

РАСЧЕТ УПЛОТНЕНИЙ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН НА ПРИМЕРЕ ШЕСТЕРЕНЧАТЫХ И АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН (МАКСИМАЛЬНО ВОЗМОЖНЫХ УТЕЧЕК)

А. А. Ильющенко, А. В. Синецкий

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

Научные руководители: Ю. А. Андреевец, Д. В. Лаевский

Гидравлические и пневматические машины и агрегаты имеют весьма широкое, непрерывно возрастающее применение в различных отраслях техники: химическом и энергетическом машиностроении, авиации, судостроении, автомобильной промышленности и др. Уплотнительные устройства являются одним из основных элементов, от которых во многом зависит надежность действия, а также дальнейшее развитие гидравлических и пневматических машин и механизмов. Однако уплотнения являются в то же время и наиболее слабым звеном в гидравлических системах. При выходе уплотнений из строя гидравлические агрегаты становятся неработоспособными, а в отдельных случаях может появиться опасность аварии.

Среди актуальных вопросов и проблем, требующих рассмотрения, необходимо отметить следующие:

1. Надежность герметизации и долговечность при высоких давлениях.
2. Защита контактных уплотнений при применении высоких давлений и наличии относительного движения.
3. Надежность герметизации при высоких угловых скоростях валов.
4. Разработка теории смазки уплотнений и определение утечки.

Все уплотнительные устройства по характеру уплотняемых соединений подразделяются на следующие три основные группы:

- для соединений с возвратно-поступательным движением деталей (уплотнения штоков и поршней);
- для соединений с вращательным движением (уплотнения валов);
- для неподвижных соединений (уплотнения доньев, крышек и др.).

По принципу действия уплотнительные устройства подразделяются на два вида:

- контактные, осуществляющие герметизацию за счет плотного прилегания уплотняющих деталей к соответствующим сопряженным поверхностям;
- бесконтактные, работающие при наличии щелей (зазоров) в соединениях.

Уплотнительные устройства должны удовлетворять конкретным условиям работы проектируемого гидравлического агрегата или механизма. Ниже приводятся основные требования, предъявляемые к уплотнительным устройствам.

1. Обеспечение необходимой степени герметизации соединений с учетом условий работы агрегатов.
2. Долговечность уплотнений должна обеспечивать заданное число рабочих циклов агрегата или срок службы.
3. Обеспечение наименьших потерь на трение и минимальных утечек.
4. Отсутствие чрезмерного разогрева агрегата при работе от действия сил трения в уплотнениях.

Утечка жидкости через соединения с радиальными контактными уплотнениями

Утечка жидкости через контактные уплотнения при вращательном движении значительно меньше, чем при возвратно-поступательном движении. По мере увеличения износа при остановке вала появляется значительная утечка жидкости (до 100 см^3); а после выработки избытка резины в сечении кольца, создававшего предварительный натяг, наступает прорыв жидкости.

При определении долговечности после появления утечки жидкости более $10 \text{ см}^3/\text{ч}$ уплотнение считалось условно вышедшим из строя, хотя оно и было еще работоспособным. Критерий выхода уплотнений из строя по величине относительной утечки должен определяться конкретными требованиями, предъявляемыми к данной машине.

Как следует из опытных данных, для резиновых радиально-контактных уплотнений утечка жидкости обычно увеличивается с ростом факторов, определяющих износ уплотнений: с увеличением давления жидкости p , скорости вала v и времени работы T . Утечка жидкости уменьшается с увеличением предварительного натяга уплотнительного элемента, устанавливаемого, при сборке относительно вала, с увеличением отношения длины уплотнения V :

$$Q_y = F[(p'_{rf}), L, \frac{p_r}{p}, p_0, d, \eta, v]. \quad (1)$$

Величина максимально возможной утечки жидкости из радиально-контактного уплотнения может быть представлена следующей зависимостью:

$$Q_y \approx \frac{C_1 d v^{k_3}}{\eta t' (\frac{p_r}{p})^{k_1} (1 - d^{-z})} C_0, \quad (2)$$

где η – коэффициент динамической вязкости, $\text{Па} \cdot \text{с}$; d – диаметр вала, см ; C_0, C_1 – опытный коэффициент; v – скорость вала; p – давление на манжету, атм ; p' – давление под манжетой, атм , t' – ширина контакта манжеты с валом, см ; k_1, k_3 – коэффициенты [1, с. 97].

При работе уплотнения должен быть натяг. Если зазор больше 0, уплотнение выходит из строя. Пределы изменения Z : $0 < Z < 1$. При $L = 0$ $Z = 1$ – в начале работы, при $b = k_2(p'_{rf})^{mi}$ $Z = 0$ – при выходе уплотнения из строя. Z принимаем равный 1 для новой манжеты.

В условиях проводимых опытов (веретенное масло 2, температура масла $60 \text{ }^\circ\text{C}$, чистота обработки $h 7$, биение вала $0,05 \text{ мм}$, для маслостойкой резины).

Произведем расчет максимально возможной утечки через манжетное уплотнение для шестеренчатого и аксиально-поршневого насосов гидромашин для новых манжет:

– для шестеренчатого насоса:

$$Q_y = \frac{3600 \cdot 4 \cdot 10^{-10} \cdot 2 \cdot (1,047 \cdot 10^{-2})^{0,05}}{0,358 \cdot 10^{-2} \cdot 0,2 \cdot (\frac{2}{5})^{0,7} \cdot (1 - 2^{-1})} = 0,019 \frac{\text{см}^3}{\text{ч}},$$

где $\eta = 0,358 \text{ Па} \cdot \text{с}$; $d = 2 \text{ см}$; $C_0 = 1$; $C_1 = 4 \cdot 10^{-10}$; $v = 1,047 \text{ м/с}$; $p = 5 \text{ атм}$; $p' = 2 \text{ атм}$, [1, рис. 44]; $l' = 0,2 \text{ см}$, $k_1 = 0,7$; $k_3 = 0,05$, $z = 1$ (так как манжета является новой);

– для аксиально-поршневого насоса:

$$Q_y = \frac{3600 \cdot 4 \cdot 10^{-10} \cdot 4,5 \cdot (3,534 \cdot 10^{-2})^{0,05}}{0,358 \cdot 10^{-2} \cdot 0,2 \cdot \left(\frac{1,1}{10}\right)^{0,7} \cdot (1 - 4,5^{-1})} = 0,048 \frac{\text{см}^3}{\text{ч}},$$

где $\eta = 0,358 \text{ Па} \cdot \text{с}$; $d = 4,5 \text{ см}$; $C_0 = 1$; $C_1 = 4 \cdot 10^{-10}$; $v = 3,534 \text{ м/с}$; $p = 10 \text{ атм}$; $p' = 1,1 \text{ атм}$, [1, рис. 44]; $l' = 0,2 \text{ см}$, $k_1 = 0,7$; $k_3 = 0,05$, $z = 1$ (так как манжета является новой).

Данные значения максимально возможных утечек для обеих гидромашин не превышают $10 \text{ см}^3/\text{ч}$.

Уплотнения неподвижных соединений

Уплотнения неподвижных соединений по конструктивным особенностям можно подразделить на уплотнения без промежуточных элементов и на уплотнения с промежуточными элементами; по виду профиля – плоские и фасонные; по характеру работы – на уплотнения, у которых давление рабочей среды уменьшает давление между сопряженными поверхностями (не самоуплотняющиеся) и на уплотнения, у которых при увеличении давления рабочей среды увеличивается контактное давление между сопряженными поверхностями (самоуплотняющиеся). Без промежуточных элементов обычно выполняются плоские соединения, у которых герметичность обеспечивается за счет шлифовки или шабровки сопряженных поверхностей.

Расчет уплотнительных колец для аксиально-поршневой гидромашинны

Кольцо передней крышки

Исходные данные: материалом колец принимаем морозостойкую резину В-14; модуль упругости резины: $E = 5 \cdot 10^6 \text{ Па}$; диаметр сечения кольца: $d_2 = 5,8 \text{ мм}$; внутренний диаметр кольца: $d_1 = 78,4 \text{ мм}$; диаметр канавки: $D_1 = 80 \text{ мм}$; высота канавки: $h = 4,5 \text{ мм}$.

Коэффициент растяжения кольца:

$$\alpha = \left[\frac{D_1 + d_2}{d_1 + d_2} \right] = \left[\frac{80 + 5,8}{78,4 + 5,8} \right] = 1,019.$$

Степень сжатия кольца:

$$\varepsilon = \left[\frac{d_2 - h}{d_2} \right] 100 \% = \left[\frac{5,8 - 4,5}{5,8} \right] 100 \% = 22,4 \%$$

Среднее контактное давление (для $+20 \text{ }^\circ\text{C}$):

$$p_{\varepsilon(20)} = 1,25\varepsilon E \cdot 10^{-2} = 1,25 \cdot 22,4 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot 10^{-2} = 1,4 \text{ МПа}.$$

Контактное давление, необходимое для герметичной работы при температуре до $-60 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$p_{\varepsilon(-60)} = p_{\varepsilon(20)} + m\Delta t = 1,4 + 0,017 \cdot 35 = 1,995 \text{ МПа},$$

где $\Delta t = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ – разность между минимальной эксплуатационной температурой и температурой, при которой начинается резкое падение контактного давления (-25°).

Кольцо задней крышки

Аналогично рассчитываем уплотнительное кольцо задней крышки.

Исходные данные: диаметр сечения кольца: $d_2 = 8,5$ мм; внутренний диаметр кольца: $d_1 = 133$ мм; диаметр канавки $D_1 = 141$ мм; высота канавки $h = 6,8$ мм.

Коэффициент растяжения кольца:

$$\alpha = \left[\frac{D_1 + d_2}{d_1 + d_2} \right] = \left[\frac{137 + 8,5}{133 + 8,5} \right] = 1,028.$$

Степень сжатия кольца:

$$\varepsilon = \left[\frac{d_2 - h}{d_2} \right] 100 \% = \left[\frac{8,5 - 6,8}{8,5} \right] 100 \% = 20 \%$$

Среднее контактное давление (для $+20$ °С):

$$p_{\varepsilon(20)} = 1,25\varepsilon E \cdot 10^{-2} = 1,25 \cdot 20 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot 10^{-2} = 1,25 \text{ МПа.}$$

Контактное давление, необходимое для герметичной работы при температуре до -60 °С:

$$p_{\varepsilon(-60)} = p_{\varepsilon(20)} + m\Delta t = 1,25 + 0,017 \cdot 35 = 1,845 \text{ МПа.}$$

При температурах ниже -60 °С материал, из которого изготовлено кольцо, разрушится и герметичность нарушится.

Величина утечки через крышку $Q_y = 0$.

Литература

1. Макаров, Г. В. Уплотнительные устройства / Г. В. Макаров. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1973. – 232 с.
2. Абрамов, Е. И. Элементы гидропривода / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – М. ; Киев : Техника, 1977. – 320 с.