

### 2.13. Истечение жидкости и газов через отверстия и насадки

Возьмем большой резервуар с жидкостью, имеющий отверстие в стене на глубине  $H$  (рис.2.27). Основным вопросом является определение скорости истечения и расхода жидкости для разных форм отверстий и насадок. Отверстия могут иметь различную геометрическую форму. Истечение жидкости через отверстия и насадки может происходить в атмосферу (незатопленное отверстие) или под уровень жидкости (затопленное отверстие).

При истечении жидкости через отверстия в тонкой стене или отверстия с острой кромкой (рис.2.27) происходит сжатие струи на выходе, так как частицы жидкости на выходе изменяют траекторию движения.

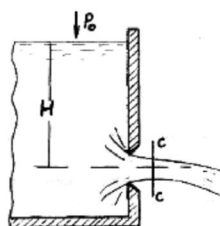


Рис.2.27.

В суженной части С-С площадь сечения струи  $A_c$  меньше площади отверстия  $A$ . Если другие факторы не влияют на выход струи, то происходит совершенное сжатие струи по всему периметру (полное сжатие). Степень сжатия оценивается коэффициентом сжатия струи.

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S}.$$

Для круглого отверстия с острыми кромками  $\varepsilon = 0,64$ . Считается, что при истечении жидкости через малые отверстия возникают только местные потери напора.

Скорость истечения в суженном сечении С-С будет

$$V_c = \sqrt{\frac{1}{\alpha + \zeta}} \cdot \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (2.52)$$

где  $\alpha$  - коэффициент кинетической энергии;  $\zeta$  - коэффициент сопротивления отверстия;  $\varphi$  - коэффициент скорости.

Расход жидкости

$$Q = V_c S_c = \varepsilon \varphi S \sqrt{2gH}.$$

Обозначив коэффициент расхода через  $\mu = \varepsilon \varphi$ , получим

$$Q = \mu S \sqrt{2gH}. \quad (2.53)$$

Величина  $H$  называется напором истечения. Истечение может происходить при постоянном напоре (установившееся движение) и переменном напоре (неустановившееся движение).

Истечение может происходить из одной емкости в другую (затопленное истечение), причем емкости могут быть закрытыми и открытыми, со свободной поверхностью жидкости и без неё. При всех случаях под напором истечения понимается разность напоров (давлений) до и после отверстия (рис.2.28)

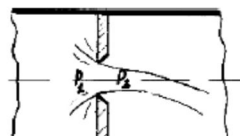


Рис.2.28

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g}, \quad (2.54)$$

где  $\Delta P$  - разность давлений.

Формула (2.53) с учетом (2.54) примет вид

$$Q = \mu S \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (2.55)$$

Коэффициенты  $\mu$ ,  $\epsilon$ ,  $\phi$  зависят от числа Рейнольдса. Однако при  $Re > 10^4$  эти коэффициенты практически постоянны.

Насадками называют короткие трубы с постоянным или меняющимся сечением по длине. В гидросистемах насадки применяются для обеспечения требуемых энергетических характеристик системы и для формирования струи. Длина насадков принимается  $(3 \div 5) d$ , где  $d$  - диаметр входного отверстия.

Расчет скорости и расхода через насадки производится по формулам (2.52), (2.55) для отверстий с той лишь разницей, что значения коэффициентов скорости и расхода зависят от типа насадка. Схемы основных типов насадков приведены на рис.2.29.

Внешний цилиндрический насадок (рис.2.29 а). Струя при входе в насадок сжимается, образуя зону пониженного давления, затем снова расширяется и заполняет все сечение.

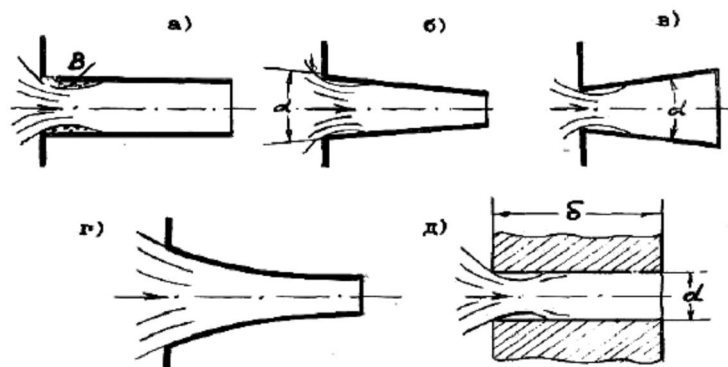


Рис.2.29

Подсасывающее действие приводит к увеличению расхода до 30 % по сравнению с отверстием такого же диаметра. Коэффициент расхода цилиндрического насадка  $\mu=0,82$ . При закруглении входных кромок коэффициент расхода возрастает до 0,92. На выходе из насадка диаметр струи равен диаметру отверстия ( $\epsilon=1$ ), следовательно,  $\mu=\phi$ . Роль такого насадка в гидросистемах обычно выполняют отверстия в толстых стенах гидроагрегатов (рис.2.29 д), когда толщина стенки  $\delta=(2,5\div 3)\alpha$ . При малой длине (до  $1,5\alpha$ ) струя вытекает из насадка, не касаясь его стенок, т.е. происходит срыв работы насадка. Конически сходящийся насадок (рис.2.29 б) - конфузор, при номинальном угле конусности  $\alpha=13^{\circ}24'$  имеет  $\mu=0,95$ , обеспечивает минимальные потери и применяется в гидроусилителях типа струйной трубки.

Конически расходящийся насадок - диффузор (рис.2.29 в) применяется для преобразования кинетической энергии в энергию давления ( $\mu=0,45$ ). Течение в этих насадках безотрывное при углах конусности меньше  $13^{\circ}$ . Коноидальный насадок или сопло (рис.2.29 г) очерчивается по форме сжимающейся струи, что обеспечивает безотрывность течения внутри насадка, компактную струю на выходе и устойчивый режим истечения ( $\mu=\phi=0,96\div 0,99$ ).

Отметим, что при истечении через насадки жидкости повышенной вязкости (минеральные масла в гидроприводах) большое влияние на параметры истечения оказывает вязкость. В частности, коэффициент расхода имеет вышеприведенные значения при  $Re > 5000$ . При уменьшении числа Рейнольдса коэффициент расхода резко уменьшается.

Истечение газа из отверстий. Расчеты течения газа в элементах пневмосистем сводятся к расчетам истечения газа из резервуаров (баллонов) или их заполнения. Заполняемые и опорожняемые емкости могут быть практически неограниченными или ограниченными. Истечение газа происходит при разрядке гидроаккумуляторов, опорожнении пневмоцилиндров, опорожнении газовых баллонов в процессе питания пневмосистем. К случаям наполнения резервуаров ограниченной емкости относятся наполнение пневмоцилиндров и зарядка газогидравлических аккумуляторов. При заполнении сжатым воздухом какой-либо емкости воздух в начальный момент, когда давление в заполняемой емкости минимальное, течет,



расширяясь с максимальной скоростью, которая по мере выравнивания давления в источнике питания и заполняемой емкости понижается, достигая нулевого значения при полном выравнивании. При опорожнении емкости происходит обратный процесс. Очевидно, при этом температура будет переменной вследствие расширения или сжатия воздуха, что необходимо учесть при расчетах. Задача заключается в определении времени заполнения или опорожнения до заданного уровня давления или до полного выравнивания давления. В основе всех этих расчетов лежит задача об истечении газа из резервуара неограниченной емкости. Для определения массового расхода исходят из условия неразрывности потока при установившемся движении газа. Рассмотрим истечение газа из резервуара через отверстие при поддержании в резервуаре постоянного давления (рис. 2.30). Внутри сосуда (сечение I-I) давление  $P_1$ , плотность  $\rho_1$ , температура  $T_1$ ,  $U_1 \approx 0$  - скорость газа, а на выходе (сечение 2-2) соответственно  $P_2$ ,  $\rho_2$ ,  $T_2$ ,  $U_2$ . Процесс истечения можно считать

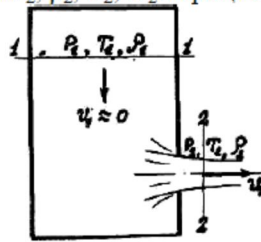


Рис.2.30

адиабатическим, т.к. на весьма коротком пути влиянием теплообмена можно пренебречь. При истечении газа с дозвуковой скоростью давление в сжатом сечении равно давлению окружающей среды; при этом массовый расход газа будет

$$m = \mu A \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1 \rho_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{k+1/k} \right]}, \quad (2.56)$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода, учитывающий влияние сжатия струи, скорости на подходе и др.;  $A$  - площадь сечения отверстия.

Формула (2.56) показывает, что при заданных  $A$ ,  $P_1$ ,  $\rho_1$  массовый расход зависит от давления среды, куда происходит истечение, т.е. от величины отношения  $\beta = \frac{P_2}{P_1}$ . При  $\beta=0$  и  $\beta=1$   $m=0$ . Это означает, что при некотором

критическом значении  $\beta_{кр} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)_{кр}$  расход достигает максимального значения -  $m_{max}$  (рис. 2.31). Для воздуха  $\beta_{кр}=0,53$  или  $(P_2)_{кр}=0,53 P_1$ . Скорость истечения при максимальном расходе называют критической

$$U_{кр} = a_2 = \sqrt{\kappa \frac{P_2}{\rho_2}},$$

где  $a$  - скорость звука, соответствующая условиям в сжатом сечении. Таким образом, максимальный расход соответствует критической скорости, которая

определяется состоянием газа в сосуде ( $P_1, T_1, \rho_1$ ) и совершенно не зависит от противодавления той среды, куда происходит истечение.

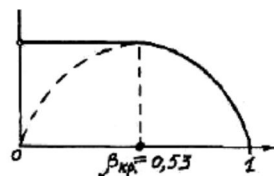


Рис. 3.1

глава третья

## ИСТОЧНИКИ ПИТАНИЯ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ

### 3.1. Общие положения. Преимущества и недостатки гидропневмоприводов

Гидравлическим приводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. На рис.3.1 показана структурная схема гидропривода.

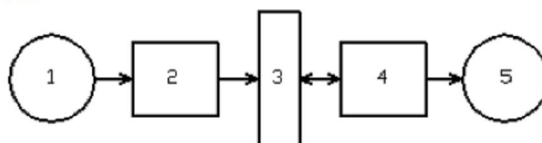


Рис.3.1

Приводной двигатель 1 вырабатывает механическую энергию и является входным звеном гидропривода. Источником питания 2 гидроприводов служат главным образом насосы, которые преобразуют механическую энергию приводного двигателя в энергию рабочей жидкости. Иногда в схему гидросистемы включают аккумуляторы энергии, эпизодически становящиеся источником питания. В пневмоприводах источником питания служат компрессоры.

Гидравлическая (пневматическая) энергия (давление, расход) через основную гидрелинию (трубопроводы, гибкие шланги) передается в исполнительное устройство 4, в котором гидравлическая (пневматическая) энергия потока рабочего агента снова преобразуется в механическую энергию (усилие на штоке или момент на валу), используемую