

АНАЛИЗ РАСХОДНО-ПЕРЕПАДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕЧЕНИЯ ПОТОКА ЖИДКОСТИ В ЗОЛОТНИКОВЫХ ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫХ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯХ

Д. В. Лаевский, В. А. Тишкевич

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

Научный руководитель Д. Л. Стасенко

Введение. Одним из направлений в повышении эффективности и технического уровня технологического оборудования и современной мобильной техники является разработка и внедрение пропорциональной гидроаппаратуры привода, в котором связь управляющего органа с исполнительным механизмом осуществляется без применения механических передач. Эта особенность пропорциональной гидроаппаратуры привода обеспечивает полную свободу его компоновки, позволяет упростить конструкцию и снизить металлоемкость оборудования и машины.

Основной целью работы является анализ расходно-перепадных характеристик пропорциональных гидрораспределителей с целью ее улучшения.

Одним из важнейших параметров в гидрораспределителях является статическая характеристика, которая представляет собой зависимость потерь давления ($\Delta p' = p_1 - p_2$) в проточной части от проходящего расхода Q рабочей жидкости через аппарат. Расход Q рабочей жидкости через аппарат определяется из выражения [1]:

$$Q = \mu_{\text{щ}} S_{\text{щ}} \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}} = \mu_{\text{щ}} w x \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где $\mu_{\text{щ}}$ – коэффициент расхода проходного отверстия (щели) проточной части гидрораспределителя; $S_{\text{щ}}$ – площадь щели; g – ускорение силы тяжести; Δp – перепад давления между каналами; γ – вес единицы объема жидкости; w – длина щели по дуге; x – величина открытия окна запорно-регулирующего элемента; ρ – плотность жидкости.

Из схемы элемента плунжерной пары (рис. 1) видно, что поток жидкости проходит из камеры A в камеру B через щель, образованную проточной частью и запорно-регулирующим элементом (ЗРЭ), под углом α (величина которого для идеальной жидкости может достигать значения $\alpha = 69^\circ$) [1].

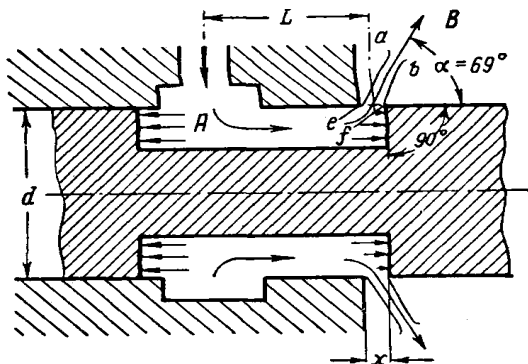


Рис. 1. Схема движения потока жидкости в проточной части гидрораспределителя

Расход рабочей жидкости зависит от трех переменных величин: $S_{\text{щ}}$, $\mu_{\text{щ}}$ и ρ . При использовании определенной рабочей жидкости ρ принимают постоянной. В большей степени расход Q зависит от площади поперечного сечения щели, которая определяется величиной открытия x . Коэффициент расхода $\mu_{\text{щ}}$ зависит от формы щели и от структуры потока в ней, т. е. от числа Рейнольдса (Re). Число Re зависит от скорости потока на выходе из щели $\vartheta_{\text{щ}} = Q/S_{\text{щ}}\varepsilon$, где ε – коэффициент сжатия струи, определяется по формуле [2]:

$$Re = \frac{Q}{S\varepsilon} \frac{4}{\nu} \frac{S}{2\pi d} \approx \frac{2}{\pi} \frac{Q}{d\nu},$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости; d – диаметр регулирующего элемента.

Принятое упрощение основывается на том, что для большинства кольцевых щелей $0,7 < \varepsilon < 1$, принимают $\varepsilon \approx 1$ [2]. Для всех местных сопротивлений, в которых обтекаются острые кромки, характер зависимости $\mu_{\text{щ}} = f(Re)$ определяется не только коэффициентом сжатия струи, но и коэффициентом местных потерь ζ , который учитывает снижение скорости потока в щели из-за кинетической энергии. Принимая,

что скорость потока $\vartheta_{\text{щ}}$ в щели и ϑ_c в проходе соизмеримы, кинетическая энергия струи $\rho\vartheta_c^2/2$ за выходом из щели, как правило, рассеивается [2]:

$$\vartheta_{\text{щ}} = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2) + \rho \frac{\vartheta_c^2}{2}} \Rightarrow \vartheta_{\text{щ}} = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{\text{щ}}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p},$$

где $\zeta_{\text{щ}} = 1 + \zeta$ – коэффициент потерь в щели.

С увеличением числа Рейнольдса по мере увеличения турбулизации потока жидкости значения коэффициента потерь $\zeta_{\text{щ}}$ и коэффициент сжатия струи ε уменьшается и стремится к предельным значениям.

В зоне ламинарных режимов движения жидкости $\mu_{\text{щ}}$ интенсивно увеличивается из-за уменьшения $\zeta_{\text{щ}}$, это обуславливается потерями на трение. В зоне переходных режимов движения жидкости $\mu_{\text{щ}}$ определяется как убывающими потерями на трение, так и возрастающим сжатием струи ε . В зоне развитой турбулентности $\mu_{\text{щ,т}} = \varepsilon_{\text{т}} / \sqrt{\zeta_{\text{щ,т}}}$, где $\varepsilon_{\text{т}} = S_c / S_{\text{щ}}$ и в которой $\mu_{\text{щ}} \approx \mu_{\text{щ,т}}$ определяется предельным сжатием струи $\varepsilon_{\text{т}}$.

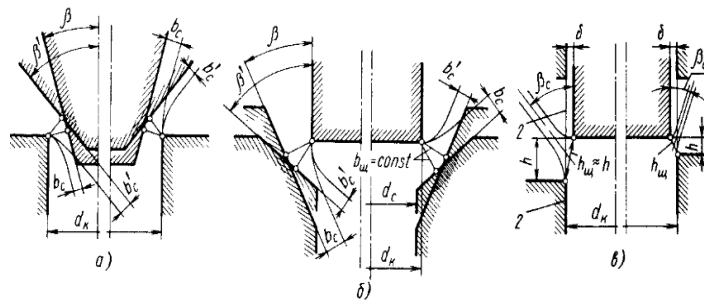


Рис. 2. Схемы истечения через различные формы образованные проточной частью и ЗРЭ:

a – коническая форма ЗРЭ и острая кромка седла; *б* – коническая форма седла и острая кромка ЗРЭ; *в* – острая кромка седла и ЗРЭ

Величины $\mu_{\text{щ}}$ и ε будут также зависеть от геометрии щели (рис. 2).

Для конической формы ЗРЭ (рис. 2, *a*) при течении из проходного отверстия с уменьшением угла β сжатие струи уменьшается из-за менее крутого поворота потока около кромки седла. Поэтому $\varepsilon_{\text{т}}$ и $\mu_{\text{щ,т}}$ с уменьшением β возрастают. При течении к проходному отверстию седла с уменьшением β поворот потока увеличивается и значения $\varepsilon_{\text{т}}$ и $\mu_{\text{щ,т}}$ при этом уменьшаются. Для щели с острой кромкой ЗРЭ и коническим седлом (рис. 2, *б*) зависимость обратная. При течении из отверстия седла с уменьшением β угол поворота увеличивается и значения $\varepsilon_{\text{т}}$ и $\mu_{\text{щ,т}}$ уменьшаются. При течении к седлу с уменьшением β величины $\varepsilon_{\text{т}}$ и $\mu_{\text{щ,т}}$ увеличиваются. Для щели (рис. 2, *в*) угол истечения переменен, так как обусловлен взаимодействием элементарных струек, подтекающих к щели из разных областей подводящей полости. Щели такого типа негерметичны, так как между затвором *1* и направляющей поверхностью *2* всегда существует некоторый средний радиальный зазор δ , способный и при закрытой щели пропускать жидкость [2].

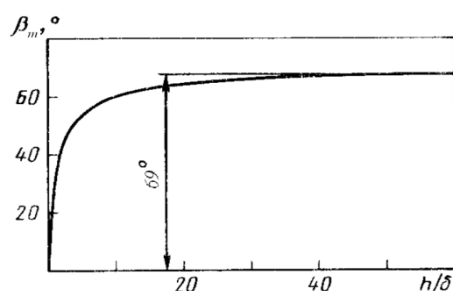


Рис. 3. Зависимость угла истечения струи острой кромки седла и ЗРЭ от относительно зазора

Теоретическая зависимость угла истечения для острой кромки седла и ЗРЭ (рис. 3) определяется по формуле $\beta_T = f(h/\delta)$ и стремится к своему пределу $\beta_T \approx 69^\circ$. В табл. 1 приведены различные варианты сопряжения каналов и проточной части [3].

Кроме изменения проточной части, ЗРЭ и форм кольцевых щелей для дросселирования жидкости в гидрораспределителях широко применяются прорезы (проточки) различной формы в ЗРЭ и направляющих поверхностях.

Варианты сопряжения каналов и проточной части

	β	ζ	Вход в виде обращенного внутрь насадка
	0,47–0,50	1,3–1	
	0,61–0,65	0,40–0,30	Вход в виде острой кромки, с углом 90°
	0,7–0,8	0,20–0,06	Вход с затупленной кромкой
	0,9	0,012	Вход со скругленной кромкой
	0,99	≈ 0	Профилированный вход
	$0,63+0,37/\gamma$	$(\gamma - 1)/(1,7\gamma + 1)$	Вход с острой кромкой (90°) для любого отношения $\gamma = S_0/S$

Из вышеизложенного очевидно, что величина коэффициента расхода $\mu_{ш}$ влияет на проходящее количество рабочей жидкости через аппарат и в большей степени зависит от геометрии щели. Поля коэффициента расхода $\mu_{ш}$ позволяют учесть влияния кромок проточной части и профиля запорно-регулирующего элемента и снизить потери давления потока рабочей жидкости за счет сопряжения каналов и канавок проточной части плавными криволинейными поверхностями и таким образом улучшить перепадно-расходную характеристику.

Литература

1. Башта, Т. М. Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств / Т. М. Башта. – М. : ОборонГиз, 1961. – 474 с.
2. Пузанов, А. В. Расходно-перепадные характеристики золотниковых распределителей и характеристики сил / А. В. Пузанов, И. Н. Холкин. – ОАО «СКБ ПА».
3. Гийон, М. Исследование расчет гидравлических систем / М. Гийон. – М. : Машиностроение, 1964.