

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ НА РАБОТУ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ ТИПА 210

С. М. Свириденко

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

Научные руководители: Ю. А. Андреевец, Д. Л. Стасенко

Постановка задачи

Поршневой узел с элементами гидростатической разгрузки и торцевой распределитель аксиальных гидромашин (рис. 1) являются наиболее нагруженными и, как следствие, наиболее слабыми узлами гидромашин. Одним из вариантов конструктивного усовершенствования следует считать коррекцию силы гидростатического отжатия.

В тонком жидкостном слое между распределителем и блоком цилиндров конструктивно обеспечивается регламентированное соотношение прижимающих и отжимающих сил, определяемое по формуле [1, с. 24]:

$$T_{\text{отж}} = \lambda T_{\text{приж}}, \quad (1)$$

где $\lambda = 0,90-0,98$ – коэффициент соотношения сил.

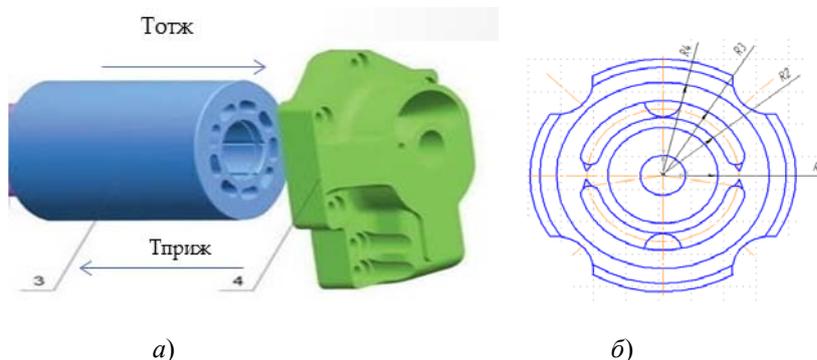


Рис. 1. Аксиально-поршневая гидромашина типа 210:
а – приложение сил в распределительном узле;
б – геометрические размеры распределителя

При расчете высоконагруженных узлов аксиально-поршневой гидромашин, к которым относится торцевой распределитель, необходимо учитывать влияние температуры и рабочего давления на вязкость жидкости. Выражение, отражающее влияние давления и температуры на вязкость имеет вид [2, с. 16]:

$$\mu = \mu_0 \exp(-\alpha(p_0 - p) - \beta(T - T_0)), \quad (2)$$

где T , T_0 – рабочая и начальная температуры жидкости; p_0 и p – соответственно рабочее и текущее значения давления; α – пьезокоэффициент; β – термокоэффициент.

Температурный перепад можно выразить через удельную энергию, затрачиваемую на перемещение утечек в торцевом зазоре по формуле

$$T - T_0 = \frac{p_0 - p}{\gamma J c} = k(p_0 - p), \quad (3)$$

где γ – плотность жидкости; c – теплоемкость жидкости; J – механический эквивалент тепла.

С учетом соотношения (3) получаем следующего рода зависимость:

$$\mu = \mu_0 \exp(-\alpha + \beta k(p_0 - p)), \quad (4)$$

$p_t = 1/(\alpha + \beta k)$ как условное пьезотермическое давление. Следовательно, выражение (4) можно записать в виде

$$\mu = \mu_0 \exp((p_0 - p) / p_t). \quad (5)$$

Усредненная сила гидростатического отжатия на распределителе, имеющего геометрические размеры $R_1 = 26,78$ мм, $R_2 = 30$ мм, $R_3 = 50$ мм, $R_4 = 56$ мм; без учета вязкости вычисляется по формуле

$$T_{\text{отж}} = \pi p_0 \left[\int_{R_1}^{R_2} \frac{\ln \frac{R_1}{r}}{\ln \frac{R_1}{R_2}} r dr + \int_{R_4}^{R_3} \frac{\ln \frac{R_4}{r}}{\ln \frac{R_4}{R_3}} r dr \right] + \frac{\pi}{2} p_0 (R_3^2 - R_2^2), \quad (6)$$

где $p_0 = 20 \cdot 10^6$ – номинальное давление в аксиально-поршневой гидромашине типа 210; $R_{1,2,3,4}$ – радиус уплотняющих поверхностей распределителя (рис. 2).

Сила гидростатического отжатия с учетом индекса вязкости жидкости:

$$T_{\text{отж}} = \pi \left[\int_{R_1}^{R_2} \left[p_0 - p_t \ln \left[1 - \frac{\ln \frac{R_1}{r}}{\ln \frac{R_1}{R_2}} \left(1 - \exp \frac{p_0}{p_t} \right) \right] r dr + \int_{R_4}^{R_3} \left[p_0 - p_t \ln \left[\frac{\ln \frac{R_4}{r}}{\ln \frac{R_4}{R_3}} \left(1 - \exp \frac{p_0}{p_t} \right) \right] r dr \right] \right] + \frac{\pi}{2} p_0 (R_3^2 - R_2^2). \quad (7)$$

Аксиально-поршневые гидромашини могут работать в технологическом оборудовании и мобильных машинах. Для исследования возьмем жидкости, наиболее часто используемые в подобных системах с разным коэффициентами вязкости.

Основные технические характеристики жидкостей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики рабочих жидкостей

Наименование параметра	Обозначение, ед. изм.	ИГП-48	МГЕ-10	АМГ-10
Вязкость при 20 °С	ν_{20} , сСт	50	24	2,5
50 °С	ν_{50} , сСт	16,9	10,6	1,5

Окончание табл. 1

Наименование параметра	Обозначение, ед. изм.	ИГП-48	МГЕ-10	АМГ-10
Удельная теплоемкость	$c, \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	0,45	0,45	0,5
Удельный вес	$\gamma, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	886–910	876–910	806–830
Пьезокоэффициент	$\alpha, \frac{\text{см}^2}{\text{кг}}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$
Термокоэффициент	$\beta, 1/\text{град}$	$3,68 \cdot 10^{-2}$	$2,7 \cdot 10^{-2}$	$1,77 \cdot 10^{-2}$
Коэффициент k	$k, \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$	$5,78 \cdot 10^{-2}$	$5,7 \cdot 10^{-2}$	$5,85 \cdot 10^{-2}$
Условное пьезометрическое давление	$pt, \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$	226	260	480

Расчет отжимающей силы по формулам (6) и (7) с учетом условного пьезометрического давления приведен в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчетов

Вид жидкости	Результат расчета без учета вязкости	Результат расчета с учетом вязкости
ИГП-28	3,85 кН	5,7 кН
МГЕ-10		5,0 кН
АМГ-10		4,56 кН

Изменяя давление p_0 от 50 до 350 атм (5–35 МПа), получаем график зависимости отжимающей силы с учетом и без учета вязкости жидкости (рис. 3).

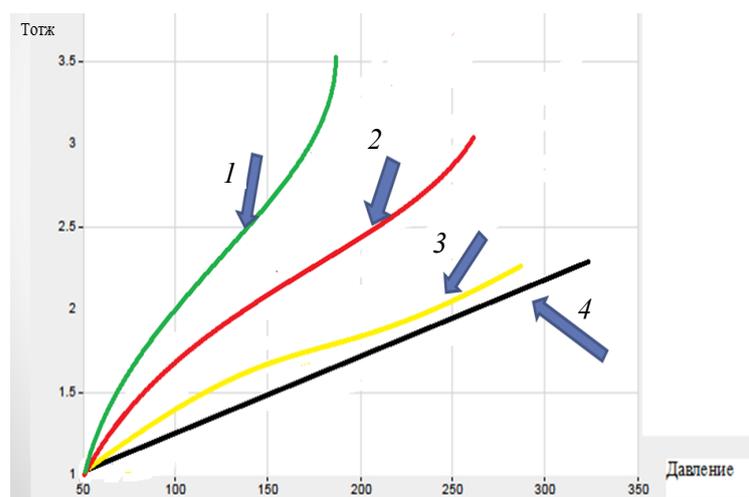


Рис. 2. Результаты расчета сил гидростатического отжатия:

1 – для индустриального масла ИГП-48; 2 – для моторного масла МГЕ-10;
3 – для авиационного масла АМГ-10; 4 – зависимость без учета вязкости

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Сила отжатия на распределителе аксиально-поршневой гидромашины не пропорциональна рабочему давлению. Она зависит от индекса вязкости ν . Изменения вязкости происходят под действием давления и температуры, удельного веса и теплоемкости рабочей жидкости.

2. Соотношение сил прижатия и отжатия блока цилиндров от распределителя не остается постоянным, и при повышении рабочего давления нарастает дефицит силы гидростатического отжатия.

3. Нарастающий недостаток силы гидростатического отжатия по мере увеличения рабочего давления более ощутим при работе на жидкости, обладающей более низким индексом вязкости.

Л и т е р а т у р а

1. Ершов, Б. И. Отжимающая сила в торцевом зазоре / Б. И. Ершов // Вестн. машиностроения. – 1974. – С. 23–25.
2. Башта, Т. М. Гидравлика и гидравлические машины / Т. М. Башта. – 1969. – С. 259.
3. Ершов, Б. И. Отжимающая сила в торцевом распределителе АПГМ / Б. И. Ершов // Вестн. машиностроения. – 1977. – С. 14–16.