

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГЕРОТОРНОГО НАСОСА С ЭПИЦИКЛОИДАЛЬНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Д. Л. СТАСЕНКО, Д. В. ЛАЕВСКИЙ

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Введение

Основными агрегатами, лимитирующими надежность и ресурс гидравлических систем, являются гидронасосы. Важнейшими направлениями развития конструкций гидронасосов являются минимизация массы, габаритных размеров, повышение КПД, надежности и ресурса эксплуатации при заданных технических условиях, что обеспечивается агрегатами данного типа [4]. Данным требованиям соответствуют героторные насосы, отличающиеся простотой конструкции, низкой материалоемкостью и стоимостью, высокой надежностью. Благодаря перечисленным преимуществам эти насосы нашли широкое применение в различных отраслях машиностроения [1].

Отличительной особенностью героторного насоса (рис. 1) является отсутствие разделительного элемента между сцепляющимися шестернями (роторами), чем достигается его компактность и малый вес. Это позволяет использовать героторные насосы в сдвоенных и тандем насосах в качестве насосов подпитки, которые используются для восполнения утечек [1].

Применение циклоидальных зубьев имеет ряд преимуществ в сравнении с эвольвентными: большую контактную прочность, так как контактируют выпуклые и вогнутые части зубьев; повышенную длину линии зацепления; высокую износостойкость. Зубчатые колеса с циклоидным профилем так же имеют меньшие потери на трение, смазкой для них могут служить даже водные растворы. Такие зубчатые колеса обладают хорошей прирабатываемостью. Для изготовления циклоидальных передач возможно применение литья с последующей механической обработкой, что находит все большее применение [4].

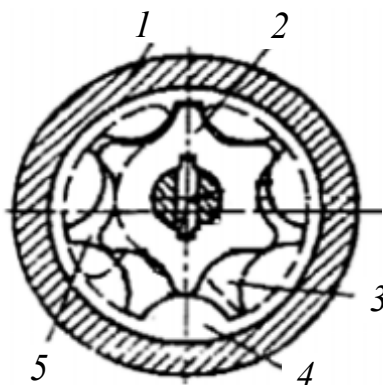


Рис. 1. Схема насоса с внецентроидным эпициклоидальным зацеплением:

*1 – корпус; 2 – внутренний ротор; 3 – всасывающее окно;
4 – внешний ротор; 5 – нагнетательное окно*

Постановка задачи

Цель данной работы – разработка методики расчета геометрических размеров рабочих элементов героторного насоса с эпициклоидным зацеплением, а также разработка последовательности обработки шестерни с определением припусков на механическую обработку заготовки.

Методика расчета героторного насоса

В качестве объекта проектирования и разработки методики расчета был выбран героторный насос с внецентроидным эпициклоидальным зацеплением с передаточным числом $z/(z + 1)$ зубчатой передачи.

При предварительном расчете насосов данного типа исходят из рабочего объема, который может быть определен из уравнения [3]:

$$V_n = 4\pi\lambda r^2 h_n (z + 1 - \bar{R}), \quad (1)$$

где z – число зубьев шестерни (внутреннего ротора); R – номинальный радиус зуба колеса, равный радиусу обрабатываемого инструмента при изготовлении шестерни; h_n – ширина шестерни; $\lambda = \frac{e}{r}$; $\bar{R} = \frac{R}{r}$, e – эксцентриситет между осями шестерни и колеса; r – радиус окружности, обкатываемой без скольжения по основной окружности.

Для определения геометрических размеров сопрягаемых колес насоса необходимо определить основные профилирующие радиусы (рис. 2).

Радиус окружности, обкатываемой без скольжения по основной окружности радиусом R_0 , определяется из уравнения (1):

$$r = \sqrt{\frac{V_n}{4\pi\lambda h_n (z + 1 - \bar{R})}}. \quad (2)$$

Подставляя в выражение (2) принимаемые значения z , λ , \bar{R} и h_n , получаем зависимость для определения радиуса r :

$$r = \sqrt[3]{\frac{V_n}{8\pi\lambda ab(b - \lambda)}}, \quad (3)$$

где $a = \frac{h_n}{2R_n}$, $b = z + 1 + \lambda - \bar{R}$, $R_n = br$ – радиус окружности вершин зубьев шестерни.

При расчете гидромашин с шестерней, вал которой является цапфой подшипника скольжения, необходимо учитывать геометрические размеры сопрягаемых элементов вала и шестерни, условия нагружения, описываемые уравнением

$$R_n h_n p = cd^2 q, \quad (4)$$

где $d = 2kr(b - 2\lambda)$ – диаметр цапфы подшипника; k – коэффициент, определяющий условия работы насоса ($k \approx 0,6-0,8$, меньшее значение принимается для гидромашин с более высоким давлением); c – коэффициент, определяющий отношение длины рабочей части цапфы к диаметру d , ($c \approx 0,8-1,5$); p – давление рабочей жидкости; q – удельное давление на опорную поверхность подшипника.

Решая совместно уравнение (1), (4), подставляем замену переменных и получаем:

$$r = \sqrt[3]{\frac{Kb}{\lambda(b-2\lambda)^2 \cdot (b-\lambda)}} \quad (5)$$

где $K = \frac{V_n p}{16\pi s k^2 q}$.

Радиус может быть определен в зависимости от имеющихся исходных данных или необходимых нам условий по уравнениям (2), (3) или (5).

По полученным расчетным значениям определяем следующие геометрические размеры шестерни:

$$R_n = rb; \quad R_b = R_n - 2e = r(b - 2\lambda); \quad h_n = 2aR_n.$$

Уточненное значение рабочего объема насоса можно определить по зависимости [3]

$$V = \frac{V_n}{1 + 0,01 \cdot \Delta V_p}, \quad (6)$$

где $\Delta V_p = A\lambda^2 + B\lambda + C$, A , B и C – коэффициенты, определяющие соотношение радиусов шестерни насоса в зависимости от ее числа зубьев [3].

Чтобы получить необходимый рабочий объем, следует откорректировать ширину шестерни:

$$h = \left(\frac{h_n}{V}\right)V_n. \quad (7)$$

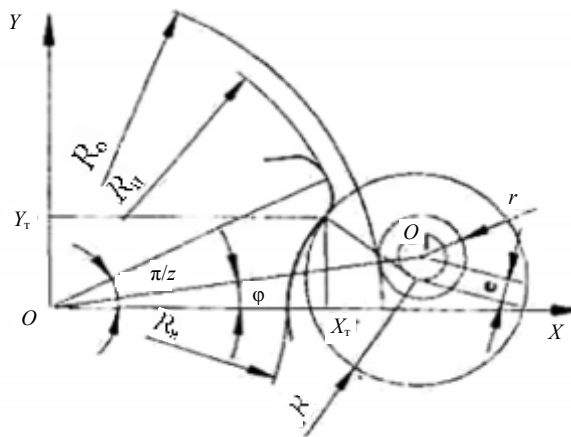


Рис. 2. Схема образования профиля зуба шестерни

Текущие значения координат профиля зубьев шестерни определяются следующими уравнениями в параметрическом виде (рис. 2) [5]:

$$x_T = r(z+1) \cdot \cos\varphi - \lambda r \cdot \cos[(z+1)\varphi] - R \frac{\cos\varphi - \lambda \cos[(z+1)\varphi]}{\sqrt{1+\lambda^2 - 2\lambda \cos(z \cdot \varphi)}};$$

$$y_T = r(z+1) \cdot \sin\varphi - \lambda r \cdot \sin[(z+1)\varphi] - R \frac{\sin\varphi - \lambda \sin[(z+1)\varphi]}{\sqrt{1+\lambda^2 - 2\lambda \cos(z \cdot \varphi)}}.$$

В гидромашине с торцовым распределением, в которых передаточное число шестерни и колеса равно $z/(z + 1)$, необходимо точно определить размер распределительных окон, расположенных со стороны их торцов. Для этого требуется определить оптимальные границы зон зацепления зубьев, соответствующие началу и окончанию рабочих циклов, в частности для насоса – циклов всасывания и нагнетания. Для анализа зацепления шестерни и колеса в такой гидромашине следует рассмотреть их кинематическую схему (рис. 3), имитирующую зацепление одной пары зубьев.

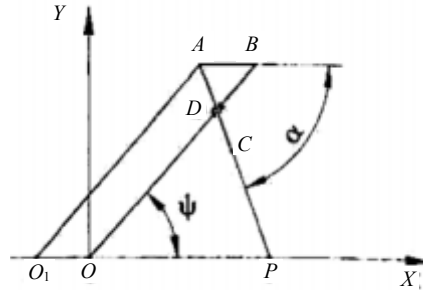


Рис. 3. Кинематическая схема, имитирующая зацепление одной пары зубьев шестерни и колеса [5]

На кинематической схеме (рис. 3) O и O_1 – центры, соответственно, шестерни и колеса; $OO_1 = e$ – межцентровое расстояние между ними; A – центр зуба колеса с радиусом $AC = R$; $O_1A = OB = R_0 + r$; $BD = r$; точка C является точкой контакта одного из зубьев колеса с зубом шестерни [5].

Из подобия треугольников ODP и ADB следует, что при любом угле поворота шестерни $\psi = \omega t$ (ω – угловая скорость; t – время) линия действия силы, передающей крутящий момент от ведущей шестерни к ведомому колесу, пересекает ось X всегда в одной и той же точке P , являющейся полюсом зацепления, определяемой из условия зацепления [5]:

$$OP = e \frac{R_0}{r} = ez.$$

При вращении шестерни с угловой скоростью ω вокруг центра O колесо будет иметь угловую скорость $\omega_1 = \frac{z\omega}{(z+1)}$ при вращении вокруг своего центра O_1 [5].

Координаты точки C контакта одной пары зубьев при повороте шестерни на угол ψ определяются из уравнений (рис. 3) [5]:

$$X_c = r(z+1)\cos\psi - e + R\cos\alpha; \quad (8)$$

$$y_c = r(z+1)\sin\psi - R\sin\alpha. \quad (9)$$

При изменении угла ψ от 0 до 360° координаты (8), (9) определяют траекторию движения точек контакта всех находящихся в зацеплении зубьев шестерни и колеса с их теоретическим профилем.

Для насоса с передаточным числом $z/(z + 1)$ зубчатой передачи углы, соответствующие положению зубьев, будут равны [5]:

– для цикла всасывания:

$$\text{начало } \psi_1 = \frac{\pi}{(z+1)}; \text{ окончание } \psi_2 = \frac{z\pi}{(z+1)};$$

– для цикла нагнетания:

$$\text{начало } \psi_3 = \left[\frac{(z+2)}{(z+1)} \right] \pi; \text{ окончание } \psi_4 = \left[\frac{(2z+1)}{(z+1)} \right] \pi.$$

Подставляя в равенства (8) и (9) значения углов ψ , можно определить координаты точек, лежащих на линиях, ограничивающих соответствующие окна распределения. Линии находятся на проведенных из начала координат лучах, угол наклона которых относительно оси X для каждой из точек (рис. 4) определяется из выражения

$$\beta_n = \arctg\left(\frac{y_n}{x_n}\right), n = 1, 2, 3 \text{ и } 4 [5].$$

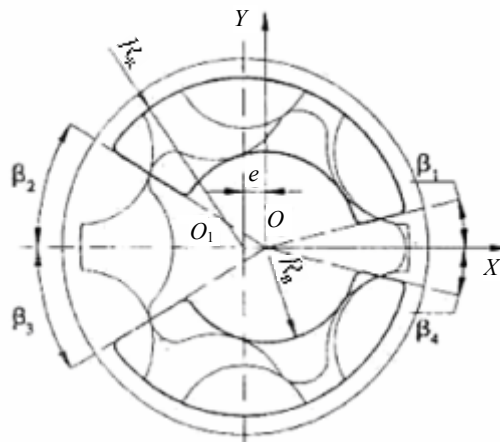


Рис. 4. Координаты точек значений цикла всасывания и цикла нагнетания

Окна целесообразно делать несимметричными, смещая одну из кромок на 0,5–1 мм в сторону вращения шестерни в начале нагнетания и всасывания, что обеспечивает гарантированное уплотнение перемычек между окнами и содействует плавному снижению и предварительному повышению давления в межзубовых впадинах при переходе их соответственно от нагнетательного окна к всасывающему и наоборот [4], [6], [10].

Параметры колеса (рис. 5) определяются по сопрягаемой шестерне: $z_k = z + 1$ – число зубьев; $r_b = R_0 + r - R = r(z + 1) - R$ – радиус внутреннего диаметра по вершинам зубьев; $R_{ц} = R_0 + r = r(z + 1)$ – радиус, на котором расположены центры окружностей зубьев; $\delta = \frac{2\pi}{(z + 1)}$ – угловой шаг расположения зубьев по окружности с радиусом $R_{ц}$; $R_k = r(z + 1 + 2\lambda) - R$ – радиус окружности впадин между зубьями колеса [8].

При изготовлении колеса необходимо учитывать, что рабочий участок зуба охватывает угол $\gamma = \pi - 2\arccos(\lambda)$ и радиус, на котором расположены крайние точки рабочего участка зуба (рис. 5) [3].



Рис. 5. Схема образования профиля колеса, сопрягаемого с шестерней

Наружный диаметр колеса D_k определяют исходя из необходимой величины перемычки $f = \left(\frac{D_k}{2}\right) - R_k$, обеспечивающей уплотнение рабочих камер гидромашины и прочность колеса. Впадины между зубьями колеса выполняются скругленными [4], [7], [8].

По всем приведенным уравнениям определяются номинальные значения геометрических параметров шестерни и колеса. В каждом конкретном случае на эти геометрические параметры назначаются соответствующие допуски, определяющие допускаемые зазоры по торцам шестерни и колеса и между их зубьями в зацеплении с учетом эксплуатационных требований к гидромашине и производственных возможностей при ее изготовлении.

Результаты расчета и их анализ

В качестве примера проведен расчет насоса с рабочим объемом $V_0 = 14 \text{ см}^3$ и номинальным давлением $p = 2 \text{ МПа}$ по выше приведенной методике.

Расчет был произведен с применением математического пакета *MathCAD*. По результатам расчетов, были получены следующие минимально допустимые геометрические размеры рабочего колеса и шестерни: $e = 2,686 \text{ мм}$; $R = 8 \text{ мм}$; $R_n = 22 \text{ мм}$; $R_b = 16,63 \text{ мм}$; $h_n = 18 \text{ мм}$; $V = 14 \text{ см}^3$; $\lambda = 0,885$; $z_k = 9$; $r_b = 19,3 \text{ мм}$; $R_c = 27,3 \text{ мм}$; $f = 9,7 \text{ мм}$; $\gamma = 124,5^\circ$; $\delta = 40^\circ$.

Для изготовления рабочей шестерни по полученным результатам расчетов необходимо составить маршрут обработки детали, определить требуемую точность изготовления и припуски на обработку по технологическим переходам. В случае изготовления заготовки центробежным литьем ее вес составит около 0,18 кг.

Таблица 1

Расчет припусков на обработку поверхности шестерни для героторного насоса

Технологическая операция и переходы обработки поверхности	Элементы припуска, мк				Расчетный припуск z_{\min}	Расчетный размер, мм	Допуск	Предельный размер, мм		Предельное значение припусков, мк	
	R_z	T	ρ	ε				Наименьший	Наибольший	Наименьшее	Наибольшее
Размер заготовки	60	260	132	—	—	45,859	1600	44,3	45,9	—	—

Черновое фрезерование	50	50	8	50	2461	44,239	160	44,08	44,24	1660	220
--------------------------	----	----	---	----	------	--------	-----	-------	-------	------	-----

в частности расчетно-аналитическое профилирование зубьев сопрягаемых шестерен с эпициклоидальным зацеплением, с учетом необходимых зазоров, обеспечивающих необходимую герметизацию в условиях минимального трения поверхностей, определены припуски на механическую обработку.

Литература

1. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974.
2. Басуров, В. М. Системы автомобильных и тракторных двигателей : практикум / В. М. Басуров, В. В. Белов. – Владимир, 2001.
3. Саенко, В. П. К расчету героторных гидромашин / В. П. Саенко, Р. Н. Горбатюк // Вестн. машиностроения. – 2004. – № 7.
4. Юдин, Е. М. Шестеренные насосы / Е. М. Юдин. – М. : Машиностроение, 1964.
5. Лурье З. Я. Рабочий объем героторных гидромашин / З. Я. Лурье, В. П. Саенко // Вестн. машиностроения. – 2002. – № 2. – С. 11–13.
6. Саенко, В. П. Учет допусков на параметры зацепления в героторных гидромашинах / В. П. Саенко, В. Л. Белявский. – М., 1989. – 12 с. – Рукопись деп. во ВНИИТЭМРе 10 01.89, № 24 мш.
7. Саенко, В. П. Условия ограничения сил в зацеплении героторных гидромашин / В. П. Саенко // Вестн. машиностроения. – 1991. – № 4. – С. 19–21.
8. Полюшков, А. Г. Насосы с внецентроидным эпициклоидальным зацеплением / А. Г. Полюшков // Вестн. машиностроения. – 1971. – № 11. – С. 51–53.
9. Мещеряков, Р. К. Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении : справ. технолога / Р. К. Мещеряков, А. Г. Косилова, М. А. Калинин. – М. : Машиностроение, 2003.
10. Alichehajich, F. Pumpe za ulje sa cilloidnim zupchanicima / F. Alichehajich // World symposium on gears and gear transmissions, Dubrovnik, 1978. – Vol. A. – S. 1–12.
11. Faure, A. Tooth bending capacity assessment / A. Faure // World symposium on gears and gear transmissions, Dubrovnik, 1978. – Vol. A. – S. 63–67.

– Получено 30.03.2011 г.