

# СООБЩЕНИЯ

УДК 621.83.053.7

Б. П. ТИМОФЕЕВ, В. Ю. ДАЙНЕКО

## ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ С ВНУТРЕННИМ ЦЕВОЧНЫМ ВНЕЦЕНТРОИДНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Приведены расчетные формулы для построения профилей пары зубчатых колес внецентроидного цевочного зацепления с разностью чисел зубьев, равной единице. Обосновываются преимущества использования такого зацепления в шестеренных насосах при варьировании размеров цевки.

**Ключевые слова:** шестеренные насосы, внутреннее зацепление, цевочное зацепление, внецентроидное зацепление.

В планетарных редукторах с большим передаточным отношением давно используется внецентроидное зацепление с разностью чисел зубьев колес, равной единице [1, 2]. Такое зацепление выполняется как цевочное, при этом профили зубьев размещаются на окружностях, смещенных по отношению к центроидам 1 и 2, как показано на рис. 1, где  $B_0B_1$  — эпициклоида,  $K_0K_1$  — эквидистанта удлинненной эпициклоиды  $D_0D_1$ ,  $r_1$  и  $r_2$  — радиусы центроид колес. При перекачивании без скольжения центроида 1 по центроиде 2 точка  $B_0$ , жестко связанная с центроидой 2, описывает эпициклоиду  $D_0D_1$ . Радиус цевки  $r_{ц} = D_0K_0$ .

В рассматриваемом зацеплении в качестве профилей используются полные ветви удлинненной эпициклоиды. На центроиде 1 должно разместиться целое число таких ветвей. Поэтому шаг зубьев по центроиде

$$t = 2\pi(r_2 - r_1) = 2\pi a_w,$$

где  $a_w$  — межосевое расстояние.

С другой стороны,

$$t = \frac{2\pi r_1}{z_1},$$

где  $z_1$  — целое число ветвей (зубьев), размещаемых на центроиде колеса.

Отсюда

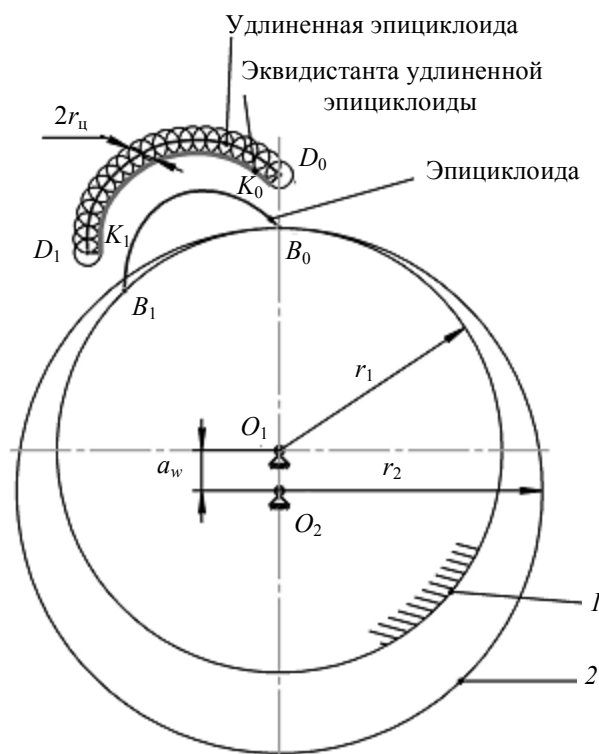


Рис. 1

$$r_1 = a_w z_1, \quad r_2 = a_w (z_1 + 1),$$

так как  $r_1/r_2 = z_1/z_2$ ;  $z_2 = z_1 + 1$  — количество цевок.

Центроиды и профили зубьев во внецентроидном цевочном зацеплении изображены на рис. 2.

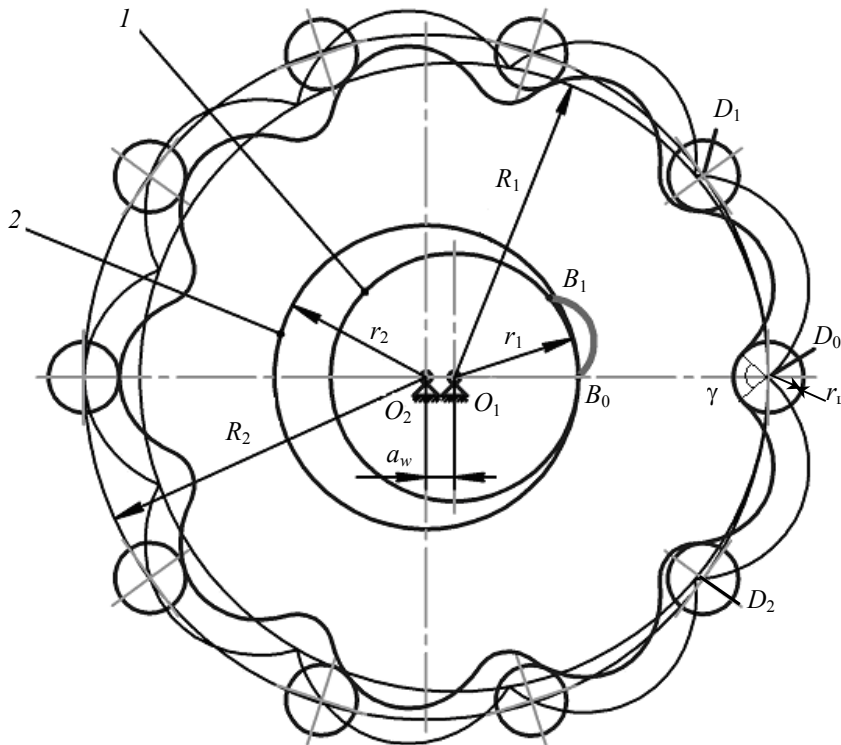


Рис. 2

Преимущества использования в шестеренных насосах внецентроидного цевочного зацепления при  $z_2 - z_1 = 1$  очевидны. Во-первых, такой способ позволяет существенно уменьшить габариты насоса по сравнению с эвольвентным зацеплением. Так, например [3], минимальная разность чисел зубьев в эвольвентном зацеплении при  $z_1 = 19$ ,  $z_2 = 23$  составляет  $z_2 - z_1 \geq 4$ . Во-вторых, в таком насосе можно не использовать серповидный разделитель [4—6], так как линии контакта, число которых равно девяти (см. рис. 2), надежно разделяют полости всасывания и нагнетания рабочей среды. При этом существенно снижается шум насоса, вызванный пульсацией давления в конструкциях с серповидным разделителем, и упрощается конструкция корпуса насоса.

Для построения профилей зубчатых колес внецентроидного цевочного зацепления рассмотрим следующие уравнения.

Уравнение удлиненной эпициклоиды запишем в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -R_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + (r_2 - r_1) \sin \varphi_1; \\ y_1 &= R_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - (r_2 - r_1) \cos \varphi_1, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $\varphi_1$  — угол поворота шестерни,  $\varphi_2$  — угол поворота колеса.

Эквидистанта удлиненной эпициклоиды определяется как

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= -R_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + (r_2 - r_1) \sin \varphi_1 - r_{\text{ц}} e_x; \\ y_3 &= R_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - (r_2 - r_1) \cos \varphi_1 - r_{\text{ц}} e_y, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $e_x$  — проекция нормали в точке эпициклоиды на ось  $x$ ,  $e_y$  — проекция нормали в точке эпициклоиды на ось  $y$ .

Поскольку центроида 2 перекатывается по центроиде 1 без скольжения, то в соответствии с равенством  $r_1\varphi_1 = r_2\varphi_2$  можно записать уравнение

$$\varphi_1 - \varphi_2 = \varphi_1 \left( \frac{r_2 - r_1}{r_2} \right) = \frac{a_w}{r_2} \varphi_1 = \frac{\varphi_1}{z_2}. \quad (3)$$

Кроме того, радиусы  $R_1$  и  $R_2$  удлиненной эпициклоиды взаимосвязаны (см. рис. 2):  $R_2 = R_1 + a_w$  при  $r_{ц} = 2a_w$ .

Перепишем системы уравнений (1) и (2) с учетом выражения (3):

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -R_1 \sin \frac{\varphi_1}{z_2} + a_w \sin \varphi_1; \\ y_1 &= R_1 \cos \frac{\varphi_1}{z_2} - a_w \cos \varphi_1; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= -R_1 \sin \frac{\varphi_1}{z_2} + a_w \sin \varphi_1 - r_{ц} e_x; \\ y_3 &= R_1 \cos \frac{\varphi_1}{z_2} - a_w \cos \varphi_1 - r_{ц} e_y. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Записав уравнение нормали в виде  $(X - x) / \left( \frac{\partial y}{\partial y_1} \right) = -(Y - y) / \left( \frac{\partial x}{\partial y_1} \right)$  и пронормировав его, получим

$$\begin{aligned} e_x &= \frac{\partial y}{\partial y_1} = -a_w \sin \varphi_1 + \frac{R_1}{z_2} \sin \frac{\varphi_1}{z_2}, \\ e_y &= -\frac{\partial x}{\partial y_1} = a_w \cos \varphi_1 + \frac{R_1}{z_2} \cos \frac{\varphi_1}{z_2}. \end{aligned}$$

На окружности радиусом  $R_1$  найдем касательные и нормали к профилю  $D_0D_2$  и  $D_0D_1$  удлиненной эпициклоиды, а затем и угол между ними.

Уравнения касательных

$$(X - x) \frac{\partial y}{\partial y_1} - (Y - y) \frac{\partial x}{\partial y_1} = 0 \quad (6)$$

перепишем в виде

$$Y = X \left( \frac{\partial y}{\partial y_1} / \frac{\partial x}{\partial y_1} \right) - x \left( \frac{\partial y}{\partial y_1} / \frac{\partial x}{\partial y_1} \right) + y$$

или

$$Y = kX + b, \quad (7)$$

где  $b = y - x \left( \frac{\partial y}{\partial y_1} / \frac{\partial x}{\partial y_1} \right)$ ;  $k = \frac{\partial y}{\partial y_1} / \frac{\partial x}{\partial y_1} = \operatorname{tg} \gamma$ ; здесь угол  $\gamma$  определяет участок эквидистанты, очерченный радиусом  $r_{ц}$  (см. рис. 2).

При использовании в насосах внутреннего зацепления вопрос о собственно „цевочных“ свойствах не стоит, так как цевки не применяются для замены трения скольжения на трение качения, для снижения износа, повышения КПД и т.д. Мало того, в зацеплении участвует

лишь сектор цевки, ограниченный углом  $\gamma$ . При увеличении радиуса  $R_2$  и при  $r_{ц} = 2a_w$  в зацеплении используется только часть цевки, составляющая меньше половины ее дуги. Это особенно важно при технологии получения элементов зацепления методами порошковой металлургии.

Важным вопросом является выбор величин  $z_1$  и  $z_2$ . На рис. 2 показан вариант, когда  $z_1 = 9$ , а  $z_2 = 10$ . Угловой шаг шестерни и колеса составляет  $40$  и  $36^\circ$  соответственно. Другими возможными соотношениями чисел зубьев являются следующие:  $8/9$ ,  $5/6$ ,  $4/5$  и т. д.

Следует отметить, что при уменьшении числа зубьев шестерни снижается коэффициент перекрытия: это при отсутствии серповидного разделителя нецелесообразно. Еще раз подчеркнем, что разделение полостей всасывания и нагнетания рабочей среды в этом случае достигается исключительно за счет линейного касания всех пар зубьев, передача же движения осуществляется только половиной всех зубьев.

При решении вопроса о выборе радиуса цевки  $r_{ц}$  и числа зубьев шестерни  $z_1$  необходимо учитывать основные характеристики насоса — напор, расход жидкости (рабочей среды), скорость вращения насоса и т.д. При уменьшении  $z_1$  и увеличении  $r_{ц}$  взаимопересечения профилей эквидистантны.

**Пример.** Приведем расчет профилей шестерни и колеса при  $r_{ц} = 2a_w$ .

Исходные данные:

$$z_1 = 12; z_2 = 13; a_w = 3,2 \text{ мм}; r_{ц} = 6,4 \text{ мм}.$$

Тогда

$$r_1 = 38,4 \text{ мм}; r_2 = 41,6 \text{ мм}; R_1 = 45,3 \text{ мм}; R_2 = 48,5 \text{ мм}; \varphi_1/13 = 27,72^\circ.$$

Согласно формулам (4)—(7) построены профили шестерни, колеса и зацепления (рис. 3, а—в соответственно).

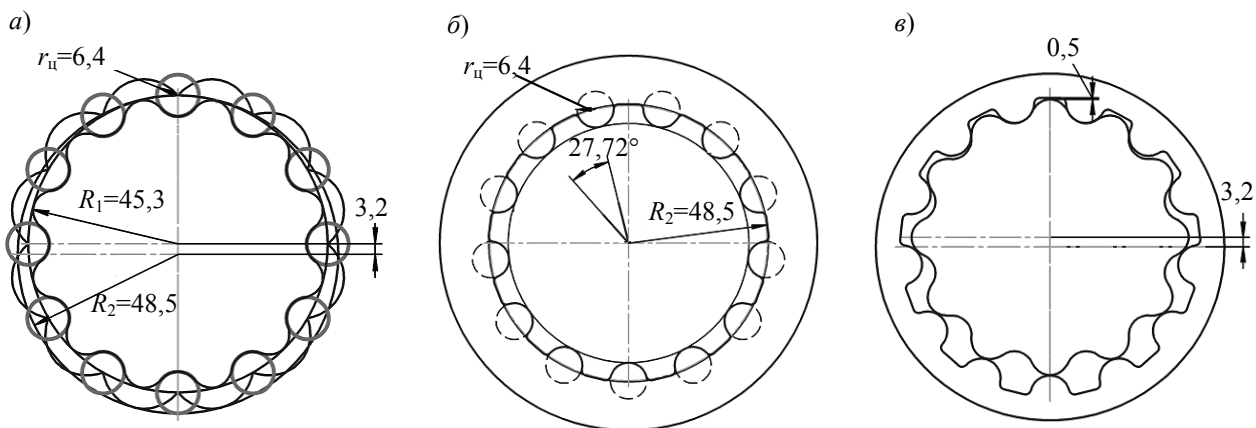


Рис. 3

Следует отметить, что увеличение радиуса  $r_{ц}$  при одновременном увеличении радиусов  $R_1$  и  $R_2$  может привести к тому, что зацепление будет невозможно.

Итак, рассмотрен вопрос об использовании в шестеренных насосах внутреннего внецентроидного цевочного зацепления. Выявлены преимущества насосов с использованием внутреннего цевочного зацепления с разностью чисел зубьев колеса и шестерни, равной единице. Применение таких передач позволяет уменьшить габариты насоса, снизить шум, упростить конструкцию корпуса и обеспечить ряд технологических преимуществ при изготовлении элементов зацепления.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1986. 584 с.
2. Шанников В. М. Планетарные редукторы с внецепоидным зацеплением. М.: Машгиз, 1948. 172 с.
3. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи с цевочным зацеплением. М.: Машиностроение, 1966. 307 с.
4. Лямаев Б. Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение, 1988. 256 с.
5. Рыбкин Е. А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1960. 189 с.
6. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. М.: Машиностроение, 1964. 238 с.

*Сведения об авторах*

- Борис Павлович Тимофеев** — д-р техн. наук, профессор; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: timborp@rambler.ru
- Вячеслав Юрьевич Дайнеко** — аспирант; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: zaza.seva@rambler.ru

Рекомендована кафедрой  
мехатроники

Поступила в редакцию  
15.06.09 г.