

# \* Гидродинамика

**ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ  
НАСОСЫ**

# Местные сопротивления

Ранее отмечалось, что гидравлические потери напора (удельной энергии) делятся на две категории: *местные потери и потери по длине трубопровода*. Потери напора в местном сопротивлении возникают *вследствие изменения скорости по величине и направлению* и зависят, в основном, от *геометрических размеров и формы местных гидравлических сопротивлений*.

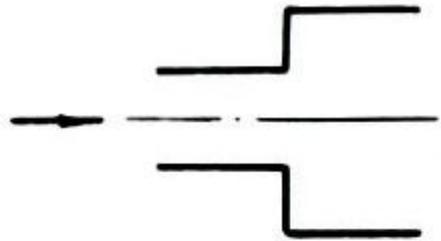
***Местные гидравлические сопротивления*** - это сопротивления движению, возникающие на участках резкого изменения конфигурации потока (поворот трубы, сопряжение труб различного диаметра, задвижки, дроссели и т.д.).

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на следующие виды:

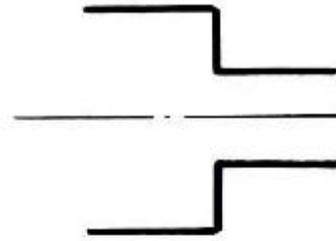
- а) расширение русла - внезапное, плавное;
- б) сужение русла - внезапное, плавное;
- в) поворот русла - внезапный, плавный.

Более сложные случаи местных сопротивлений представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших местных сопротивлений.

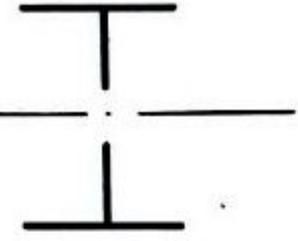
Некоторые виды местных сопротивлений:



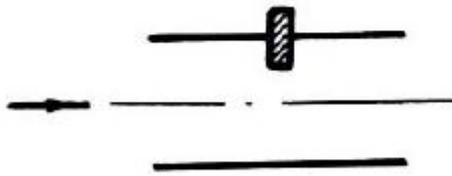
Внезапное расширение  
русла



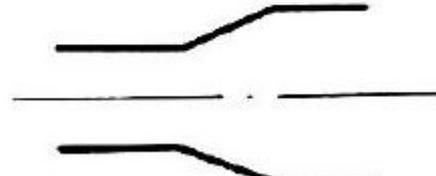
Внезапное сужение  
русла



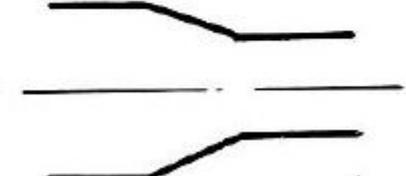
Диафрагма



Задвижка



Диффузор



Конфузор

При протекании жидкости через местное сопротивление энергия жидкости тратится на перераспределение скоростей и изменение направления потока, на вихреобразование и срывы потока.

Местные потери удельной энергии (напора) при турбулентном и ламинарном режимах определяются по формуле Вейсбаха, по которой:

$$h_{\text{м}} = \xi \frac{v^2}{2g}$$

Для определенных видов местных сопротивлений (например, внезапное расширение русла) коэффициент местного сопротивления  $\xi$  может быть определен теоретически.

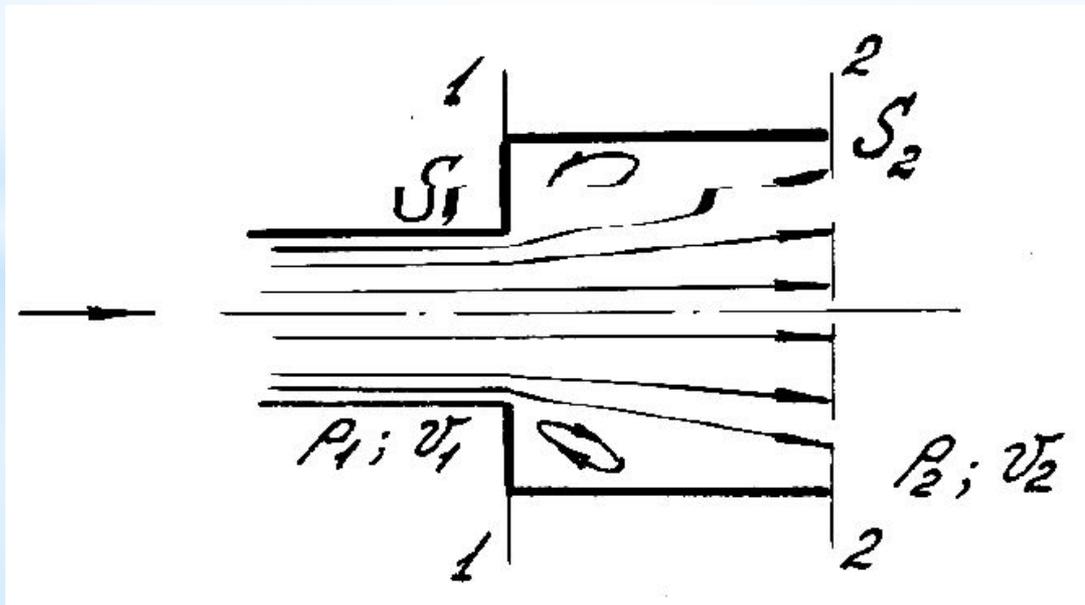
Внезапное расширение трубы и соответствующая ему схема течения жидкости показаны на рисунке. Поток срывается с угла и расширяется не внезапно, как русло, а постепенно, причем в кольцевом пространстве между потоком и стенкой трубы получаются вихреобразования, которые являются причиной потерь энергии в данном случае.

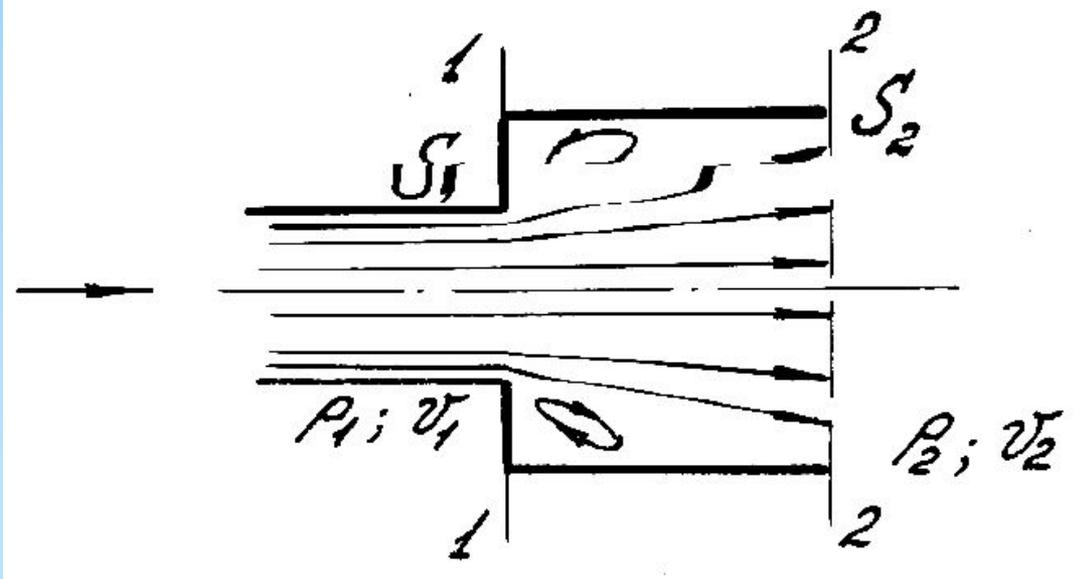
Внезапное расширение трубы и соответствующая ему схема течения жидкости показаны на рисунке. Поток срывается с угла и расширяется не внезапно, как русло, а постепенно, причем в кольцевом пространстве между потоком и стенкой трубы получаются вихреобразования, которые являются причиной потерь энергии в данном случае.

Возьмем два сечения потока: 1 - 1 в плоскости расширения трубы и 2-2 в том месте, где поток заполнил все сечения трубы. Обозначим площадь живого сечения потока, давление и скорость потока в сечениях соответственно  $S$ ,  $p$ ,  $v$ .

Запишем для этих сечений уравнение Бернулли, считая  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,0$  (для турбулентного режима) и принимая  $z_1 = z_2$ . Получим следующее выражение:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_M$$





Затем к цилиндрическому объему жидкости, заключенному между сечениями 1-1 и 2-2, применим теорему механики об изменении количества движения, согласно которой изменение количества движения за данный промежуток времени равно импульсу внешних сил, действующих на жидкость за этот же промежуток времени.

Изменение количества движения жидкости за время  $\Delta t$  равно

$$mv_2 - mv_1 = pQ \Delta t (v_2 - v_1).$$

Импульс сил давления  $p_1 S_1$  и  $p_2 S_2$  за время  $\Delta t$  равен (считается, что давление  $p_1$  в сечении 1-1 действует на площади  $S_2$ ):

$$p_1 S_2 \Delta t - p_2 S_2 \Delta t = (p_1 - p_2) S_2 \Delta t$$

Приравнявая одно выражение другому, получим

$$pQ \Delta t (v_2 - v_1) = (p_1 - p_2) S_2 \Delta t.$$

Учитывая, что  $Q = v_2 S_2$ , и разделив обе части уравнения на  $pg S_2 \Delta t$ , получим

$$\frac{v_2 (v_2 - v_1)}{g} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}$$

Преобразуем левую часть уравнения следующим образом:

$$\frac{2v_2^2}{2g} - \frac{2v_1v_2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}$$

Сгруппировав члены выражения, получим

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{2v_1v_2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{или} \quad \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{(v_1-v_2)^2}{2g}$$

Сравнив полученное уравнение с уравнением Бернулли, убеждаемся в полной аналогии двух уравнений, откуда делаем вывод, что  $h_M = \frac{(v_1-v_2)^2}{2g}$

То есть *потеря напора (удельной энергии) при внезапном расширении трубопровода равна скоростному напору от потерянной при расширении скорости*. Это положение часто называют **теоремой Борда - Карно**.

Пользуясь уравнением постоянства расходов  $v_1S_1 = v_2S_2$  формулу для  $h_M$  можно записать в следующем виде:  $h_M = \frac{\left(\frac{v_1}{v_2} - 1\right)^2}{2g} = \frac{\left(\frac{S_1}{S_2} - 1\right)^2 v_2^2}{2g}$

Сравнивая с формулой Вейсбаха, можно заметить, что

$$\xi = \left(\frac{S_1}{S_2} - 1\right)^2$$

Таким образом, теоретически определен коэффициент местного сопротивления,  $h_M = \xi \frac{v^2}{2g}$  что хорошо подтверждается опытом.

# ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ

В инженерной практике часто встречаются случаи истечения жидкости через отверстия и насадки, представляющие собой короткие патрубки различной конфигурации. Путём расчёта истечения жидкости из отверстий и насадков решаются такие технические задачи, как измерение количества проходящей жидкости, создание сильной дальнобойной и компактной струи, распространение свободной струи, конструирование сопел и форсунок и др.

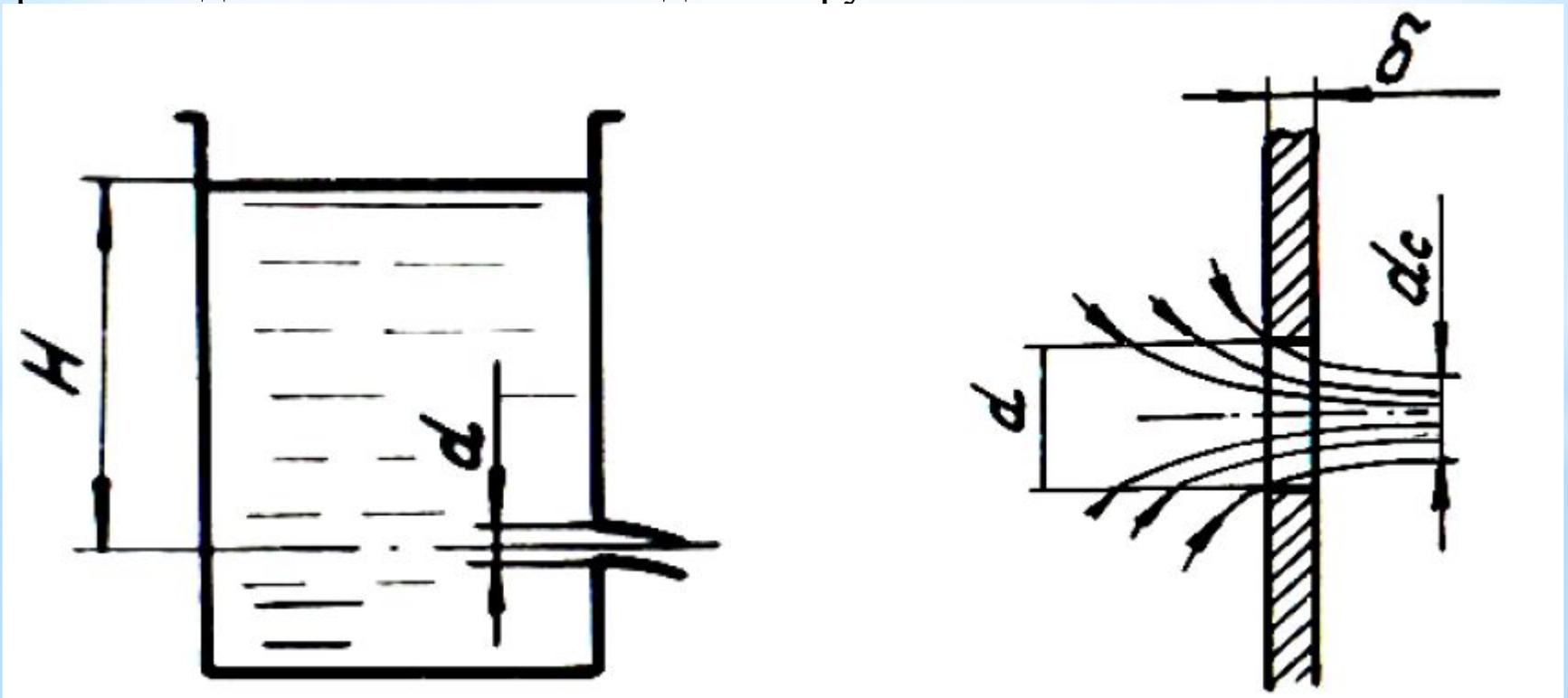
Истечение может происходить при *постоянном* или *переменном напоре*. В первом случае движение жидкости считается *установившимся*.

Истечение жидкости может происходить в атмосферу и называется *свободным* истечением, а также в другой резервуар, заполненный жидкостью. Такое истечение называется *истечением под уровень* или *истечением через затопленное отверстие*.

Истечение жидкости через отверстия и насадки характерно тем, что в процессе истечения запас потенциальной энергии, которым обладает жидкость в резервуаре, превращается с большими или меньшими потерями в кинетическую энергию свободной струи.

Основным вопросом в данном случае является **определение скорости истечения и расхода жидкости** для различных форм отверстий и насадок.

Возьмем большой резервуар с жидкостью, который имеет малое отверстие в стенке на достаточно большой глубине  $H$  от свободной поверхности. Через отверстие жидкость вытекает свободной струей.



*Истечение жидкости из резервуара*

*Тонкая стенка*

## *Классификация отверстий*

1 Малое отверстие в тонкой стенке (незатопленное и затопленное).

2 Малое отверстие в толстой стенке. Аналогом является короткий патрубок длиной  $l = (3 \div 5)d_{отв}$  ( $d_{отв}$  - диаметр отверстия), присоединённый к малому отверстию.

3 Большое отверстие в тонкой стенке.

*Малым* считается отверстие, если разность напоров над верхней и нижней кромками отверстия не превышает 10 % вертикального размера отверстия. *Действующий напор принимается по оси отверстия.*

В противном случае, если разность напоров над верхней и нижней кромками отверстия превышает 10 %, отверстие считается *большим*. При расчёте такого отверстия учитываются напоры над верхней и нижней кромками отверстия.

Частицы жидкости приближаются к отверстию из всего прилежащего объема, двигаясь ускоренно по различным плавным траекториям. Вытекающая из отверстия струя не сохраняет свою форму, а постепенно деформируется, т.е. отрывается от стенки у кромки отверстия и несколько сжимается.

Цилиндрическую форму струя принимает на расстоянии  $(0,5...1,0)d$  от плоскости отверстия. *Сжатие струи* обусловлено необходимостью плавного перехода от различных направлений движения частиц жидкости в резервуаре, в том числе от радиального направления движения по стенке, к осевому направлению движения в струе. *Сжатие струи* может быть *полным и неполным*. Полное сжатие - это всестороннее сжатие. Оно имеет место тогда, когда отверстие в достаточной мере удалено от боковых поверхностей стенок сосуда. Если же часть периметра отверстия совпадает с боковой стенкой или дном сосуда, то сжатие струи будет неполным.

**Тонкой** считается стенка, если толщина её ( $\delta$ ) не превышает трёх линейных размеров отверстия.

Например, для круглого отверстия  $\delta < 3d_{отв}$ ; для квадратного отверстия  $\delta < 3a$  (а-сторона квадрата).

**Толстой** считается стенка, толщина которой  $\delta = (3 \div 5)d_{отв}$ . Если толстую стенку убрать, оставить только ограничение, например, в виде патрубка, то такой патрубок называется **гидравлическим насадком**.

Итак, **гидравлический насадок** - это короткий патрубок длиной  $l = (3 \div 5)d$ , присоединённый к малому отверстию в тонкой стенке.

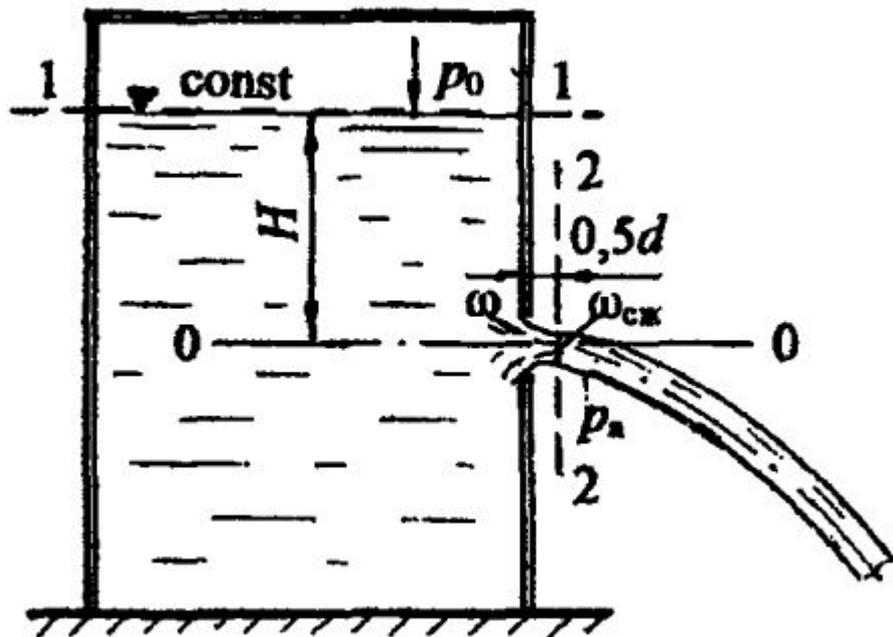
Если длина патрубка  $l > 5d$ , то такое движение жидкости следует рассматривать как движение в короткой трубе.

Рассмотрим **теоретические основы** расчета истечения жидкости через отверстия и насадки.

## Истечение жидкости из малого незатопленного и затопленного отверстий в тонкой стенке

Под расчётом отверстия понимается определение пропускной способности отверстия, или *расхода* ( $Q$ ).

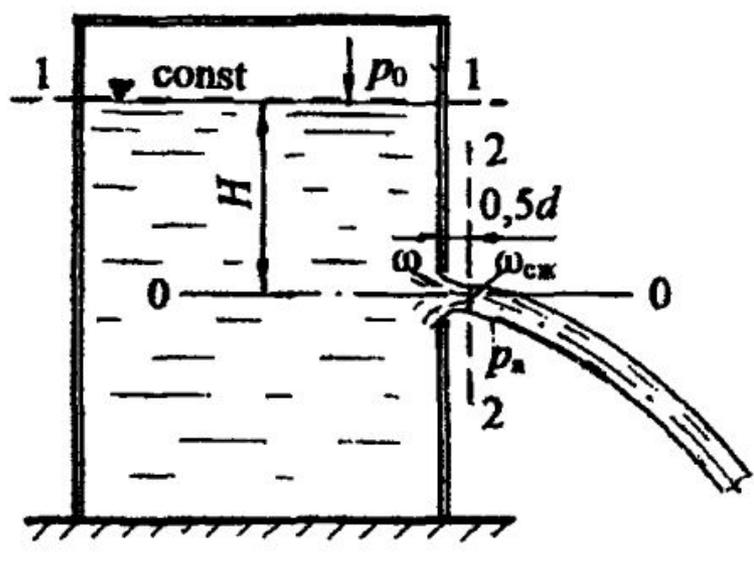
Рассмотрим малое отверстие в тонкой стенке закрытого резервуара, на поверхности жидкости в котором действует абсолютное давление  $p_0$ , в общем случае не равное атмосферному. Площадь живого сечения отверстия  $\omega$ , действующий напор по оси отверстия  $H$ , уровень воды в резервуаре постоянный.



При истечении жидкости через малое отверстие на расстоянии  $0,5d$  происходит *сжатие* (инверсия) струи. Это явление объясняется инерцией частиц жидкости, параболической траекторией струек в потоке, которые пересекаются, уменьшая при этом сечение. В сжатом сечении (площадь  $\omega_{сж}$ ) движение жидкости можно считать установившимся и применить для него уравнение Бернулли.

Для определения расхода жидкости через малое незатопленное отверстие, т. е. свободное истечение в атмосферу, используем уравнение Бернулли, согласно принятой методике.

**1 Выберем два сечения:** по свободной поверхности жидкости в резервуаре, проведём его горизонтально, здесь скорость  $v = 0$ , и на выходе струи в атмосферу по сжатому сечению, это сечение проведём нормально к направлению движения струи.



**2 Сечения 1-1 и 2-2** пронумеруем по направлению движения жидкости.

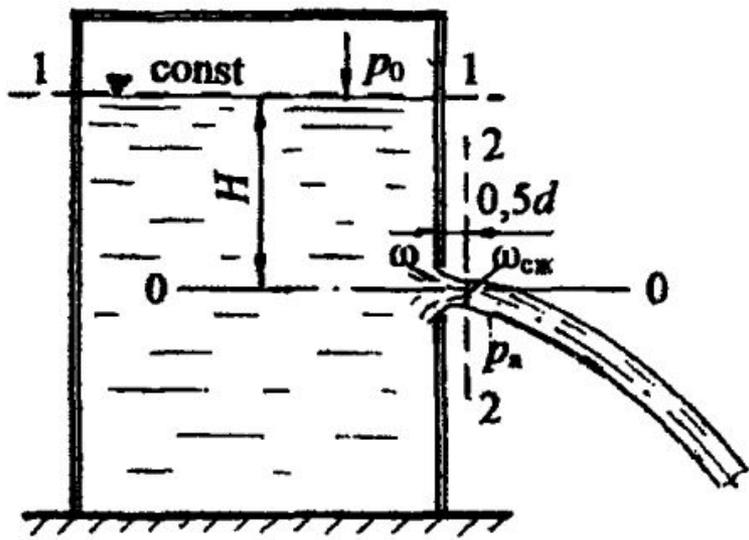
**3 В выбранных сечениях учтём абсолютное давление.** Подчеркнём, что давление в сжатом сечении равно атмосферному (выход жидкости в атмосферу):  $p_1 = p_0$ ;  $p_2 = p_a$

**4 Плоскость сравнения 0-0** проведём через ось отверстия, тогда  $z_1 = H$ ;  $z_2 = 0$ .

**5. Запишем уравнение Бернулли в общем виде и сделаем подстановку параметров:**

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h'_{w1-2} \text{ где } (\alpha_{отв} - \text{коэффициент неравномерности распределения скорости в отверстии.})$$

$$\begin{matrix} z_1 = H; & z_2 = 0 \\ p_1 = p_0 & p_2 = p_a & v_1 = 0 & v_2 = v_{сж} & \alpha_2 = \alpha_{отв}. \end{matrix}$$



Потери напора по длине между сечениями 1-1 и 2-2 (расстояние  $0,5d$ ) отсутствуют, значит, потери напора в гидравлических сопротивлениях ( $h_w$ ) учтём, как потери напора в самом отверстии, как местном сопротивлении:

$$h_w = h_{\text{отв.}} = \zeta_{\text{отв.}} \frac{v_{\text{сж.}}^2}{2g}$$

где  $\zeta_{\text{отв.}}$  - коэффициент сопротивления отверстия.

После подстановки параметров получим

$$H + \frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{\alpha_{\text{отв.}} v_{\text{сж.}}^2}{2g} + \zeta_{\text{отв.}} \frac{v_{\text{сж.}}^2}{2g}$$

откуда скорость в сжатом сечении:

$$v = \sqrt{\frac{1}{\alpha_{\text{отв.}} + \zeta_{\text{отв.}}}} \sqrt{2g \left[ H + \frac{p_0 - p_a}{\rho g} \right]}$$

В этой формуле обозначим приведённый напор ( $H_{\text{прив}}$ ):

$$H_{\text{прив}} = H + \frac{p_0 - p_a}{\rho g}$$

Если резервуар будет открытым, в сечении 1-1 давление  $p_1 = p_a$ , то приведённый напор  $H_{прив} = H$ .

Формулу  $v = \sqrt{\frac{1}{\alpha_{отв} + \zeta_{отв}}} \sqrt{2g \left[ H + \frac{p_0 - p_a}{\rho g} \right]}$  будет представлена в виде:

$$v = \sqrt{\frac{1}{\alpha_{отв} + \zeta_{отв}}} \sqrt{2gH_{прив.}}$$

Введём коэффициент скорости ( $\varphi$ ):

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{\alpha_{отв.} - \zeta_{отв.}}}$$

Формула принимает вид:

$$v_{сж} = \varphi \sqrt{2gH_{прив.}}$$

При расчёте расхода  $Q$  (или пропускной способности) из отверстия нужно скорость в сжатом сечении умножить на площадь сжатого сечения:

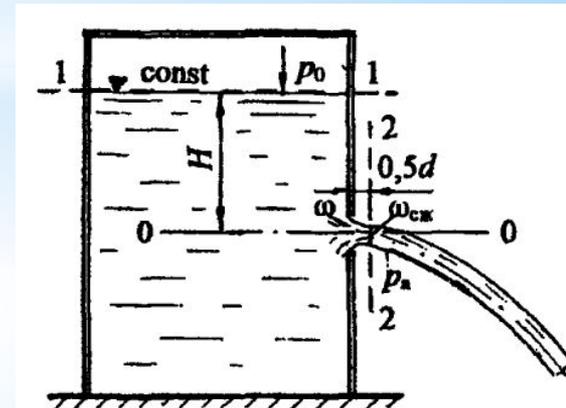
$$Q = v_{сж} \omega_{сж.}$$

Уменьшение площади сжатого сечения учитывается *коэффициентом сжатия*:  $\varepsilon = \frac{\omega_{сж.}}{\omega}$

Расчётная формула для расхода:  $Q = \varepsilon \varphi \omega \sqrt{2gH_{прив.}}$

Произведение коэффициентов  $\varepsilon \varphi$  обозначим через  $\mu_{отв.}$  который называется *коэффициентом расхода отверстия*:  $\mu_{отв.} = \varepsilon \varphi$ . Окончательно расход жидкости через малое незатопленное отверстие рассчитывается по формуле:

$$Q = \mu_{отв.} \omega \sqrt{2gH_{прив.}}$$



Рассмотрим малое *затопленное* отверстие в тонкой стенке, или истечение из малого отверстия *под уровень*.

Расчёт аналогичен расчёту малого отверстия в тонкой стенке с истечением в атмосферу. Также составляется уравнение Бернулли для сечений *1-1* и *2-2*, скорости в которых соответственно:  $v_1 = 0$ ;  $v_2 = v_{сж}$ ; давления в выбранных сечениях:  $p_1 = p_a$ ;  $p_2 = p_a + \rho g H_2$ ; плоскость сравнения совмещается с осью отверстия:  $z_1 = H_1$ ;  $z_2 = 0$ .

После преобразования уравнения Бернулли:  $v_{сж} = \varphi \sqrt{2g(H_1 - H_2)}$ .

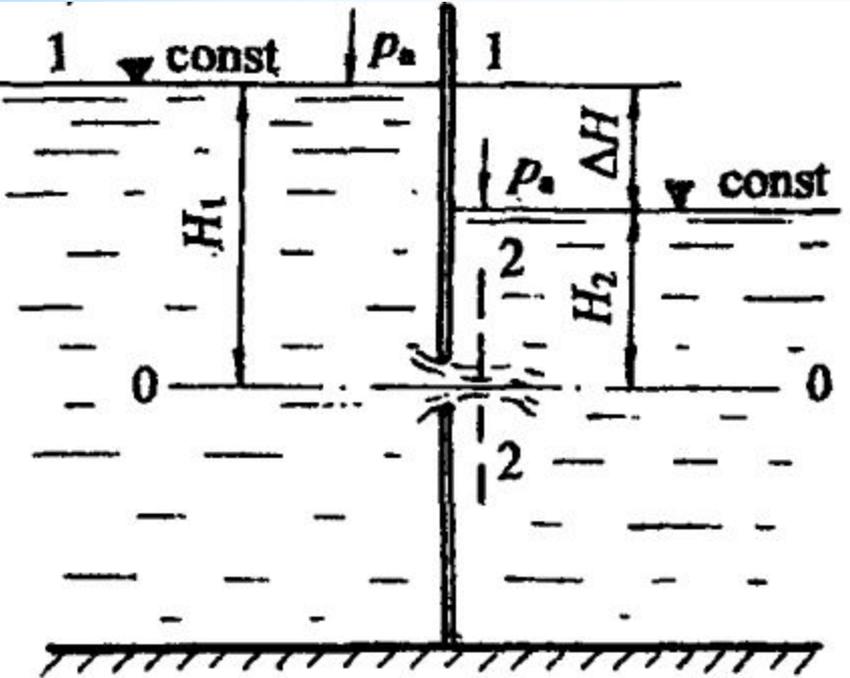
Можно обозначить  $H_1 - H_2 = \Delta H$ , таким образом,  $\Delta H$  - действующий напор для затопленного отверстия. Расход жидкости через затопленное отверстие:

$$Q = \mu_{отв.} \omega \sqrt{2g\Delta H}$$

Таким образом, для всех видов истечений из отверстий и насадков формула расхода может быть представлена обобщённой формулой:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}$$

где  $H$  - действующий (или приведённый) напор.



## Истечение жидкости через большое боковое отверстие при постоянном напоре

Представим себе большое боковое отверстие прямоугольной формы, ширина которого  $b$ , напор над верхней кромкой отверстия  $H_1$  над нижней  $H_2$ . Пусть напоры над верхней и нижней кромками отверстия отличаются более, чем на 10 %, тогда в формуле расхода учитываем оба напора:

$$Q = \frac{2}{3} \mu_{\text{отв.}} b \sqrt{2g} (H_2^{3/2} - H_1^{3/2})$$

Теоретический вывод этой формулы можно изучить по учебникам и другим учебным пособиям.

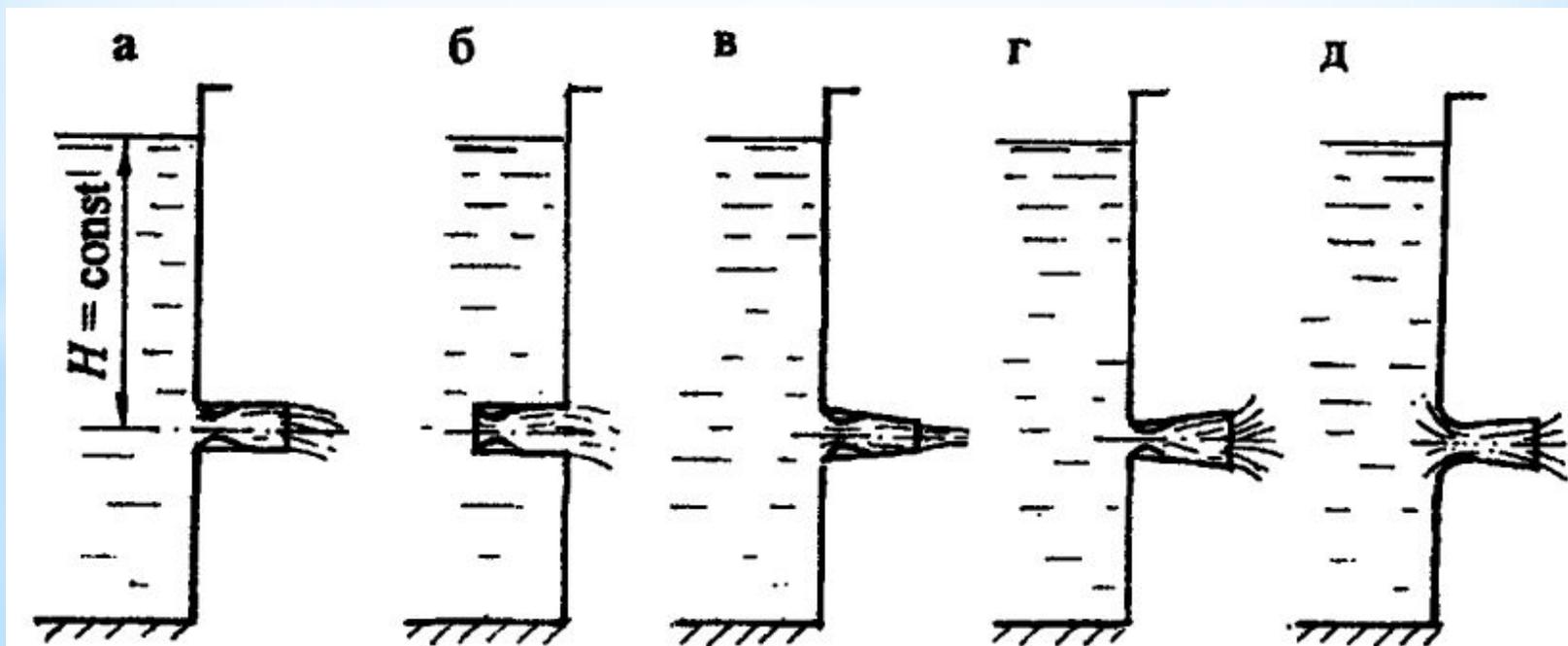
## Истечение жидкости из насадков при постоянном напоре

По форме патрубка различают следующие *типы насадков*:

- а) внешний цилиндрический насадок (а);
- б) внутренний цилиндрический насадок (б);
- в) конический сходящийся насадок (в);
- г) конический расходящийся насадок (г);
- д) коноидальный насадок (д).

Во всех типах насадков, кроме коноидального, *внутри насадка*, как правило, на расстоянии  $0,5d$  образуется *сжатие струи*. В области сжатия возникает вакуум, затем струя расширяется, заполняет весь насадок и выходит полным сечением.

Наличие вакуума внутри насадка доказывается с помощью уравнения Бернулли.



Вакуум внутри *внешнего цилиндрического* насадка способствует дополнительному подсосу жидкости и увеличению пропускной способности насадка. Так, в цилиндрическом внешнем насадке  $H_{\text{вак}} = 0,75 H$ , значит, согласно формуле

$$Q = \mu_{\text{отв.}} \omega \sqrt{2gH_{\text{прив.}}}$$

получим:

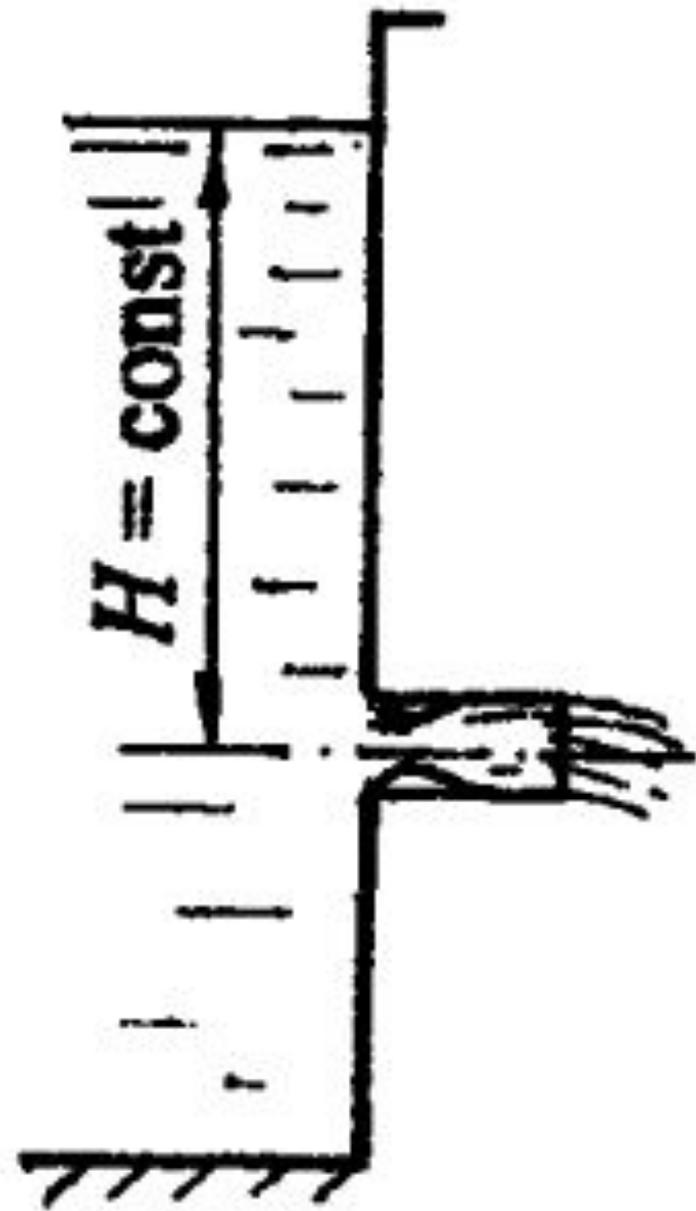
$$Q = \mu_{\text{отв.}} \omega \sqrt{2g(H + H_{\text{вак.}})} = \mu_{\text{отв.}} \omega \sqrt{2g1,75H}$$

Зная, что  $\sqrt{1,75} = 1,32$ , обозначим

$$1,32\mu_{\text{отв.}} = \mu_{\text{нас.}}$$

Следовательно, пропускная способность внешнего цилиндрического насадка увеличится на 32%, действительно,  $\mu_{\text{отв.}} = 0,62$ ;  $\mu_{\text{отв.}} = 1,32 * 0,62 = 0,82$ .

*Таким образом,* назначение насадков - увеличение пропускной способности.

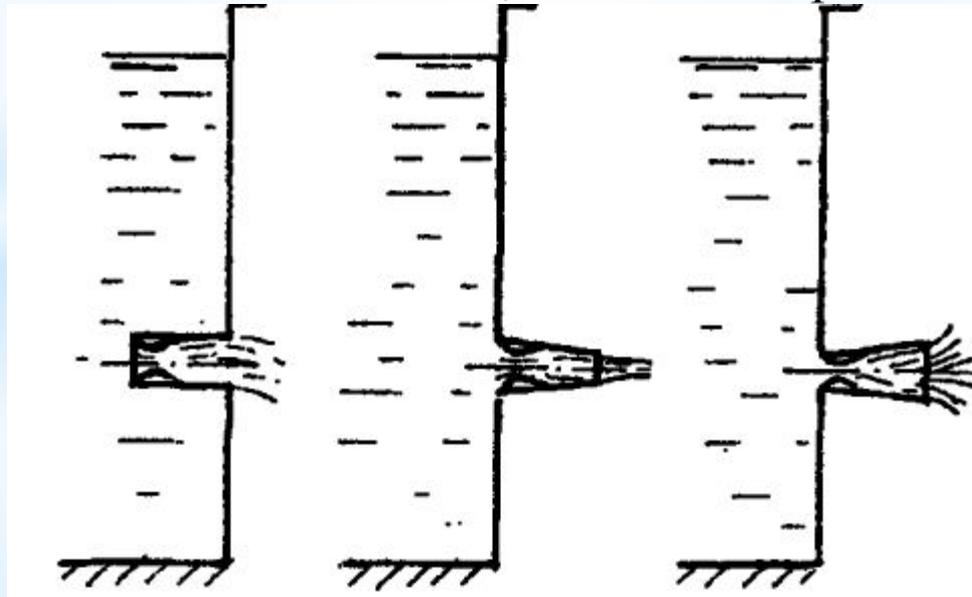


**Внутренний цилиндрический насадок** используется, когда нужно увеличить пропускную способность, но по техническим условиям нельзя вывести внешний насадок.

**Конический сходящийся насадок** даёт возможность получить компактную струю с большой скоростью, используется в гидромониторах, брандспойтах и им подобных устройствах. Коэффициент расхода насадка зависит от угла конусности. Оптимальное значение угла конусности  $13^{\circ}24'$ .

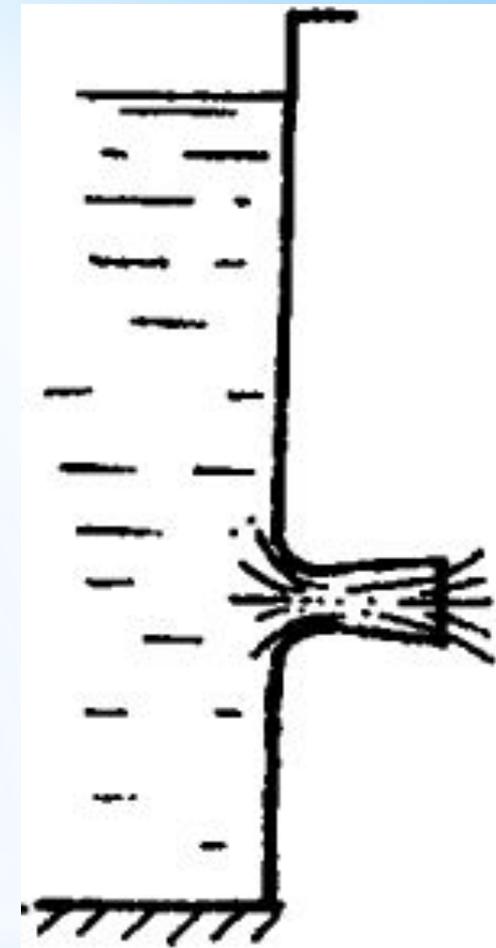
**Конический расходящийся насадок** даёт увеличение пропускной способности на  $40 \div 45 \%$ , малые скорости на выходе. Эти насадки применяются в эжекторных установках, оросительных системах и др.

Оптимальный угол конусности  $5^{\circ} \div 7^{\circ}$ . При увеличении угла конусности происходит срыв вакуума внутри насадка, струя отходит от стенок насадка, насадок не выполняет своего назначения, истечение происходит, как через малое отверстие.



**Конoidalный насадок** выполнен по форме струи, вытекающей из малого отверстия, имеет малое сопротивление при движении жидкости, обеспечивает повышение пропускной способности на  $40 \div 50 \%$ . Такие насадки применяются в соплах гидравлических турбин, аэродинамических установках.

При теоретических обоснованиях истечения жидкости из отверстий и насадков были введены коэффициенты:  $\alpha$ ,  $\zeta$ ,  $\varphi$ ,  $\mu$ . Значения этих коэффициентов зависят от многих факторов: формы отверстия, степени механической обработки кромок отверстия, полноты и совершенства сжатия струи, а также от *числа Рейнольдса* ( $Re$ ). Эти коэффициенты определены экспериментально или рассчитаны аналитически. Значения коэффициентов приведены в справочниках и учебниках.



Тип насадков	Численные значения коэффициентов			
	$\mu$	$\varphi$	$\varepsilon$	$\xi$
I – внешний цилиндрический	0,82	0,82	1,0	0,5
II – внутренний цилиндрический	0,71	0,71	1,0	1,0
III – конический сходящийся при $\theta = 13^{\circ}24'$	0,94	0,96	0,98	0,09...0,06
IV – конический расходящийся при $\theta \geq 5...7^{\circ}$	0,45...0,50	0,45...0,50	1,0	4...3
V – коноидальный	0,98	0,98	1,0	0,04
Малое отверстие круглого сечения в тонкой стенке	0,62	0,97	0,64	0,06

**Пример 1.** Истечение воды из закрытого вертикального сосуда в атмосферу происходит при постоянном геометрическом напоре  $h=3\text{ м}$ , через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d=8\text{ см}$ . Определить, какое давление  $p$  необходимо создать на свободной поверхности воды в сосуде для того, чтобы расход при истечении был равен  $Q = 50\text{ л/сек}$ .

**Решение:** Будем исходить из общей формулы для расхода жидкости при истечении  $Q = \mu\omega\sqrt{2gH}$ , откуда получаем:  $H = \frac{Q^2}{\mu^2\omega^2 2g}$ .

Для внешнего цилиндрического насадка коэффициент расхода  $\mu = 0,82$ ; площадь сечения насадка  $\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} = 0,005\text{ м}^2$

и следовательно  $H = \frac{0,05}{0,82^2 \cdot 0,005^2 \cdot 2 \cdot 9,81} = 7,6\text{ м}$

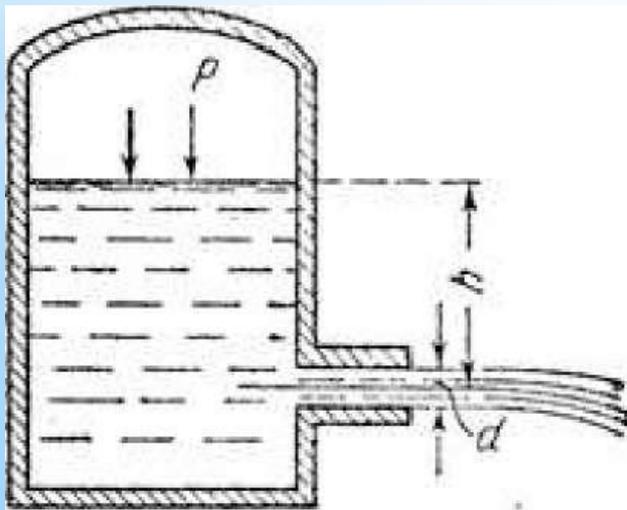
В рассматриваемом случае  $H = h + \frac{p}{\rho g} - \frac{p_a}{\rho g}$ , где  $p$  - давление в той среде, куда происходит истечение (т. е. атмосферное давление). Отсюда имеем:

$$\frac{p}{\rho g} - \frac{p_a}{\rho g} = H - h.$$

Поэтому на свободной поверхности воды в сосуде необходимо иметь избыточное давление, равное

$$p - p_a = \rho g(H - h) = 1000(7,6 - 3) = 4600\text{ кг/м}^2$$

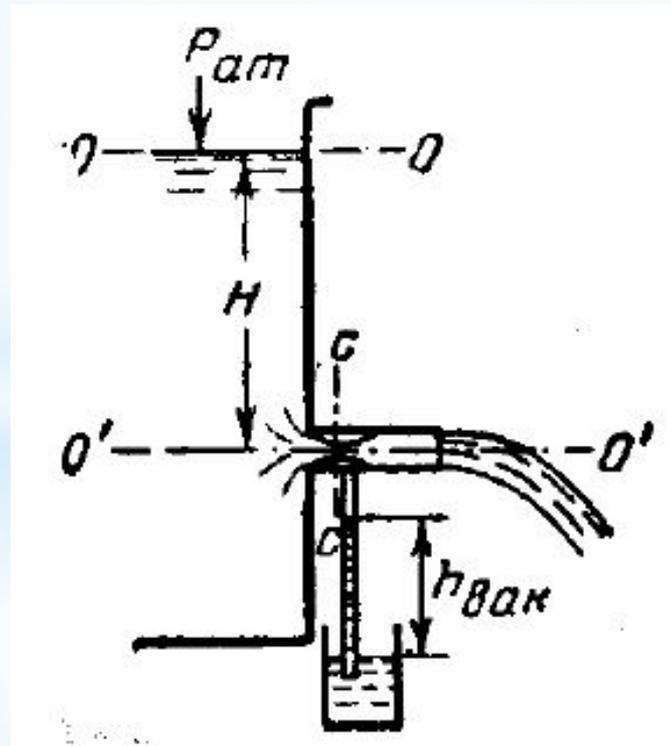
т. е. **0,46 ати.**



**Пример 2:** Через цилиндрический насадок, расположенный в стенке, расходуется вода в количестве  $Q=5,6$  л/сек. Диаметр насадка  $d = 3,8$  см, длина  $l = 15$  см. Определить напор  $H$  над центром насадка, скорость  $v_c$  и давление  $p_c$  в насадке (в сжатом сечении).

**Решение:** Длина насадка  $l = 15$  см составляет примерно  $4d$ , следовательно, можно принять коэффициент расхода  $\mu=0,82$ . При  $d=3,8$  см площадь  $\omega = 11,3$  см<sup>2</sup>. Напор над центром насадка из формулы.

$$H = \frac{Q^2}{\mu^2 \omega^2 2g} = \frac{5600^2}{0,82^2 \cdot 11,3^2 \cdot 2 \cdot 981} = 186 \text{ см}$$



Скорость в выходном сечении насадка

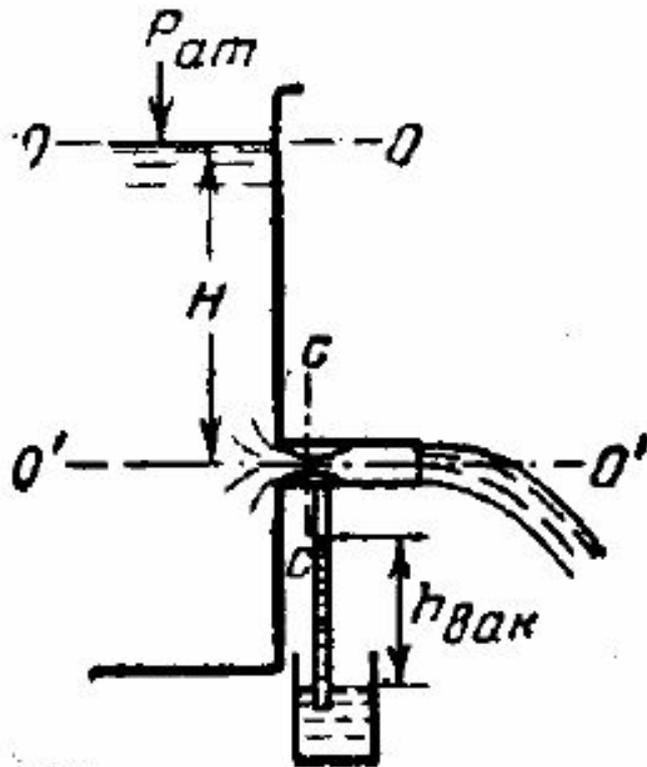
$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{5600}{11,3} = 496 \text{ см/сек}$$

Из условия неразрывности  $\omega_c v_c = \omega v$  определим скорость в сжатом сечении, полагая

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega} = 0,64: v_c = v \frac{\omega}{\omega_c} = \frac{496}{0,64} = 775 \text{ см/сек}$$

Для определения давления  $p_c$  составим уравнение Бернулли для двух сечений  $O—O$  и  $C—C$  при плоскости сравнения, проходящей через ось насадка  $O'—O'$ :

$$h_{\text{тр}} + \frac{\alpha v_0^2}{2g} = 0 + \frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha v_c^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$



Так как между сечениями будут потери только на сопротивление тонкой стенки, то

$$h_{\text{тр}} = \xi_{\text{т.с.}} \frac{v_c^2}{2g}$$

Полагая, что

$$H + \frac{\alpha v_0^2}{2g} = H_0,$$

имеем:

$$\frac{p_c}{\rho g} = H_0 + \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - \frac{v_c^2}{2g} (\alpha + \xi_{\text{т.с.}})$$

Подставляя численные значения, получаем высоту давления  $h$ :

$$h = \frac{p_c}{\rho g} = 186 + \frac{1,033}{0,001} - \frac{775^2}{2 \cdot 981} (1 + 0,06) = 895 \text{ см}$$

Давление  $p_0 = \rho \cdot g \cdot h = 0,001 \cdot 895 = 0,895 \text{ кг/см}^2$ .

Недостаток до атмосферного давления (вакуум) в сжатом сечении

$$\text{Вак} = p_{at} - p_c = 1,033 - 0,895 = 0,895 \text{ кг/см}^2$$

Высота вакуума, выраженная в сантиметрах водяного столба,

$$h_B = \frac{p_{at} - p_c}{\rho g} = \frac{0,138}{0,001} \text{ см}$$

## Гидравлические струи жидкости

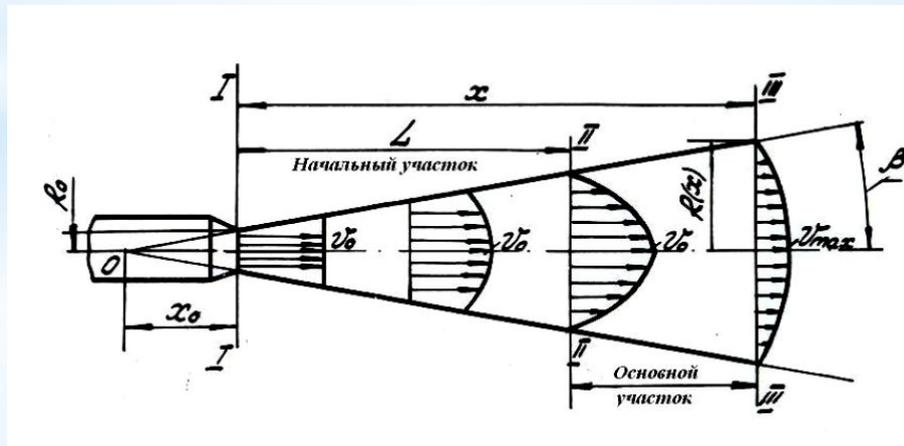
Поток жидкости, не ограниченный твердыми стенками, называется *струей жидкости*.

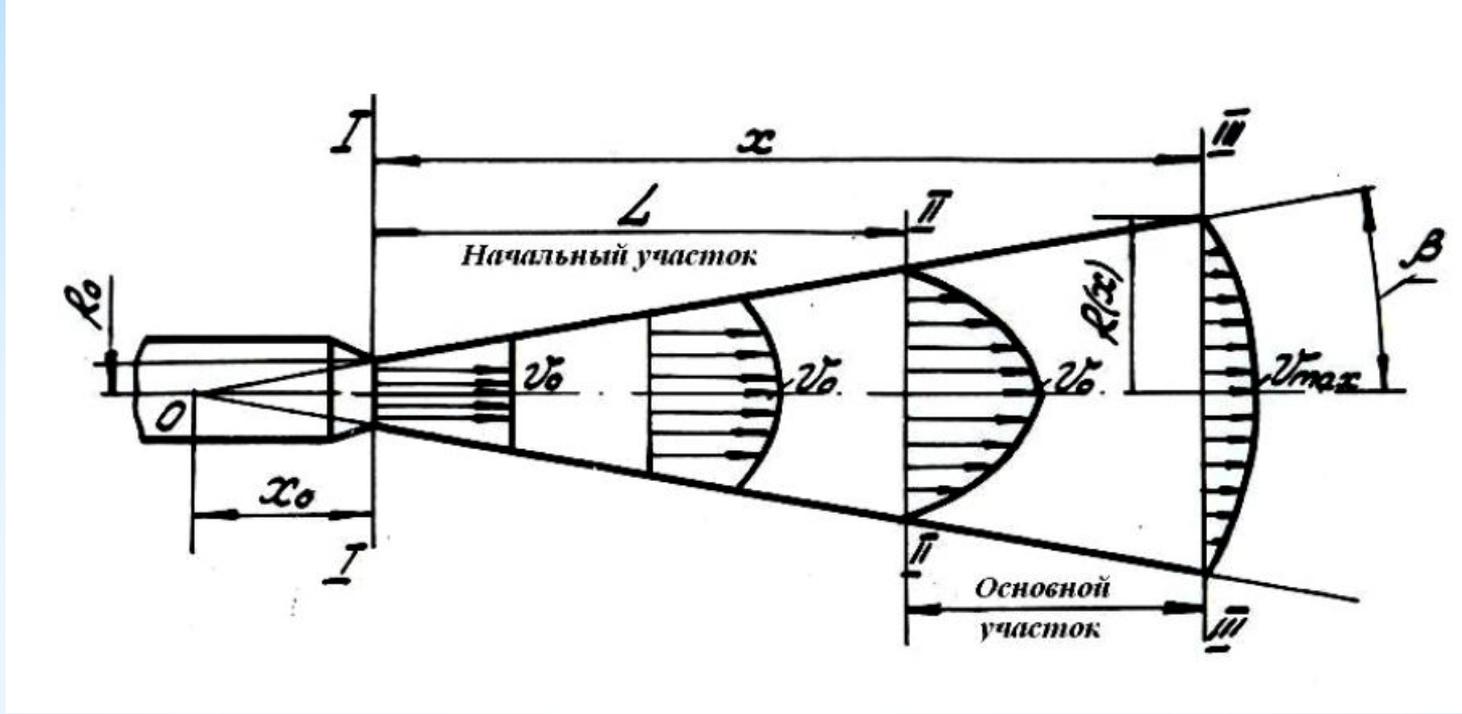
Различают *затопленные* струи и *незатопленные* струи. Затопленной струей называется струя, окруженная жидкостью. Незатопленной свободной струей жидкости называется струя, окруженная газом, в частности воздухом. К этим струям относятся водяные струи: пожарные, фонтанные струи, гидромониторные, дождевальные и др.

### Структура струи

Рассмотрим структуру затопленной струи. Вылетая из специального насадка при очень больших скоростях и давлениях, гидравлическая струя имеет свою определенную структуру.

Рассматривая струю, мы должны различать ее границу, т.е. поверхность раздела, отделяющую саму струю от окружающей среды. На рисунке представлена структура затопленной струи.





Струя - это конус, образующие которого пересекаются в точке  $O$ , называемой полюсом. Сечение I-I, совпадающее с выходным сечением насадка, называется начальным сечением. У начального сечения I-I скорости по сечению струи почти одинаковые.

На расстоянии  $L$  - распределение скоростей типичное для однородного потока. Сечение II-II называется переходным.

Участок длиной  $L$  между сечениями I-I и II-II называется начальным участком.

Если до переходного сечения скорость на оси струи постоянна, то начиная от переходного сечения, эта скорость вдоль оси потока падает.

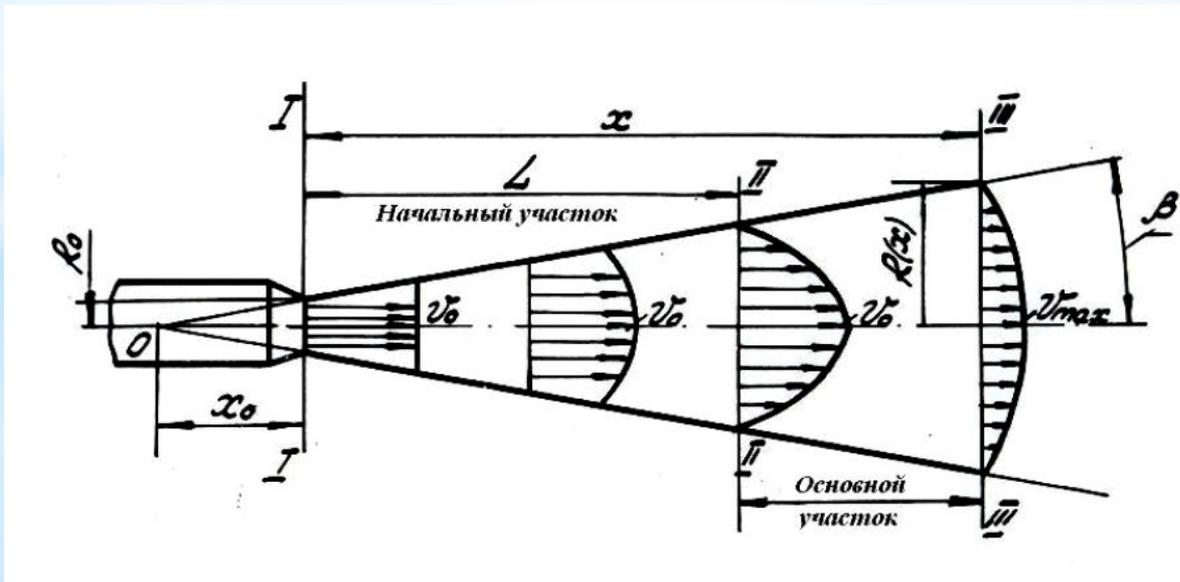
Участок за переходным сечением (II—II) называется основным. Основной участок (II-II - III-III) характеризуется компактностью струи, уменьшением скорости на оси струи, уменьшением пропорционально длине поля скоростей.

Конечный участок - после сечения III-III, где струя распадается.

Практический интерес представляют величины, определяющие изучаемую струю:

- расстояние  $x_0$ , дающее положение полюса струи;
- длина  $L$  начального участка; угол  $\beta$ , равный половине угла расхождения прямолинейных лучей, ограничивающих струю;
- радиус  $R(x)$  струи на заданном расстоянии  $x$  от начального сечения;
- скорость  $V_{max}$  на оси основного участка струи.

Все эти величины могут быть найдены по формулам, имеющимся в технической литературе. В эти формулы, кроме радиуса насадка  $R_0$ , скорости истечения из отверстия  $V_0$ , входит экспериментальный коэффициент  $a$ , называемый коэффициентом структуры. Он учитывает структуру потока в выходном сечении.



# Насосы

*Насос - это гидромашина для создания потока рабочей жидкости путем преобразования механической энергии в энергию движущейся жидкости.*

В объемных насосах жидкость перемещается за счет периодического изменения объема занимаемой ею рабочей камерой, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса.

В каждом объемном насосе вытеснитель - орган насоса, осуществляющий *всасывание жидкости в насос и ее вытеснение из рабочей камеры* (ограниченного пространства, попеременно сообщаемого со входом и выходом насоса).

По характеру движения вытеснителя насосы делятся на следующие виды: *возвратно-поступательные, роторные, крыльчатые.*

В гидроприводах мобильных машин наибольшее применение нашли роторные насосы.

Наименование различных конструктивных типов насосов связано с видом вытеснителя.

По конструктивным признакам роторные насосы подразделяются на следующие типы: шестеренные, пластинчатые (шиберные), поршневые (радиально-поршневые и аксиально-поршневые).

Основными параметрами насоса являются: рабочий объем  $q_n$ , давление  $p_{ном}$ , частота вращения вала  $n_n$ , подача  $Q_n$ , мощность  $N_n$ , полный КПД  $\eta$ .

*Рабочий объем насоса* - это подача (количество рабочей жидкости, проходящей через гидромашину) за один оборот вала.

*Частотой вращения* называют величину, равную числу полных оборотов за единицу времени. Единица измерения частоты вращения в СИ  $c^{-1}$ , временно допускается применение единицы измерения частоты вращения, выраженной в *об/с* и *об/мин*.

Теоретическая подача рабочей жидкости насоса определяется выражением

$$Q_n = q_n n_n,$$

где  $Q_n$  - подача, м<sup>3</sup>/с;  $q_n$  - рабочий объем, м<sup>3</sup>(м<sup>3</sup>/об);  $n_n$  - частота вращения вала  $c^{-1}$  (об/с).

Полезная мощность насоса определяется выражением

$$N_{нп} = \Delta p_n Q_n$$

где  $N_{нп}$  - полезная мощность насоса, Вт;  $\Delta p_n$  - перепад давления на насосе, Па,

$\Delta p_n = p_{вых} - p_{вх}$ , здесь  $p_{вых}$  - давление на выходе из насоса,  $p_{вх}$  - давление на входе в насос;  $Q_n$  - подача, м<sup>3</sup>/с.

При предварительных расчетах обычно принимается  $\Delta p_n = p_{ном}$ .

Мощность, потребляемая насосом (мощность насоса), определяется по формуле

$$N_H = M_H \omega_H$$

где  $M_H$  - крутящий момент на валу насоса, Н·м;  $\omega_H$  - угловая скорость вращения вала насоса,  $\omega_H = 2\pi n_H$ .

Потери мощности в насосе оцениваются КПД:

$$\eta = \frac{N_{нп}}{M_H} = \eta_m \eta_g \eta_{об} = \eta_{гм} \eta_{об}$$

где  $\eta$  - полный КПД насоса;  $\eta_m$  - механический КПД;  $\eta_g$  - гидравлический КПД;  $\eta_{об}$  - объемный КПД (коэффициент подачи);  $\eta_{гм}$  - гидромеханический КПД,  $\eta_{гм} = \eta_m \eta_g$ .

Насос выбирается по величине рабочего объема  $q_n$ , давлению  $p_{ном}$ , значение которого обусловлено назначением гидропривода.

# Струйные насосы

Струйными аппаратами называются устройства, в которых осуществляется процесс инъекции, заключающийся в передаче кинетической энергии одного потока другому потоку путем непосредственного контакта (смешения).

Слово «инжектор» происходит от французского слова *injecteur* - вбрасываю.

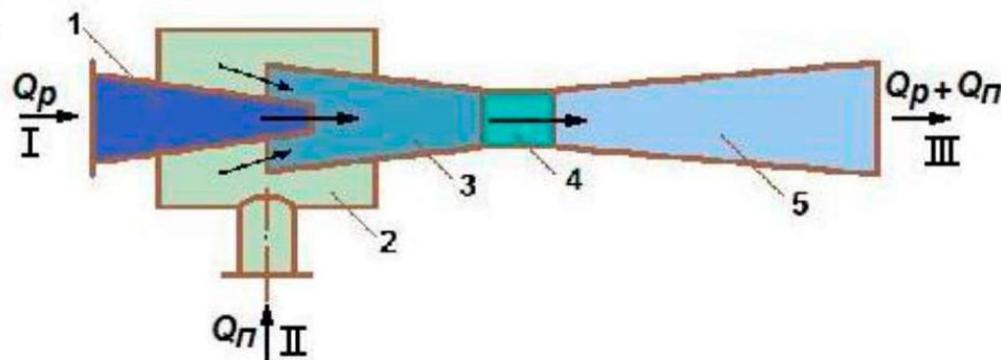
При этом смешиваемые потоки могут находиться в одной и той же фазе (жидкой, паровой, газовой) или в разных фазах (например, пар и жидкость, газ и твердое тело). В процессе смешения фазовое состояние смешиваемых потоков может оставаться неизменным или же изменяться (например, пар может превратиться в жидкость). Поток, вступающий в процесс смешения с большей скоростью, называется рабочим, а с меньшей скоростью - инжектируемым.

В этих насосах для перемещения жидкостей и создания напора используют кинетическую энергию другой жидкости, которую называют рабочей. В качестве рабочей жидкости (тела) обычно применяют пар или воду. Основными элементами аппарата являются рабочее сопло, приемная камера  $B$ , камера смешения - конфузор, диффузор. Повышение давления инжектируемого потока без непосредственной затраты механической энергии является основным и принципиальным качеством струйных аппаратов.

Рабочее тело 1 поступает с большой скоростью из сопла 1 через камеру смешения 2. При этом за счёт поверхностного трения в камере смешения создаётся разрежение, достаточное для того, чтобы из приёмной ёмкости (на рисунке не показана) жидкость поднималась в камеру смешения 2.

Перекачиваемая жидкость смешивается с рабочим телом и далее смесь через конфузор 3 и горловину 4 поступает в сопло 5. На участке конфузор - горловина скорость потока возрастает, а в сопле постепенно падает. В соответствии с уравнением Бернулли кинетическая энергия жидкости переходит в потенциальную энергию давления. Под действием этого давления жидкость поступает в напорный трубопровод и смеситель 3 в диффузор 4, увлекая перекачиваемую жидкость I. В пароструйных насосах, помимо смешения жидкостей и передачи энергии перекачиваемой жидкости, происходит конденсация пара.

Поэтому такие насосы применяются только в тех случаях, когда допустимо смешение перемещаемой жидкости с водой (конденсатом). Часто струйные насосы применяются также для смешения и нагревания жидкостей.



Струйный насос: 1-сопло; 2-камера смешения;

3-конфузор; 4- горловина; 5- диффузор.

I - рабочее тело (вода, пар или газ;

II- перекачиваемая жидкость;

III- смесь.

## Классификация струйных аппаратов

В литературе струйные аппараты одного и того же типа встречаются под самыми различными названиями, например, инжекторы, компрессоры, эжекторы, элеваторы, насосы и другие. Классификация струйных аппаратов, принятая в настоящее время, учитывает существо происходящих в аппарате процессов.

Процессы, характерные для всех без исключения струйных аппаратов, описываются следующими тремя законами:

1) законом сохранения энергии:

$$h_p + u h_u = (1 + u) h_c,$$

где  $h_p$ ,  $h_u$ ,  $h_c$  - энтальпии рабочего, инжектируемого и смешанного потоков соответственно, кДж/кг;  $u$  - коэффициент инжекции, равный отношению массового расхода инжектируемого потока к массовому расходу рабочего потока, то есть

$$u = \frac{G_H}{G_P}$$

2) законом сохранения массы:

$$G_c = G_p + G_H$$

где  $G_p$ ,  $G_H$ ,  $G_c$  - массовые расходы рабочего, инжектируемого и смешанного потоков, соответственно, кг/с;

3) законом сохранения импульса, который для камеры смешения произвольной формы записывается так:

$$J_{p1} + J_{H2} = \int_{f3}^{f1} p df + J_{c3},$$

где  $J_{p1}, J_{H2}$  - импульс рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении камеры смешения, Н;

$J_{c3}$  - импульс смешанного потока в выходном сечении камеры смешения, Н;

$\int_{J3}^{J1} p df$  - интеграл импульса по боковой поверхности камеры смешения между сечениями 1 - 1 и 3 - 3 . В цилиндрической камере смешения этот интеграл равен нулю;

$f_1, f_3$  - площади поперечных сечений (сечения 1 - 1 и 3 - 3), м<sup>2</sup>.

Импульс потока в любом сечении равен

$$J = Gw + pf,$$

где  $G$  - массовый расход, кг/с;  $w$  - скорость, м/с;  $p$  - давление, Па (Н/м<sup>2</sup>);

$f$ - площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>.

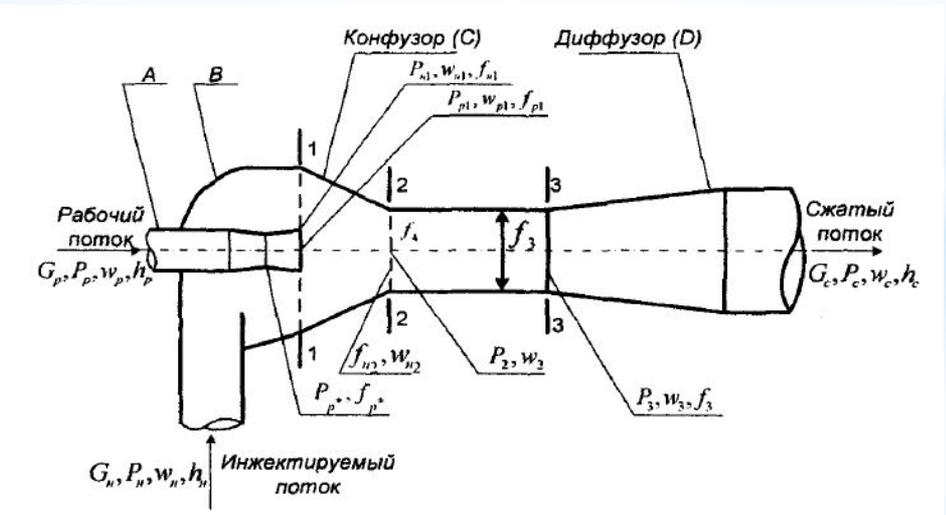


Рисунок - Принципиальная схема работы струйного аппарата

В зависимости от свойств и условий взаимодействия рабочего и инжектируемого потоков в струйных аппаратах возникает ряд дополнительных процессов, которые специфичны только для аппаратов определенного типа. Эти процессы существенно отражаются в работе аппаратов данного типа и должны учитываться при их расчете.

Процессы, происходящие в струйных аппаратах, зависят в первую очередь от *агрегатного состояния* взаимодействующих сред.

С этих позиций можно все струйные аппараты разбить на три группы:

- 1) аппараты, в которых агрегатное состояние рабочей и инжектируемой сред одинаково;
- 2) аппараты, в которых рабочий и инжектируемый потоки находятся в разных агрегатных состояниях, не изменяющихся в процессе смешения этих потоков;
- 3) аппараты с изменяющимся агрегатным состоянием сред. В этих аппаратах рабочий и инжектируемый потоки до смешения находятся в разных фазах, а после смешения - в одной фазе, т.е. в процессе смешения изменяется агрегатное состояние одного из потоков.

К первой группе относятся паро- и газоструйные компрессоры, эжекторы и инжекторы, а также струйные насосы.

Ко второй группе относятся струйные аппараты для гидротранспорта, воздушные эжекторы и струйные аппараты для пневмотранспорта.

К третьей группе относятся пароводяные инжекторы и струйные подогреватели.

Условия работы струйных аппаратов зависят также от упругих свойств взаимодействующих сред. Под упругими свойствами или сжимаемостью понимается значительное изменение удельного объема среды при изменении ее давления. На практике применяются струйные насосы, в которых:

- 1) обе среды (рабочая и инжектируемая) упруги;
- 2) упругая только одна из сред;
- 3) обе среды неупругие.

Работа равнофазных аппаратов с упругими средами зависит в значительной мере от степени сжатия инжектируемой среды, а также от степени расширения рабочей среды.

Степенью сжатия называется отношение давления  $P_c / P_n$ , то есть отношение конечного давления сжатия к начальному, хотя более строго было бы назвать это отношение степенью повышения давления, поскольку под степенью сжатия обычно понимается отношение удельных объемов. Аналогично, под степенью расширения рабочего потока понимается отношение давлений  $P_p / P_n$ , то есть отношение начального давления перед соплом к конечному отношению за соплом, хотя здесь также, говоря более строго, это отношение можно назвать степенью снижения давления.

По степени сжатия и степени расширения равнофазные струйные аппараты для упругих сред можно классифицировать следующим образом:

1) *аппараты с большой степенью расширения и умеренной степенью сжатия.* Такие аппараты называют газоструйными или пароструйными компрессорами. Рабочей и инжектируемой средой в этих аппаратах является пар или газ. Степень расширения рабочего потока в компрессорах велика. Отношение давлений рабочего и инжектируемого потоков перед компрессором во много раз больше критического отношения давления. Степень сжатия, развиваемая такими аппаратами, обычно находится в пределах  $2,5 > P_c / P_n > 1,2$ . К аппаратам этой группы относятся аппараты для повышения давления отработанного пара, газа в сети и др.;

2) *аппараты с большой степенью сжатия и большой степенью расширения.*

Такие аппараты обычно применяются в установках, где требуется поддерживать глубокий вакуум, и их называют газоструйными или пароструйными эжекторами. Степень расширения рабочего потока в эжекторах также весьма значительна. Отношение давлений рабочего и инжектируемого потоков перед эжектором  $P_p / P_n$  также во много раз больше критического отношения давлений. Степень сжатия, создаваемая такими аппаратами,  $P_c / P_n > 2,5$ ;

3) к этой группе относятся *аппараты с большой степенью расширения и малой степенью сжатия.* Такие аппараты называются газоструйными или пароструйными инжекторами. Рабочей и инжектируемой средой в этих аппаратах является пар или газ. Степень расширения рабочего потока в инжекторах значительна, но степень сжатия мала -  $P_c / P_n < 1,2$ . Поскольку степень сжатия мала, упругие свойства инжектируемого и смешанного потоков проявляются слабо. Поэтому при расчете таких аппаратов в основных расчетных уравнениях могут не учитываться свойства сжимаемости инжектируемого и смешанного потоков. К таким аппаратам относятся паровоздушные дутьевые инжекторы топочных устройств и котельных установок, воздушные обдувочные инжекторы, газовые инжекционные горелки и т.д. На практике применяются также равнофазные струйные аппараты, в которых свойства сжимаемости рабочего и инжектируемого потоков не проявляются. Эти аппараты называются струйными насосами.

Рабочей и инжектируемой средой в этих аппаратах в большинстве случаев является жидкость. Это водоструйные насосы для откачивания воды из скважин и колодцев; элеваторы, широко используемые в теплофикационных системах для присоединения отопительных установок к водяным тепловым сетям, и др.

Рабочей и инжектируемой средой в струйных насосах может быть также газ или пар, но в этом случае степень расширения рабочего тела должна быть значительно меньше критического отношения давлений, также мала должна быть и степень сжатия ( $P_c/P_n < 1,2$ ).

Разнофазные струйные аппараты в зависимости от упругих свойств взаимодействующих сред можно разделить на три типа:

- аппараты с упругой рабочей силой и неупругой инжектируемой. К ним относятся пневмотранспортные струйные аппараты, где газ инжектирует сыпучее твердое тело или жидкость;

- аппараты с неупругой рабочей и упругой инжектируемой средами. К ним относятся жидкостно-газовые эжекторы, например, водовоз-душные эжекторы;

- аппараты, в которых обе среды неупруги. Эти аппараты служат для гидротранспорта твердых тел, в которых жидкость инжектирует сыпучее твердое тело.

Струйные аппараты, в которых полностью изменяется агрегатное состояние одного из взаимодействующих потоков, можно разделить на два типа. К первому относятся аппараты, в которых рабочей средой является пар, а инжектируемой - жидкость (*парожидкостные инжекторы*). Ко второму типу относятся аппараты, в которых рабочей средой является жидкость, а инжектируемой - пар (*струйные подогреватели*).

Указанная классификация струйных аппаратов приведена в таблице 1.

В названии аппарата вначале, как правило, указывается вид рабочей среды (газ, пар, вода). Каждый из указанных типов струйных аппаратов имеет свои характерные особенности, которые должны учитываться при его расчетах. В то же время все струйные аппараты имеют много общего, поскольку процессы их работы описываются одними и теми же уравнениями, приведенными ранее.

Таблица – Классификация струйных аппаратов

Группа аппаратов	Состояние взаимодействующих сред	Свойства взаимодействующих фаз	Степень сжатия	Аппараты
Равнофазные	Агрегатное состояние рабочей и инжектируемой сред одинаково	Упругие среды	1,2 – 2,5	Газо (паро) – струйные компрессоры
			> 2,5	Газо (паро) – струйные эжекторы
			> 1,2	Газо (паро) – струйные инжекторы
		Неупругие среды	Любая	Струйные насосы
Разнофазные	Агрегатное состояние рабочей и инжектируемой сред неодинаково	Рабочая – упругая, инжектируемая – неупругая	Любая	Струйные аппараты для пневмотранспорта
		Рабочая – неупругая, инжектируемая – упругая	Любая	Водовоздушные эжекторы
		Рабочая и инжектируемая – неупругие	Любая	Струйные аппараты для гидротранспорта
Изменяющиеся	Агрегатное состояние одной из сред изменяется	Рабочая – упругая, инжектируемая – неупругая	Любая	Пароводяные эжекторы
		Рабочая – неупругая, инжектируемая – упругая	Любая	Пароводяные смешивающие подогреватели

## Разность напоров и потери напора

Различие в применении терминов «разность напоров» и «потери напора» с одним и тем же обозначением  $\Delta H$  поясним на примерах.

Движение жидкости происходит только при наличии разности напоров ( $\Delta H = H_1 - H_2$ ), от точки с большим напором  $H_1$  к точке с меньшим  $H_2$ . Например, если два бака, заполненных водой до разных высотных отметок, соединить трубопроводом, то по нему начнётся перетекание в бак с меньшей отметкой уровня воды под влиянием разности напоров  $\Delta H$ , равной в этом случае разности отметок уровней воды в баках. При выравнивании уровней напоры в обоих баках становятся одинаковыми  $H_1 = H_2$ , разность напоров  $\Delta H = 0$  и перетекание прекращается.

Потери напора  $\Delta H$  отражают потерю полной энергии потока при движении жидкости. Если в предыдущем примере на трубе установить задвижку и закрыть её, то движение воды прекратится и потерь напора не будет ( $\Delta H = 0$ ), однако разность уровней воды будет создавать некоторую разность напоров  $\Delta H$ . После открывания задвижки вода вновь начнёт перетекать по трубе и общие потери напора в трубопроводе при движении из одного бака в другой будут равны разности напоров в баках  $\Delta H = H_1 - H_2$ , то есть мы опять пришли к уравнению Бернулли.

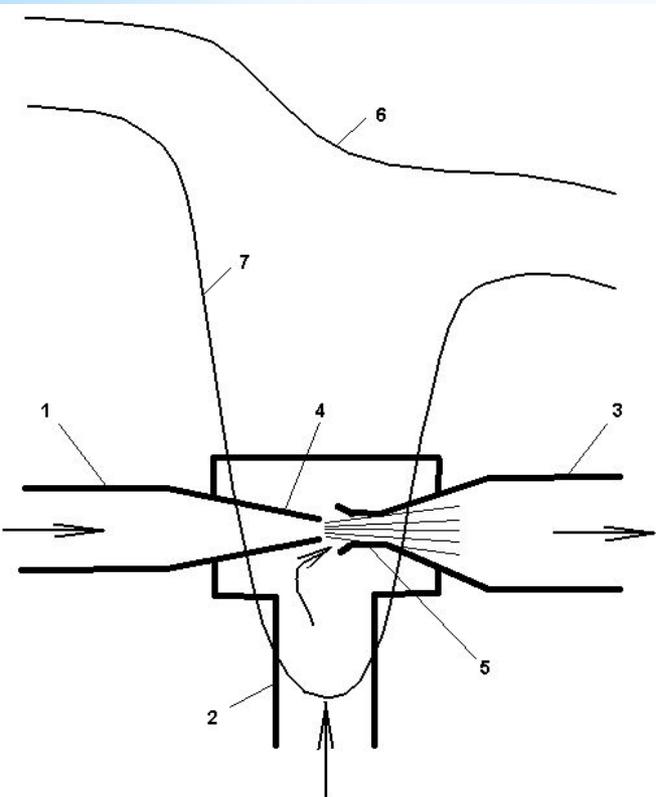
Таким образом, «разность напоров» является причиной движения воды, а «потеря напора» - следствием. При установившемся движении жидкости они равны. Измеряются они в одних и тех же единицах СИ: метрах по высоте.

Обычно в гидравлических задачах при известных  $v$  или  $q$  определяемая величина  $\Delta H$  называется потерей напора и, наоборот, при определении  $v$  или  $q$  известная  $\Delta H$  - разностью напоров.

## Напорная и пьезометрическая линии

Напорная линия графически изображает гидродинамические напоры вдоль потока. Отметки этой линии могут быть определены с помощью трубок Пито или же расчётом. По ходу движения она всегда падает, то есть имеет уклон, так как потери напора не обратимы.

Пьезометрическая линия графически отражает напоры вдоль потока без скоростного напора  $h_v = v^2/2g$ , поэтому она располагается всегда ниже напорной линии. Отметки этой линии могут быть зарегистрированы непосредственно пьезометрами или, с пересчётом, манометрами. В отличие от напорной линии пьезометрическая может не только понижаться вдоль потока, но и повышаться.



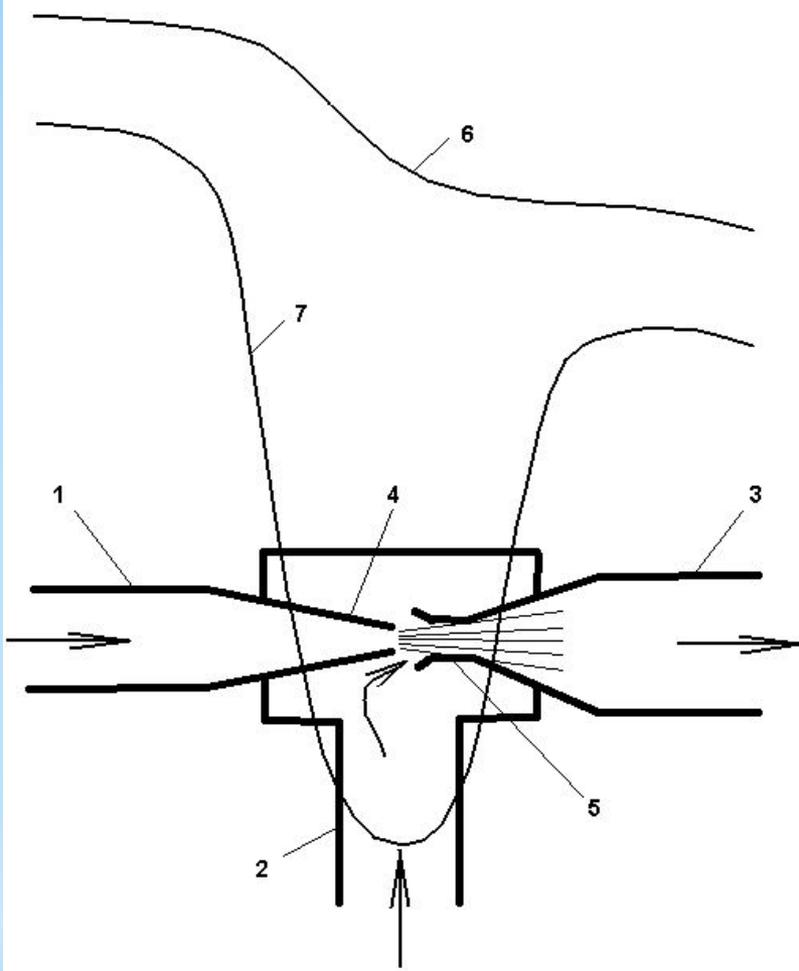
Водоструйный насос: 1 - нагнетательный трубопровод; 2 - сопло; 3 - всасывающий трубопровод; 4 - горловина; 5 - отводящий трубопровод; 6 - напорная линия; 7 - пьезометрическая линия

## Связь давления и скорости в потоке

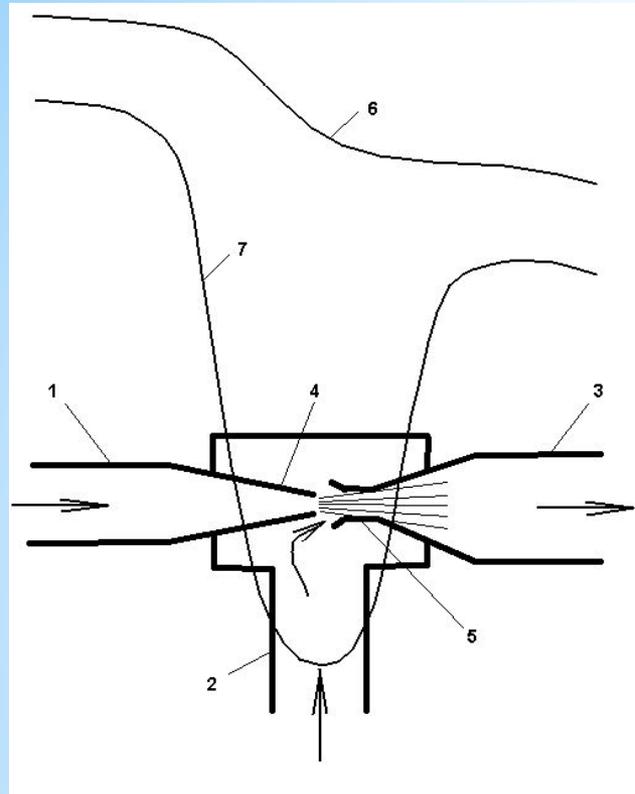
Связь давления и скорости в потоке жидкости — обратная: если в каком-то месте потока скорость увеличивается, то давление здесь мало, и, наоборот, там, где скорости невелики, давление повышенное. Эту закономерность объясним на основе уравнения Бернулли.

Рассмотрим работу водоструйного насоса. На подходе по нагнетательному трубопроводу 1 поток рабочей жидкости имеет относительно небольшую скорость  $v_1$  и высокое избыточное давление  $p_{изб1}$ . Проходя через сопло 2, поток сужается, скорость его резко возрастает до  $v_2$ . Для дальнейших рассуждений запишем уравнение Бернулли так:

$$\frac{p_{изб1}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_{изб2}}{\rho g} + \dots$$



Водоструйный насос: 1 - нагнетательный трубопровод; 2 - сопло; 3 - всасывающий трубопровод; 4 - горловина; 5 - отводящий трубопровод; 6 - напорная линия; 7 - пьезометрическая линия



Здесь нет  $z_1$  и  $z_2$ , так как труба горизонтальная, а величиной потерь напора  $\Delta H \approx 0$  пренебрегаем. Так как в правой части уравнения кинетическая составляющая энергии потока резко возросла из-за увеличения  $v_2$ , то потенциальная составляющая, связанная с избыточным давлением после сопла  $p_{изб2}$ , наоборот, уменьшится. Величину  $p_{изб2}$  можно выразить из этого уравнения и найти численное значение. Если  $p_{изб2}$  получается отрицательным, то, значит, возник вакуум (полное давление в струе стало меньше атмосферного). В последнем случае пьезометрическая линия опустится ниже отметки самой струи.

Таким образом в струе рабочей жидкости после сопла образуется область пониженного давления или даже вакуум, что вызывает подсос транспортируемой жидкости по всасывающему трубопроводу 3. Далее обе жидкости смешиваются в горловине 4 и транспортируются по отводящему трубопроводу 5.

Водоструйные насосы не имеют трущихся частей, в этом их преимущество перед механическими. По их принципу работают также эжекторы, гидроэлеваторы, насосы для создания вакуума.