

## Секция 4.

# Технологическое оборудование и средства автоматизации

29 мая 2002 г.,  
10.00 – 13.00

---

*Главный учебный корпус БНТУ  
аудитория 204*

**Председатель секции: Дечко Э.М. – д.т.н., профессор**

**Секретарь: Ажар А.В. – ассистент**

УДК 621.65

**О.В. Брилевский, И.А. Веренич**

### **ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАСОСА ГЕРОТОРНОГО ТИПА**

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Современные тенденции повышения надежности и долговечности механизмов, при одновременном снижении габаритов и удельной материалоемкости обуславливают необходимость поиска новых решений в области машиностроения.

В последнее время, при проектировании гидравлических приводов, в качестве энергетического блока, все более широкое распространение находят героторные гидромашин, разработанные на основе трохондной передачи, основной отличительной особенностью которых является отсутствие разделительного элемента между полостями всасывания и нагнетания, чем достигается их компактность и малый вес.

На рис. 1 представлена схема гидравлической машины героторного типа. В корпусе 1 установлен внешний ротор 3 (обойма),

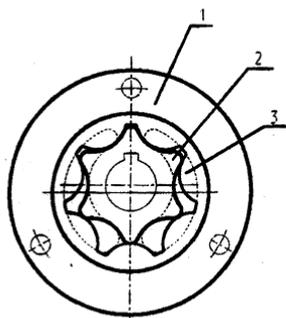


Рис.1. Схема гидравлической машины героторного типа

зубья которого составлены из дуг окружностей, а зубья внутреннего ротора 2 (сателлит), имеющего на один зуб меньше, представляют собой экидистанту укороченной эпициклоиды[2].

При вращении шестерни область всасывания создается там, где зубья выходят из зацепления, а область нагнетания там, где они входят в зацепление. Оба колеса вращаются в одном направлении и образуют качающийся узел (КУ) насоса.

Большое число геометрических, кинематических и силовых параметров КУ, оказывающих существенное влияние на расходные и энергетические характеристики насоса, заставляют конструктора изделия искать наилучшее решение. При этом следует учитывать, что к зубчатой передаче КУ предъявляется ряд особых требований по сравнению с зубчатой передачей общемашиностроительного назначения: рабочий объем и, следовательно, площадь межзубьевого пространства, должна выбираться максимальной (для увеличения подачи при минимальных размерах сателлита); пульсация подачи насоса (влияет фактор профиля и число зубьев сателлита); для внутренней шестерни необходимо учитывать радиус кривизны профиля, так как последний может оказывать неблагоприятное воздействие на зацепление, нарушая плавность сопряжения. Таким образом, возникающие дополнительные динамические нагрузки могут привести к преждевременным усталостным разрушениям.

Реализация этих требований с учетом различных ограничений, определяющих качественное функционирование героторной пары, возможна при постановке и решении оптимизационной задачи на основе метода исследования пространства геометрических параметров [1].

Задача определения оптимальных параметров КУ как многокритериальная, формулируется следующим образом. Имеется  $n$ -мерное пространство параметров, состоящее из точек  $X = X_1, X_2, \dots, X_n$ . К ним, например, относятся: числа зубьев сателлита и обоймы, параметрические уравнения исходного контура, параметры модификации зуба и др. Заданы или приняты пределы изменения параметров (параметрические ограничения):

$$X_j^* < X_j < X_j^{**} \quad (1)$$

Установлены и заданы функциональные ограничения, определяющие работо-

способность КУ; взаимные связи геометрических, кинематических, силовых и других параметров.

$$C_L^* < f(X) < C_L^{**}, \quad L=1, \dots, t. \quad (2)$$

Разработаны и сформулированы на основе соответствующих исследований и опыта критерии качества

$$F_\nu(X), \nu = 1, \dots, k., \quad (3)$$

значения которых желательно уменьшить, например, пульсацией подачи.

Выражения (1) - (3) составляют математическую модель многокритериальной задачи. Формальным решением ее является некоторое множество, в котором на основе компромисса следует искать оптимальное решение [1]. В работе [3] отмечается, что многокритериальная постановка задачи отличается наибольшей близостью к реальной задаче и наименьшей долей абстракции.

### 1. Постановка задачи.

Математическая модель исследуемого КУ в общем случае включает следующее:

- уравнения, позволяющие определить основные геометрические параметры колес героторной пары в целом, параметры профиля зуба, кинематические параметры;
- неравенства, отражающие необходимые ограничения на геометрические, кинематические и другие параметры;
- уравнения, позволяющие определить рабочий объем, критерии оптимальности.

#### 1.1. Параметрические ограничения.

В качестве варьируемых приняты следующие параметры:  $rs$  – радиус сателлита;  $g$  – радиус цевочного колеса;  $e$  – эксцентриситет;  $b$  – ширина внутреннего и внешнего ротора. Пределы изменения варьируемых параметров составляют параметрические ограничения.

#### 1.2. Функциональные ограничения.

Значение эксцентриситета  $e$  должно определяться неравенством

$$\frac{g}{7} < e < \frac{g}{2}.$$

Радиус цевочного колеса  $g$  выбирается из условия

$$\frac{rs}{7} < g < \frac{2rs}{3}.$$

#### 1.3. Критерии качества.

Качество проектируемого КУ насоса можно определить рядом показателей-критериев, отражающих различные характеристики его функционирования.

В качестве критериев принимаются три показателя: рабочий объем насоса, радиус кривизны сателлита и пульсация подачи.

Так как рабочий объем в общем случае является произведением ширины сателлита на площадь межзубьевого пространства, то в дальнейшем как критерий будем рассматривать эту площадь, отдавая предпочтение вариантам с большими значениями  $S$ :

$$F_1 = S$$

Для исключения неблагоприятного воздействия на зацепление (нарушение плавности сопряжения) должно выполняться условие

$$F_2 = g < \rho = \frac{3r}{z_2} \sqrt{\frac{3z_2(1-m^2)}{z_2 + 2}}$$

где  $\rho$  — радиус кривизны для сателлита.

Форма профиля зубьев существенно влияет на пульсацию насоса

$$F_2 = \sigma_Q = \frac{(Q_{max} - Q_{min}) \times 2}{Q_{max} + Q_{min}}$$

Таким образом, рассматривается три критерия, которые в совокупности определяют качество КУ.

## *2. Решение многокритериальной задачи.*

Методика решения поставленной задачи предусматривает следующие этапы:

- анализ научно-технической и патентной литературы для назначения и ввода в модель конкретных значений,  $z_2$ ,  $z_1$ ,  $r_s$ ,  $g$ ,  $e$ , которые подлежат дальнейшему уточнению;
- локальную оптимизацию, проводимую в диалоговом режиме, когда один или несколько параметров изменяются в заданном конструкторском интервале, а остальные фиксированы. Это исследование целесообразно проводить при изменении  $g$ ,  $e$ ;
- поиск решения на основе анализа результатов локальных оптимизаций.

Задача решалась для КУ героторного насоса с давлением 15 МПа и числом зубьев сателлита  $z_2 = 6$ .

На первом этапе, на основе анализа литературы, в модель были введены начальные значения  $g = 20$  мм,  $r_s = 37.33$  мм.

Варьируемый параметр  $e$  (эксцентриситет) изменялся в интервале  $1 < e < 6,5$ . На первом этапе исследований было взято 12 пробных точек (пробная точка - это сово-

купность значений варьируемых параметров, находящихся в интервале параметрических ограничений) [1].

Результаты испытаний с номерами точек и соответствующими им значениями критериев качества приведены в табл. 1. Анализ данных показал, что из 12 пробных точек удовлетворяют функциональным ограничениям точки 1-9. Значения трех критериев обеспечивают предъявляемые к характеристикам КУ требования. Однако максимальные значения критерия  $F_1$  (основного критерия) принадлежат точкам 8-9.

Таблица 1

Таблица испытаний при  $e = 1..6,5$ .

Номер точки	Эксцентриситет, $e \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$F_1$ $10^{-6} \text{ м}^3$	$F_2$ $10^{-2} \text{ м}$	$F_3$
1	1	7.63511	31.44	0.004999
2	1.5	9.45022	30.844	0.018531
3	2	11.1116	30.1104	0.047557
4	2.5	12.6119	29.2288	0.098719
5	3	13.9415	28.1854	0.177167
6	3.5	15.0876	26.9614	0.284275
7	4	16.0334	25.5309	0.415545
8	4.5	16.7553	23.8500	0.559391
9	5	17.2196	21.8828	0.696295
10	5.5	17.3752	19.5188	0.795226
11	6	17.1359	16.5987	0.800934
12	6.5	16.332	12.7458	0.627084

На следующем этапе, при определении максимальной рабочей площади насоса, в качестве варьируемого параметра был взят радиус цевочного колеса  $g$ , который изменялся в интервале 3 мм  $< g < 33$  мм и введены конкретные значения  $e = 4.67$  мм,  $r_s = 37.33$  мм.

Из 31 пробных точек (часть из них представлена в табл. 2) удовлетворяют функциональным ограничениям точки 6-16. Однако максимальные значения критерия  $F_1$  и  $F_3$  принадлежат точкам 8, 9, которые являются оптимальными решениями.

Таблица 2

Таблица испытаний при  $g = 7..19$ .

Номер точки	Радиус $g \cdot 10^{-3}$ мм	$F_1$ $10^{-6} \text{ м}^3$	$F_2$ $10^{-2} \text{ м}$	$F_3$
5	7	19.998	12.6316	0.384785
6	8	19.6831	13.6004	0.424835
7	10	19.3907	14.5264	0.458747
8	11	19.118	15.4174	0.487383
9	12	18.8627	16.2791	0.511512
10	13	18.6231	17.1159	0.531797
11	14	18.3974	17.9313	0.548804
12	15	18.1845	18.7281	0.563008
13	16	17.9831	19.5036	0.574812
14	17	17.7923	20.2747	0.584552
15	18	17.6112	21.0279	0.592514
16	19	17.4391	21.7695	0.598939

Весь комплекс исследований был проведен с помощью разработанной диалоговой системы оптимизации на ЭВМ Celeron-566.

### ВЫВОДЫ.

Критерияльная постановка задачи позволяет оценить различные характеристики качающего узла героторного насоса и спроектировать его с оптимальными параметрами. Для данного насоса оптимальная величина параметра  $e$  находится в пределах 4,5..5 мм, величина параметра  $g$  – 11..12 мм. Дальнейшее сужение области решений основывается на дополнительной информации, сообщаемой конструктором-исследователем.

Результаты расчета качающих узлов были экспериментально проверены при создании героторного насоса с рабочим объемом 22 см<sup>3</sup>/об и давлением 15 МПа.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. - М.: Наука, 1981. - 107 с. 2. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. - М.: Машиностроение, 1972. 151 с. 3. Растрюгин Л.А. Системы экстремального управления. - М.: Наука, 1974. - 362 с.