

УДК 622.693.4

**О ГРАНИЦАХ КВАЗИСТАЦИОНАРНОСТИ КОЭФФИЦИЕНТОВ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ
ТЕЧЕНИИ НЕНЬЮТОНОВСКОЙ ЖИДКОСТИ**

Коваленко А.А., к.т.н., доц., Рисухин Л.И., ст. преп.

*Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, г. Луганск
91034 г. Луганск, кв. Молодежный, 20а*

E-mail: uni@snu.edu.ua

Введение. Одним из вопросов при разработке математических моделей гидравлических устройств является использование в них эмпирических зависимостей, полученных в результате статических испытаний. Такая необходимость очевидна, т.к. в настоящее время невозможно получить аналитически, например, коэффициенты гидравлического сопротивления сложных каналов. В случае течения водоугольных смесей, которые представляют собой неньютоновские жидкости, задача становится еще более сложной. Поэтому большинство математических моделей гидравлических машин [1-3] использует эмпирические зависимости для коэффициентов гидравлического сопротивления, расхода, полученные в статике, предварительно определив границы применения этих зависимостей (границы квазистационарности). Такие границы найдены для случая течения ньютоновской жидкости в каналах различных гидравлических устройств [4].

Цель работы. Определить границы применения статических зависимостей коэффициентов расхода клапанов поршневого насоса и коэффициентов взаимодействия между жидкостью и клапаном при течении неньютоновской жидкости.

Материалы и результаты исследования. За характерное сечение принята клапанная щель, где диапазон изменения ускорения жидкости наибольший и в наибольшей степени проявляются ее инерционные свойства, вызывающие отклонение гидравлических характеристик в статике и динамике. Таким образом, если будут найдены границы квазистационарности для щели клапана, они будут тем более справедливы для остальных элементов проточной части насоса.

Рассмотрим случай движения водоугольной смеси с реологической степенной моделью течения

$$\tau = \kappa \dot{\epsilon}^n$$

в щели клапана поршневого насоса. В этом выражении τ – касательные напряжения, $\dot{\epsilon}$ – скорость сдвига, κ – показатель консистентности смеси, n – показатель неньютоновского поведения.

При нестационарном течении водоугольной смеси для выбранных сечений I-I и II-II (рис. 1) запишем обобщенное уравнение Бернулли:

$$b_n r l \frac{dV_1}{dt} + a_{2n} r \frac{V_2^2}{2} - a_{1n} r \frac{V_1^2}{2} + z_n r \frac{V_2^2}{2} = p_1 - p_2, \quad (1)$$

где V_2, p_2, V_1, p_1 , – скорости и давления в сечениях II и I, $\beta_n, \alpha_{1n}, \alpha_{2n}$ – нестационарные коэффициенты количества движения и кинетической энергии, ρ – плотность смеси, l – приведенная длина, на которой проявляются инерционные свойства водоугольной смеси, ζ_n – нестационарный коэффициент сопротивления клапанного узла.

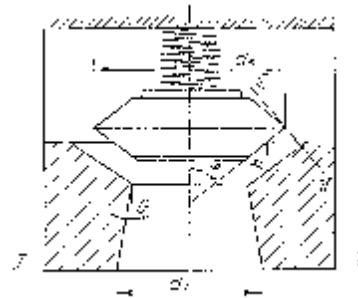


Рисунок 1 – Расчетная схема течения

При течении водоугольной смеси, являющейся неньютоновской жидкостью, коэффициент гидравлического сопротивления клапанного узла как местного сопротивления определяется обобщенной зависимостью [5]:

$$z_n = \frac{a}{Re} + z_{\kappa}$$

Здесь z_{κ} – коэффициент местных потерь энергии в квадратичной зоне течения. Для псевдопластических жидкостей коэффициент a зависит от типа местного сопротивления и числа Рейнольдса, т.е.

$$z_n = \frac{z}{(Re)^m} + z_{\kappa},$$

где z, m – экспериментальные коэффициенты, определяемые конструкцией местного сопротивления. В соответствии со степенной моделью течения [6]:

$$Re = \frac{8V_2^{(2-n)} h^n r}{\kappa (6 + 2/n)^n}, \quad (2)$$

Окончательно получаем коэффициент гидравлического сопротивления клапанного узла:

$$z_n = \frac{z \kappa^m (6 + 2/n)^{mn}}{(8r)^m V_2^{m(2-n)} h^{mn}} + z_{\kappa} \quad (3)$$

В этом выражении h – высота подъема клапана над седлом.

Используя выражения (2) и (3) приведем уравнение (1) к виду:

$$b_n r l \frac{dV_1}{dt} + a_{2n} r \frac{V_2^2}{2} - a_{1n} r \frac{V_1^2}{2} + \left[\frac{z\kappa^m (6+2/n)^{mn}}{(8r)^m V_{y2}^{m(2-n)} h^{mn}} + z_\kappa \right] \frac{rV_2^2}{2} = p_1 - p_2 \quad (4)$$

Площадь щели клапана определяется формулой:

$$F_{щ} = \pi d_\kappa h \sin\varphi,$$

где d_κ – диаметр клапана.

Скорость водоугольной смеси V_1 в седле клапана может быть выражена по условию неразрывности потока (при постоянном значении $h=const$) через скорость V_2 в щели клапана с учетом нестационарного коэффициента сжатия потока ε_n :

$$V_1 = \frac{4e_n d_\kappa h \sin j}{d_1^2} V_2 \quad (5)$$

Здесь d_1 – диаметр входа в седло клапана, φ – конусный угол тарелки клапана.

Получение уравнение соответствует форсирующему звену и может быть записано следующим образом:

$$T \frac{d(\Delta V_2)}{dt} + \Delta V_2 = \kappa_n \Delta p$$

Постоянная времени T , равная

$$T = \frac{4bled_\kappa h \sin j}{[a_2 - B_1 + B_2 + z_\kappa] d_1^2 V_{y2}};$$

$$B_1 = a_1 \frac{16d_\kappa^2 h^2 e^2 \sin^2 j}{d_1^4};$$

$$B_2 = \frac{0,5z\kappa^m (6+2/n)^{mn} (mn-2m+2)}{(8r)^m V_{y2}^{m(2-n)} h^{mn}}$$

учитывает инерцию водоугольной смеси при движении в щели клапана насоса.

Амплитудно-частотная характеристика имеет вид:

$$A(w) = \sqrt{T^2 w^2 + 1}.$$

Влияние инерции водоугольной смеси на отклонение скорости в щели клапана будет незначительно при условии выполнения неравенства

$$\sqrt{T^2 w^2 + 1} \leq 1,05, \quad w \leq 1/3T.$$

Используя число Струхала

$$Sh_0 = \frac{wh}{V_{y2}},$$

получим соотношение

$$Sh_0 = \frac{[a_2 - B_1 + B_2 + z_\kappa] d_1^2}{12bled_\kappa \sin j}.$$

Полученный критерий позволяет определить частоту колебаний скорости жидкости, связанную с быстроходностью насоса, при которой влияние сил инерции на гидравлические характеристики клапанной щели пренебрежимо мало.

Он отличается от найденного критерия для ньютоновской жидкости наличием дополнительного члена

$$\frac{0,5z\kappa^m (6+2/n)^{mn} (mn-2m+2)}{(8r)^m V_{y2}^{m(2-n)} h^{mn}},$$

который учитывает свойства водоугольной смеси.

Гидродинамическая сила, действующая на клапан со стороны водоугольной смеси, определяется выражением

$$R_{z.o} = (p_1 - p_2) F_\kappa - rQ_1 (V_2 \cos j - V_1) - r l F_1 \frac{dV_1}{dt}.$$

Границы квазистационарности по коэффициенту силового взаимодействия могут быть использованы из работы [4]:

$$Sh_0 \leq \frac{2h(d_1 \cos j - 4eh \sin j)}{3ld_1}.$$

В отечественном трубопроводном транспорте для передачи водоугольных смесей используются трехпоршневые и двухпоршневые насосы двойного действия с числом двойных ходов $n_x = 65-130$ ход/мин. Характерными числами Струхала при работе этих машин является $Sh_0 = 0,038 - 0,08$.

Граничные числа Струхала при течении водоугольной смеси в щелях клапанов вышеуказанных насосов равны $Sh_z = 0,97$.

Выводы. Таким образом, для поршневых насосов с числом двойных ходов $n_x = 65-130$ ход/мин и подачей, не превышающей $Q = 18$ м³/час при их работе на водоугольной смеси получено условие $Sh_0 < Sh_z$, позволяющее применять в гидродинамических расчетах квазистационарные значения коэффициентов сопротивления клапана и коэффициента силового взаимодействия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дядичев К.М., Коваленко А.А., Косенко-Белинский Ю.А., Нгуен Кхак Тхань. Математическое моделирование рабочего процесса поршневого насоса// Конструирование и производство транспортных машин. – Харьков, 1985.–Вып.17.–С.92-96.
2. Zarotti G.L. and Nervegna N. Pump efficiencies approximation and modeling. VI-th Int. Fluid Power Symposium, Cambridge U.K., April 1981, paper c 4, 145-164.
3. Mc Candlish, R.E. Dorey. The mathematical modeling of hydrostatic pumps and motors//Proc. Inst. Mech. Eng. – 1983.- №10.
4. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы/ Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.
5. Сорока С.И. Реология жидкости/ С.И.Сорока. – Луганск. Изд. ВНУ им. В. Даля, 1997. - 48 с.
6. Parzonka W. Modellierung der Transportvorgänge in horizontalen Rohrleitungen. Viertes Kolloquium über Hydromechanisation. – DDR, Karl-Marx-Stadt, 1985.

Стаття надійшла 30.09.2008 р.

Рекомендовано до друку д.ф.-м.н., проф.

Слізаровим О.І.Д.