DEFINITION

A. Pancenko, V. Kurchev, A. Voloshina, D. Titov

Summary

The article is devoted by the method development of displacers geometric parameters method with a glance its design features by the projection of the planetary-type fluid machines.