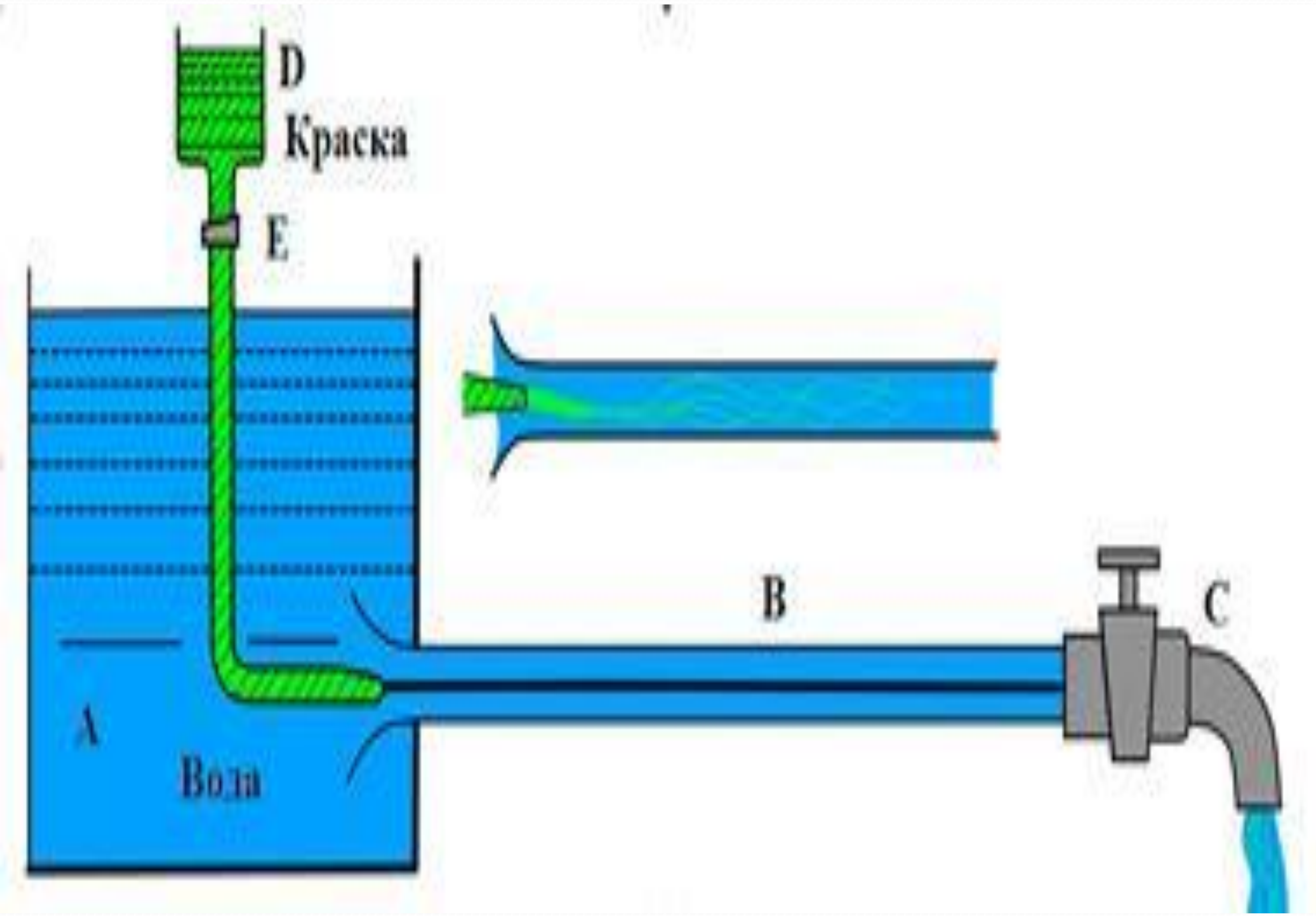
Режимы движения жидкости

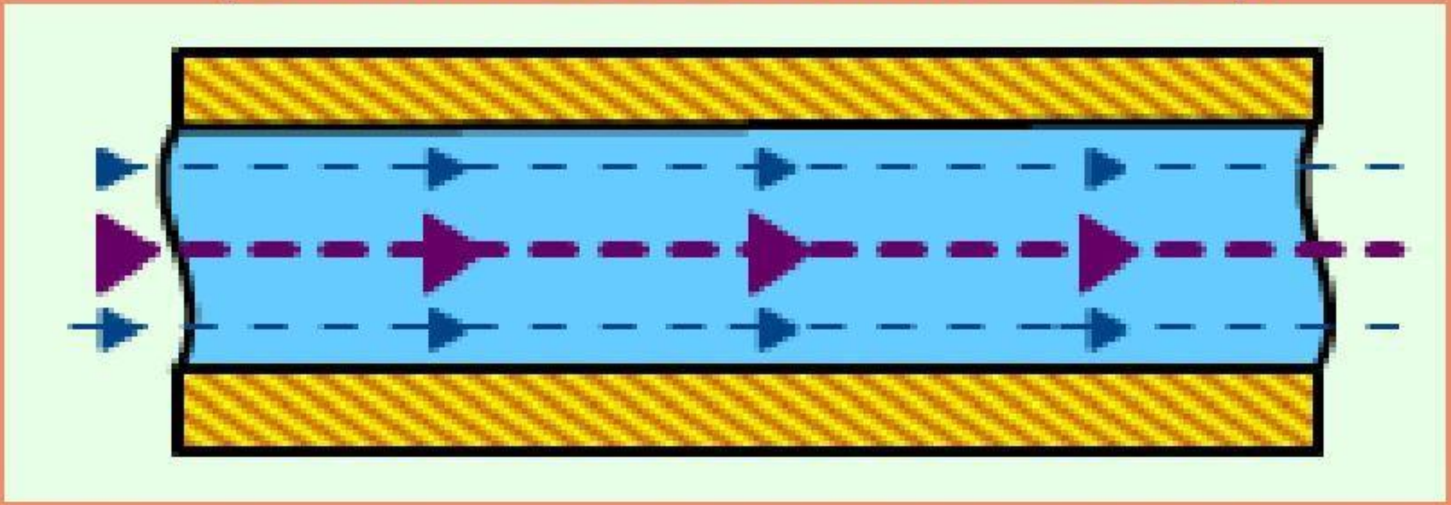
При наблюдении за движением жидкости в трубах и каналах, можно

заметить, что в одном случае жидкость ***сохраняет определенный строй***

своих частиц, а в других – ***перемещаются бессистемно.***

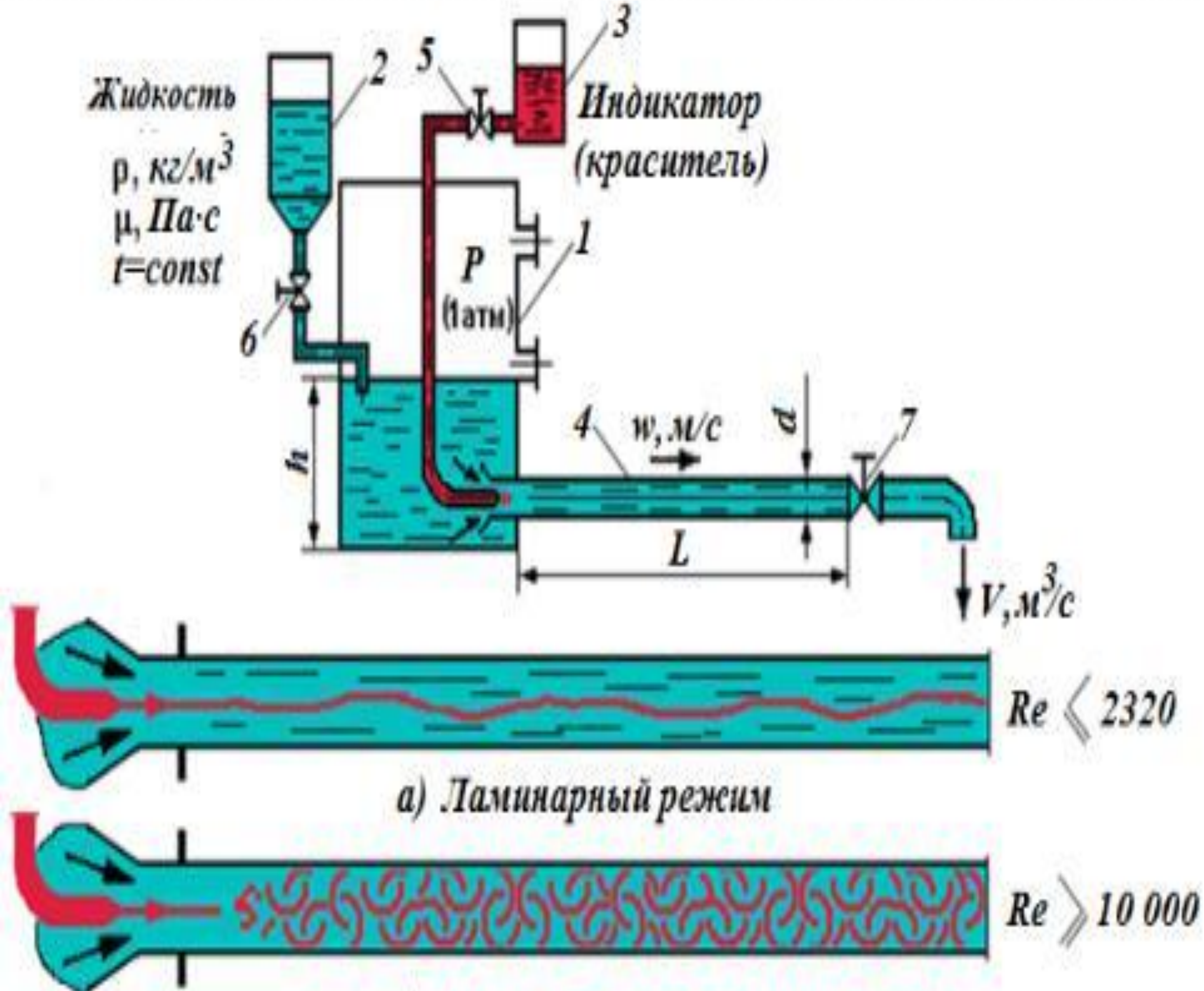

D
Краска
E
B
C
A
Вода

Ламинарное движение (от латинского lamina - слой).



Струйка краски параллельна оси трубы. Слои жидкости не перемешиваются.

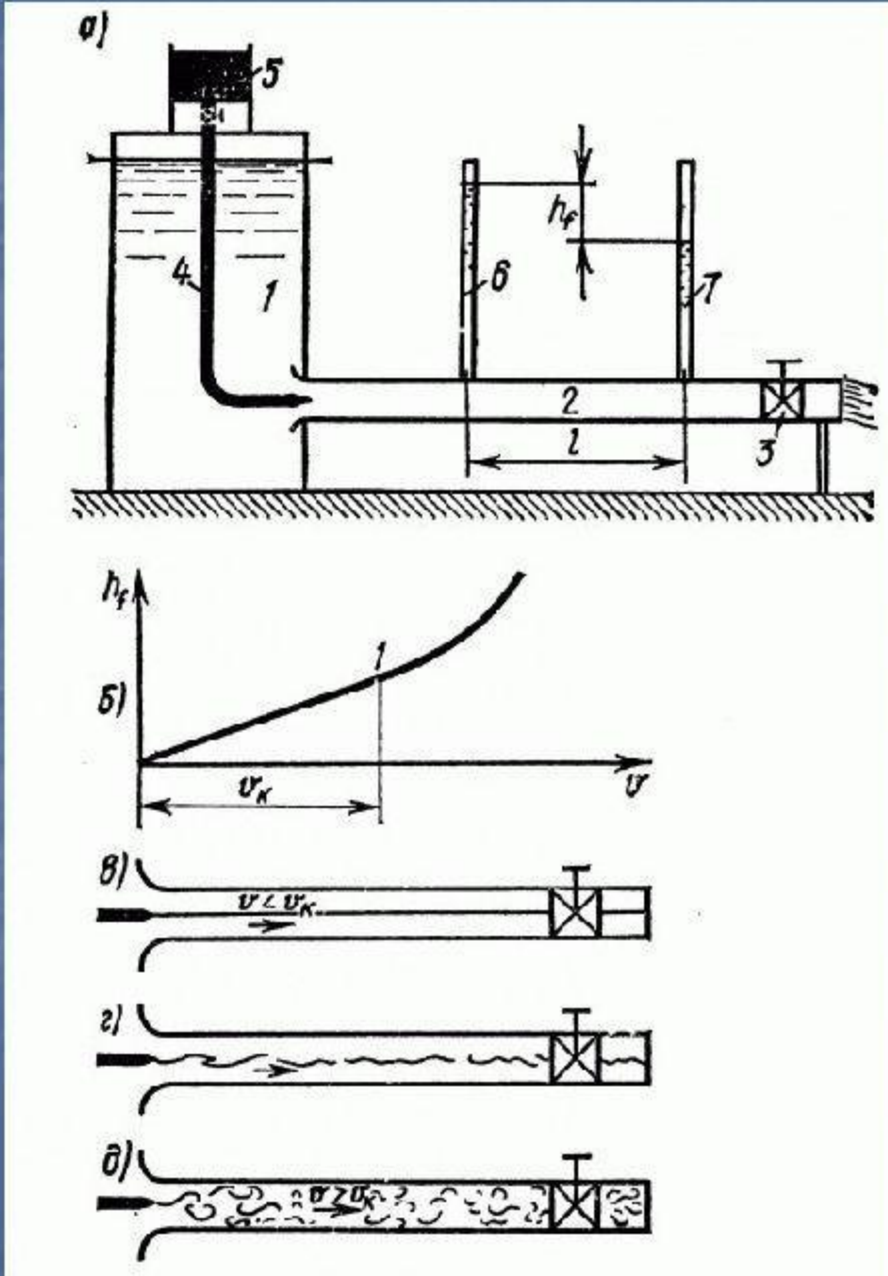
Ламинарным называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости и давления.



а) Ламинарный режим

б) Турбулентный режим

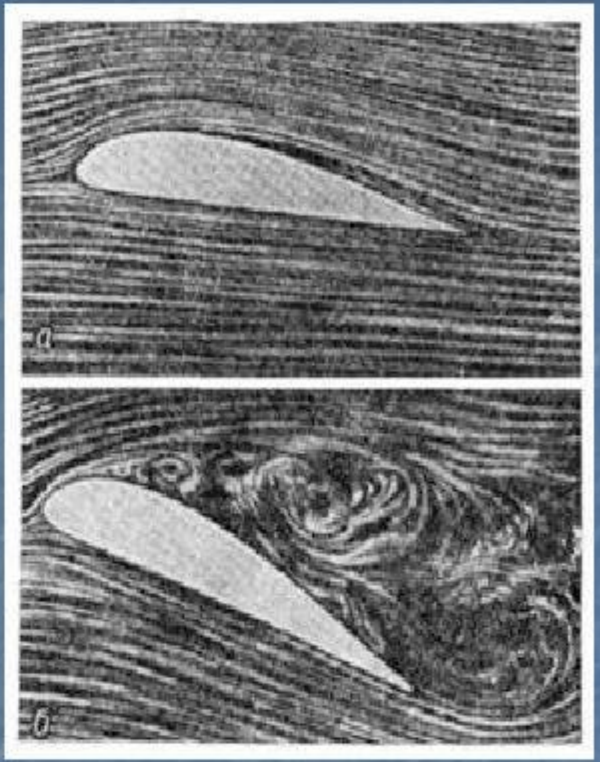
Опыты Рейнольдса



1. Ламинарный режим движения. Особенности - слоистый характер течения жидкости, отсутствие перемешивания, неизменность давления и скорости по времени.

2. Переходный режим.

3. Турбулентный режим течения. Заметны: вихреобразование, вращательное движение жидкости, непрерывные пульсации давления и скорости в потоке воды.



1. Ламинарным называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости и давления.

При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, при этом отсутствуют поперечные перемещения частиц жидкости.

2. Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости.

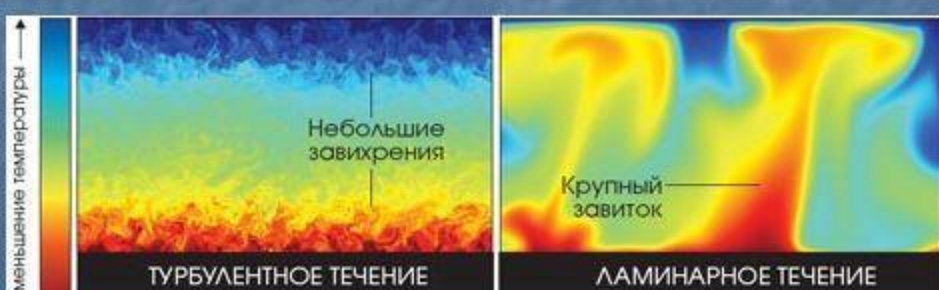
Примеры ламинарного и турбулентного течений

Турбулентное и ламинарное обтекание

Турбулентное течение в трубе

Турбулентное течение за соплами

Пламя



3. Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при определенной скорости движения жидкости. Эта скорость называется критической $V_{кр}$.

Значение этой скорости прямо пропорционально кинематической вязкости жидкости ν и обратно пропорционально диаметру трубы d.

$$V_{кр} = k\frac{\nu}{d}$$

4. Входящий в эту формулу безразмерный коэффициент k одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Этот коэффициент называется критическим числом Рейнольдса $Re_{кр}$ и определяется следующим образом:

$$Re_{кр} = \frac{V_{кр}d}{\nu} = \frac{\rho V_{кр}d}{\mu} \approx 2300...2320$$

5. Критерий подобия Рейнольдса (число Рейнольдса) позволяет судить о режиме течения жидкости в трубе.

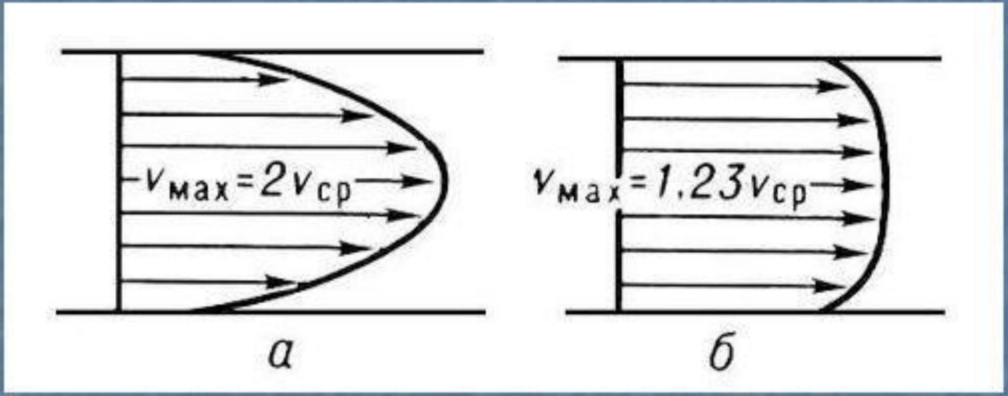
При $Re < Re_{кр} = 2320$ течение является ламинарным;

$2320 < Re < 3800…4200$ - переходная область;

$Re > 3800…4200$ течение турбулентное.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{\rho V d}{\mu}$$



Эпюры скоростей в трубе:
а) ламинарный режим; б) турбулентный

Зависимости справедливы только для круглых труб.

Физический смысл числа Рейнольдса

$$Re = \frac{V \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Число (критерий) Рейнольдса)
Re - мера отношения силы инерции к силе трения

μ - динамический коэффициент вязкости

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ - кинематический коэффициент вязкости

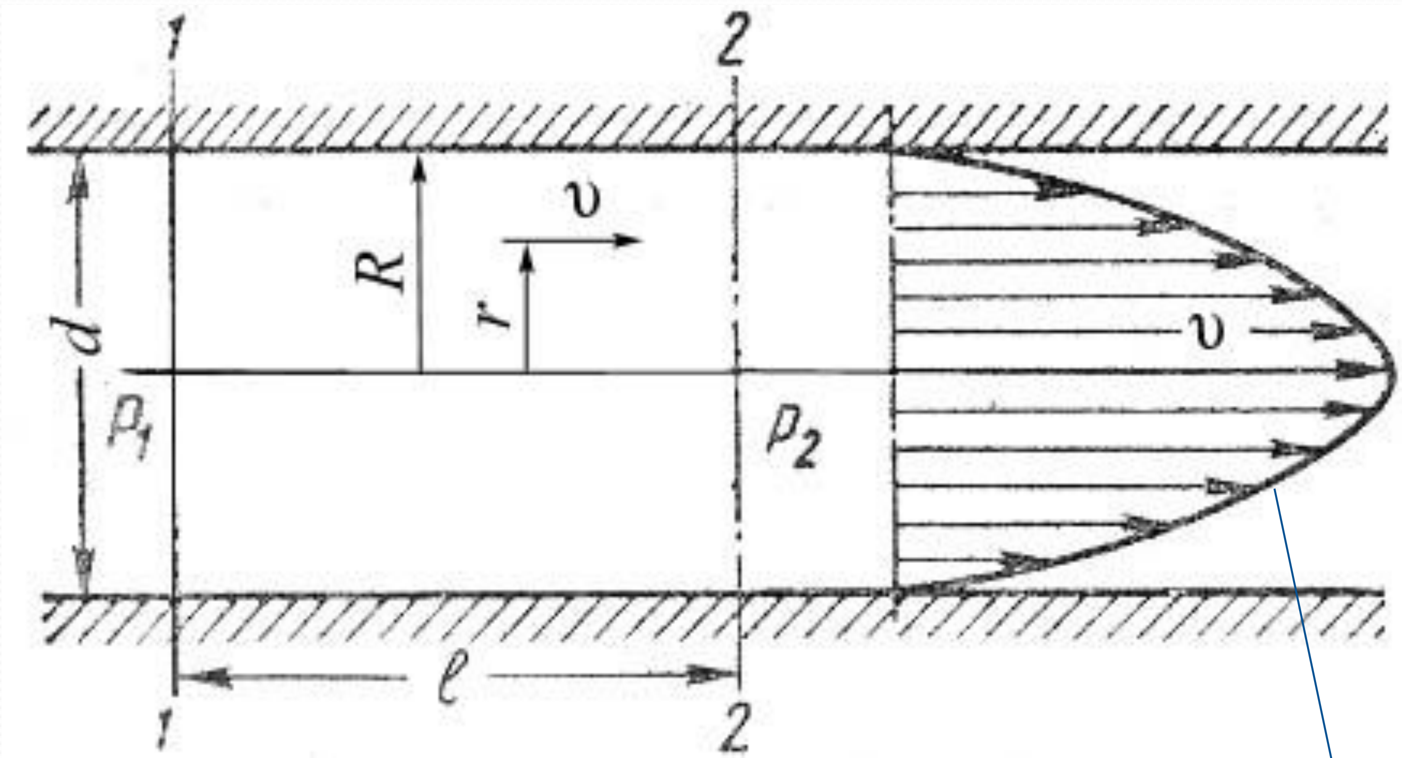
При увеличении скорости растут силы инерции. Силы трения при этом больше сил инерции и до некоторых пор выпрямляют траектории струек

При некоторой скорости $v_{кр}$:

Сила инерции $F_и$ > силы трения $F_{тр}$, поток становится турбулентным

Потери напора на трение(по длине) при ламинарном движении.

- Как показывают исследования, при ламинарном течении жидкости в круглой трубе максимальная скорость находится на оси трубы. У стенок трубы скорость равна нулю, т.к. частицы жидкости покрывают внутреннюю поверхность трубопровода тонким неподвижным слоем. От стенок трубы к ее оси скорости нарастаю плавно. *График распределения*
- *скоростей по поперечному сечению потока представляет собой параболоид вращения, а сечение параболоида осевой плоскостью* – квадратичную параболу



Эпюра скоростей

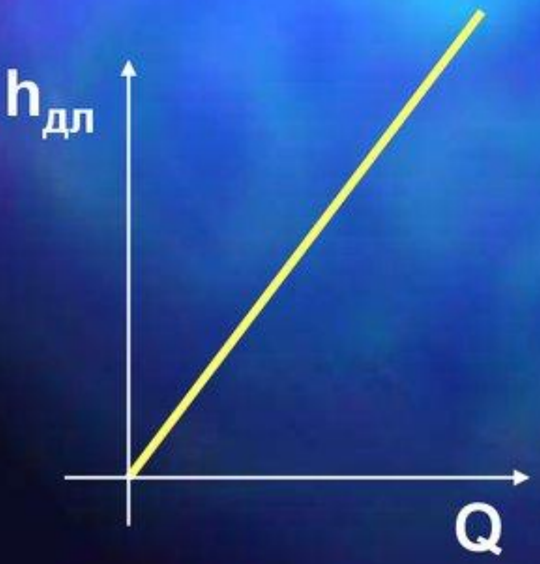
Зависимость потерь по длине от расхода (ламинарный режим)

$$h_{\partial л} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Формула Дарси-Вейсбаха

Формула Пуазейля

$$h_{\partial л} = \lambda \frac{l}{d}\frac{v^2}{2g} = \frac{64}{\mathrm{Re}}\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g} = \frac{64 \cdot \nu}{v \cdot d}\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g} = \frac{32\nu \cdot l \cdot v}{d^2 g} = \frac{128\nu \cdot l \cdot Q}{\pi d^4 g}$$



При ламинарном режиме потери по длине пропорциональны расходу в первой степени

Коэффициент сопротивления трения при ламинарном режиме

При ламинарном движении теплоносителя ($Re<2300$) для определения λ можно использовать формулу Пуазейля:

$$\boxed{\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}} \quad . \qquad (3)$$

при переходном ($Re=2300...10^4$) и турбулентном ($Re>10^4$) режимах коэффициент трения зависит не только от режима движения жидкости, но и от шероховатости канала.

При малых значениях *Re*, когда пограничный слой покрывает выступы шероховатости, канал считается гидравлически гладким и λ может быть определен по формуле Блазиуса.

Потери напора при турбулентном течении жидкости

- Для турбулентного течения характерно перемешивание жидкости, пульсации скоростей и давлений. Если с помощью особо чувствительного прибора-самописца измерять пульсации, например, скорости по времени в фиксированной точке потока, то получим картину, подобную показанной на рис.4.4. Скорость беспорядочно колеблется около некоторого осредненного по времен значения υ_{ocp}, которое данном случае остается постоянным. Характер линий тока в трубе в данный момент времени отличается большим разнообразием (рис.4.5). Рис. 4.4. Пульсация скорости в турбулентном потоке

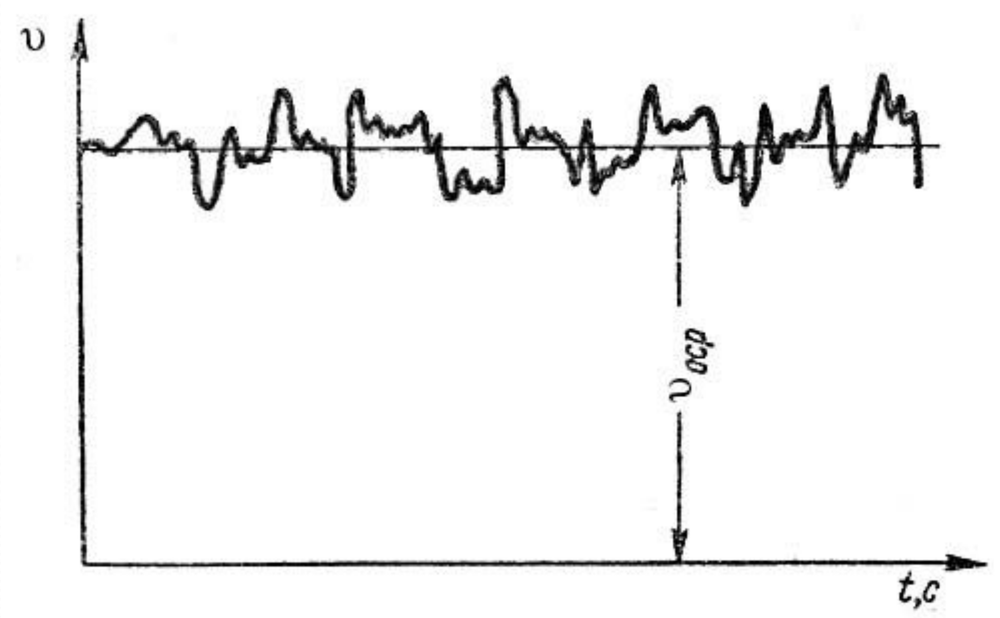


Рис. 4.4. Пульсация скорости в турбулентном потоке

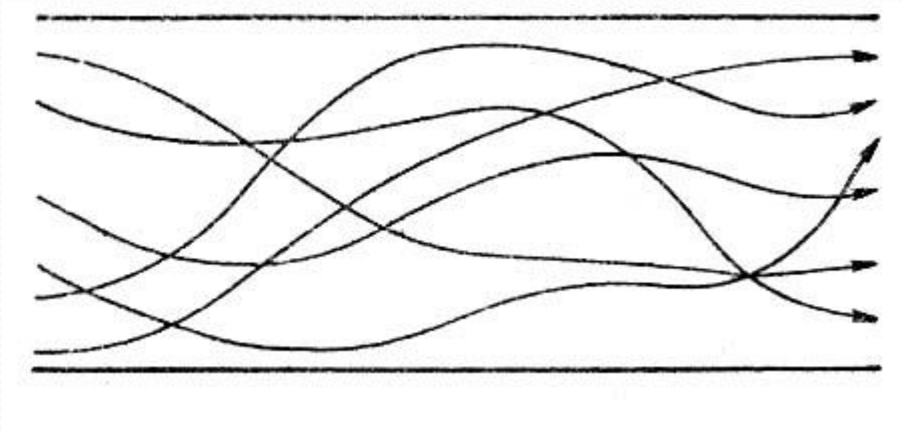


Рис. 4.5. Характер линий тока в турбулентном потоке

- При турбулентном режиме движения жидкости в трубах эпюра распределения скоростей имеет вид, показанный на рис. 4.6. В тонком пристенном слое толщиной δ жидкость течет в ламинарном режиме, а остальные слои текут в турбулентном режиме, и называются *турбулентным ядром. Таким образом, строго говоря, турбулентного* движения в чистом виде не существует. Оно сопровождается ламинарным движением у стенок, хотя слой δ с ламинарным режимом весьма мал по сравнению с турбулентным ядром.

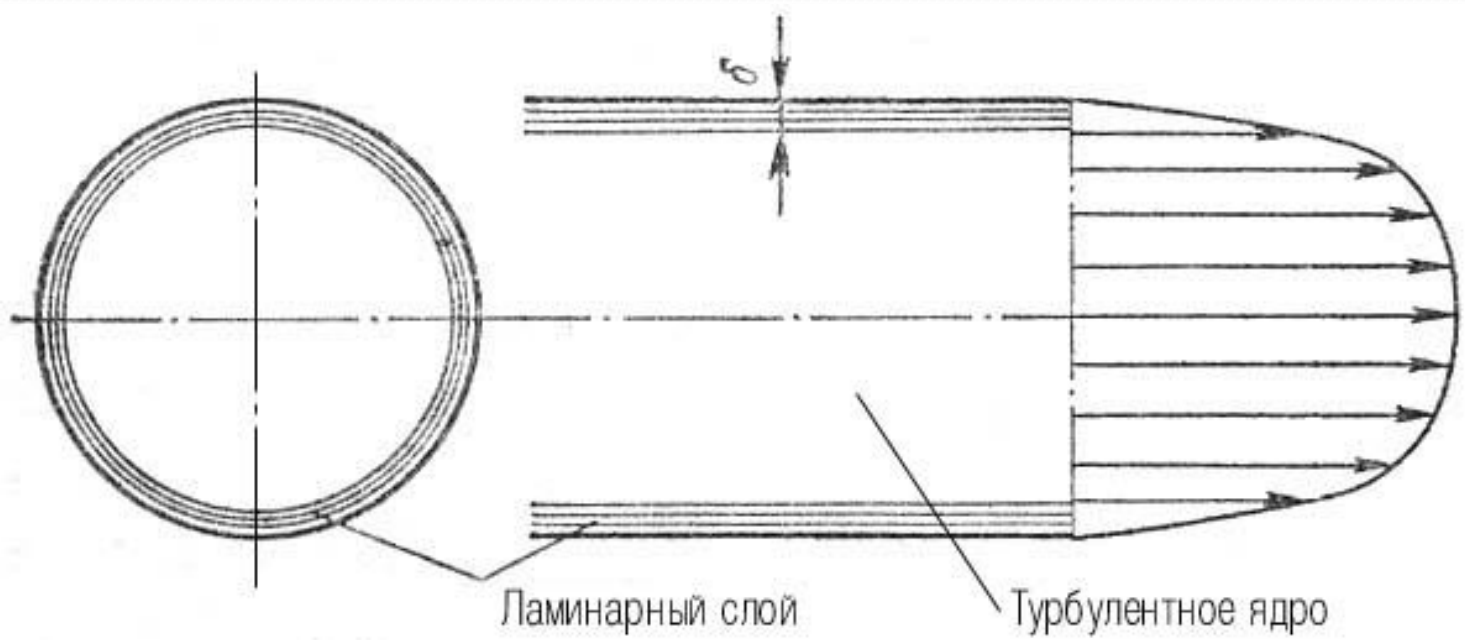


Рис. 4.6. Модель турбулентного режима движения жидкости

Основной расчетной формулой для потерь напора при турбулентном течении жидкости в круглых трубах является уже приводившаяся выше эмпирическая формула , называемая *формулой Вейсбаха-Дарси и* имеющая следующий вид:

$$h_{\tau} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^{2}}{2g}$$

Различие заключается лишь в значениях коэффициента гидравлического трения **λ**. Этот коэффициент зависит от числа Рейнольдса Re и от безразмерного геометрического фактора – относительной Шероховатости Δ/d *(или* Δ/ro*, где ro – радиус трубы).*

Зависимость потерь по длине от расхода (турбулентный режим)

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Формула Дарси-Вейсбаха

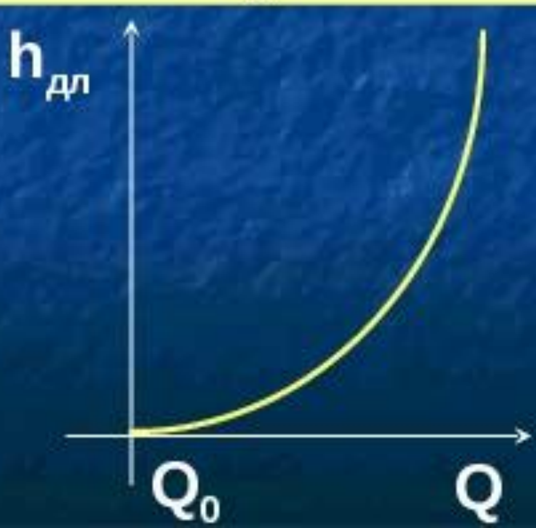
$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68\nu}{V \cdot d} + \frac{\Delta_э}{d} \right)^{0,25}$$

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68\nu}{V \cdot d} \right)^{0,25} \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \approx V^{1.75} \approx Q^{1.75}$$

Гидравлически гладкие трубы

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{\Delta_э}{d} \right)^{0,25} \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \approx V^2 \approx Q^2$$

Абсолютно шероховатые трубы



При турбулентном режиме потери по длине пропорциональны $Q^{1.75}$ (зона III – зона доквадратичного сопротивления) и Q^2 (зона IV – зона квадратичного сопротивления)

Таблица для определения коэффициента гидравлического трения

Режим движения		**Число Рейнольдса**	**Определение λ**
Ламинарный		$\mathrm{Re} < 2300$	$\lambda = \dfrac{64}{\mathrm{Re}}$ или $\lambda = \dfrac{75}{\mathrm{Re}}$
Переходный		$2300 < \mathrm{Re} < 4000$	*Проектирование трубопроводов не рекомендуется*
Турбулентный	1-я область	$4000 < \mathrm{Re} < 10\dfrac{d}{\Delta_э}$	$\lambda_T = \dfrac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}$ (ф-ла Блазиуса) $\lambda_T = \dfrac{1}{(1{,}8\lg \mathrm{Re} - 1{,}5)^2}$ (ф-ла Конакова)
	2-я область	$10\dfrac{d}{\Delta_э} < \mathrm{Re} < 560\dfrac{d}{\Delta_э}$	$\lambda_T = 0{,}11\left(\dfrac{\Delta_э}{d} + \dfrac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}$ (ф-ла Альтшуля)
	3-я область	$\mathrm{Re} > 560\dfrac{d}{\Delta_э}$	$\lambda_T = 0{,}11\left(\dfrac{\Delta_э}{d}\right)^{0{,}25}$ (ф-ла Альтшуля) $\dfrac{1}{\sqrt{\lambda_T}} = -2\lg\left(\dfrac{\Delta_э}{3{,}71d}\right)$ (ф-ла Никурадзе)

Задача 1.

Q=1000 л/мин.
D=100 мм.
L= 5 км.
Δ= 0.2 мм.
ν = 0,013 см^2/ с.
γ= 8000 Н/м^3
Pl-?
Hl-?

Задача 2.

Q=2000 л/мин.
D=200 мм.
L= 20 м.
Δ= 0.2 мм.
ν = 0,01 см^2/ с.
γ= 8000 Н/м^3
Pl-?
Hl-?

Местные потери. Формула Вейсбаха

$$h_м = \xi \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Потери напора

$$\Delta p_м = \rho g h_м = \xi \cdot \frac{\rho V^2}{2}$$

Потери давления

ξ (кси) (иногда ζ (дзета)) - коэффициент местного сопротивления, зависит от его вида, размера и конструктивного выполнения.

$$\xi = \frac{h_м}{V^2 / 2g}$$

V – средняя скорость потока перед препятствием.

Иначе - обязательно оговаривается.

Определение коэффициентов местных сопротивлений

$$h_м = \xi \cdot \frac{V^2}{2g}$$

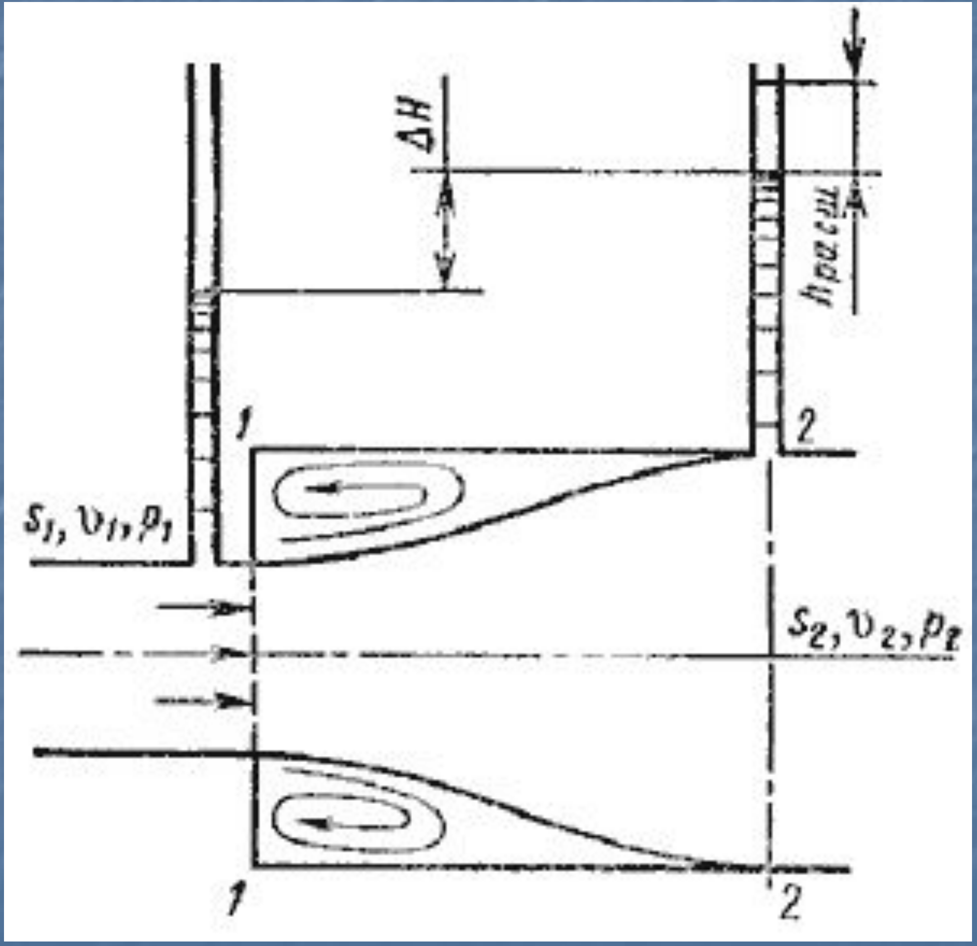
Формула Вейсбаха

Коэффициент ξ в основном берется из справочной литературы, кроме случаев:

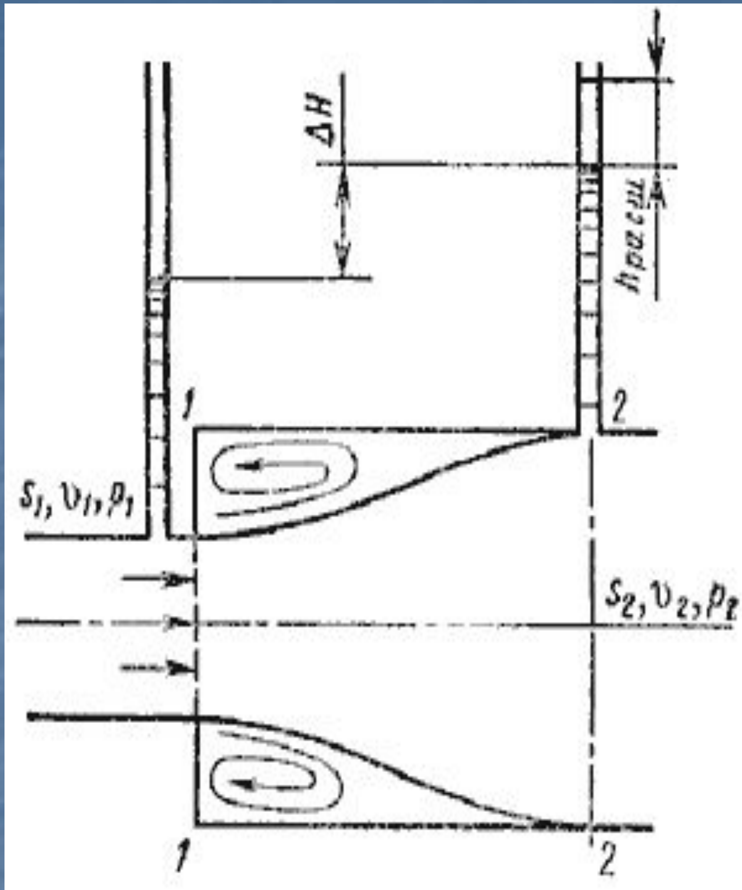
- внезапное расширение потока;
- внезапное сужение;
- диффузор и конфузор (плавное расширение/сужение);
- резкий и плавный поворот русла (колено/отвод).

Во всех случаях - только для турбулентного режима течения.

Коэффициент сопротивления при внезапном расширении потока



Потеря напора (энергии) при внезапном расширении русла расходуется на вихреобразование, связанное с отрывом потока от стенок, т.е. на поддержание вращательного непрерывного движения жидких масс.



Рассмотрим два сечения потока: 1-1 и 2-2 .

Допущения:

а) поток турбулентный ($\alpha = 1$);

б) напряжения трения $\tau = 0$.

Уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{расш};$$

Из теоремы об изменении количества движения

$$(p_1 - p_2)S_2 = Q\rho(V_2 - V_1).$$

Учитывая, что $Q = V_2 S_2$ и разделив на $S_2 \rho g$, получаем:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{V_2}{g}(V_2 - V_1) = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{2V_1 V_2}{2g} + \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}$$

или

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$$

, то есть

$$h_{расш} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} = \xi_{расш} \frac{V_1^2}{2g}$$

- теорема Борда (1766)

Теорема Борда - потеря напора при внезапном расширении русла равна скоростному напору, определенному по разности скоростей

Из уравнения неразрывности $V_1 S_1 = V_2 S_2$ и

$$h_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g} = \xi_{расш} \frac{V_1^2}{2g} \quad и \quad \xi_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$$

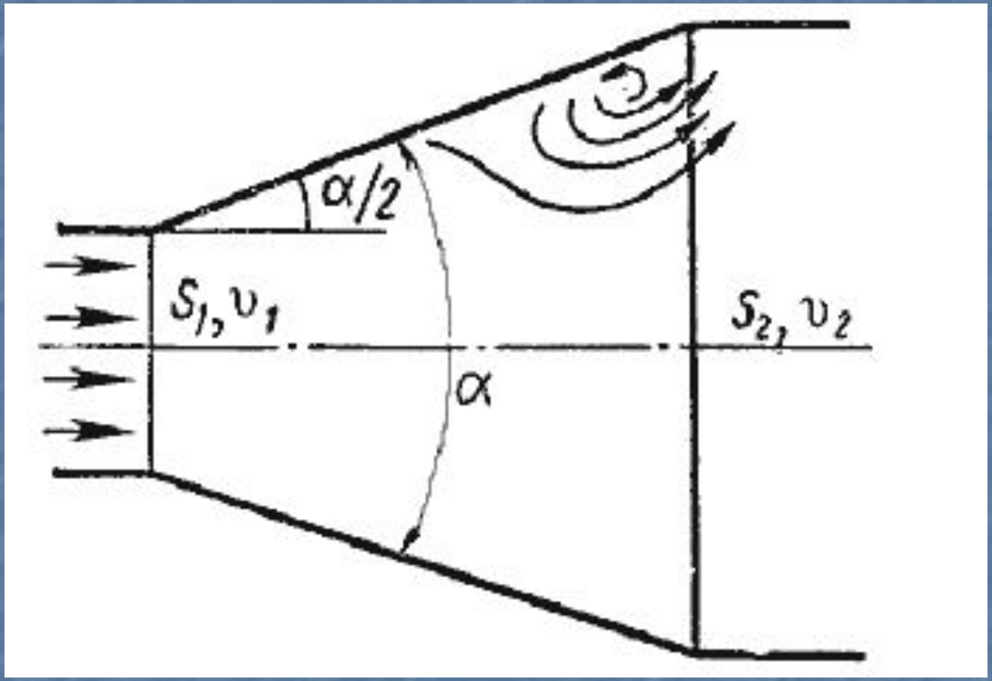
Частный случай:

при $S_2 \to \infty$ (расширение из трубы в бассейн)

$$h_{расш} = \frac{V_1^2}{2g}; \quad и \quad \xi_{расш} = 1$$

- полная потеря напора

Коэффициент сопротивления при плавном расширении русла (диффузор)



Течение в диффузоре сопровождается уменьшением скорости и увеличением давления, т.е. преобразованием кинетической энергии жидкости в энергию давления.

В диффузоре, как и при внезапном расширении русла, происходит отрыв основного потока от стенки и вихреобразование. Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла расширения диффузора α.

Кроме того, в диффузоре имеются и обычные потери на трение, подобные тем, которые возникают в трубах постоянного сечения.

Полную потерю напора в диффузоре рассматривают как сумму двух слагаемых:

$$h_{диф} = h_{тр} + h_{расш}$$

$h_{тр}$ и $h_{расш}$ - потери напора на трение и расширение (вихреобразование).

Без вывода:

$$h_{тр} = \frac{\lambda_m}{8 \cdot \sin(\alpha/2)}\left(1 - \frac{1}{n^2}\right)\frac{V_1^2}{2g}$$

где $n = S_2/S_1 = (r_2/r_1)^2$ - степень расширения диффузора;

$$h_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 k \frac{V_1^2}{2g}$$

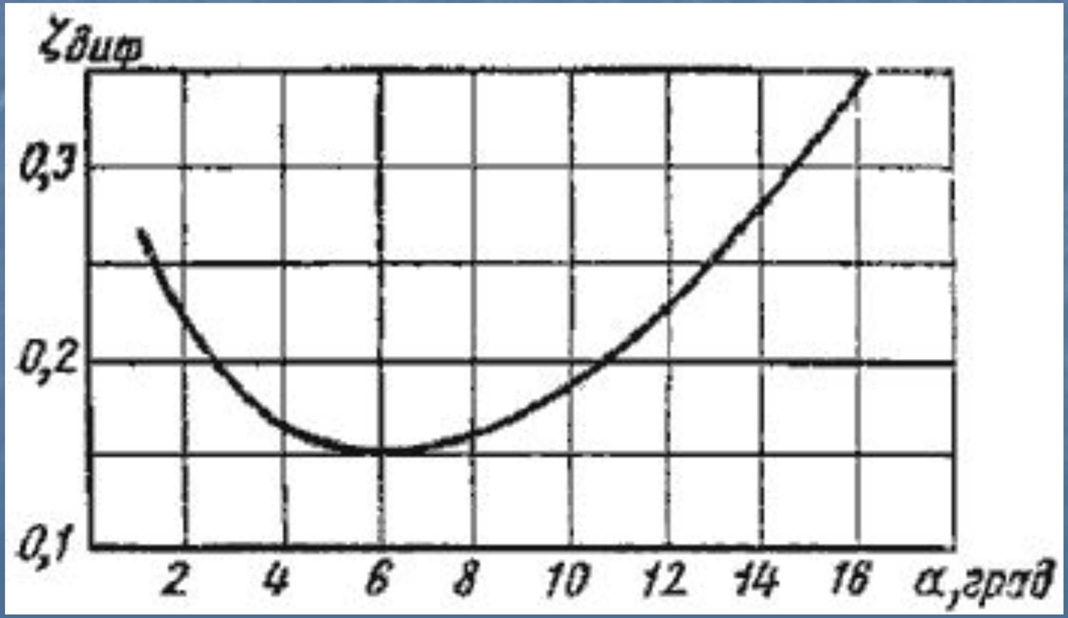
k - коэффициент смягчения (отн. уступа). При $\alpha = 5 \ldots 20°$ $k = \sin\alpha$.

Тогда полную потерю напора можно переписать в виде:

$$h_{диф} = \left[\frac{\lambda_m}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k\left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right] \frac{V_1^2}{2g} = \xi_{диф} \frac{V_1^2}{2g}$$

$$\xi_{диф} = \frac{\lambda_m}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + \sin\alpha \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2$$

коэффициент сопротивления диффузора



Функция $\xi = f(\alpha)$ имеет минимум при значении угла α

$$\alpha_{опт} = \arcsin\sqrt{\frac{n+1}{n-1} \cdot \frac{\lambda_m}{4}}$$

- оптимальный угол раскрытия диффузора

Коэффициент сопротивления при внезапном и плавном сужении русла

Потеря напора обусловлена трением потока при входе в более узкую трубу и потерями на вихреобразование, которые образуются в кольцевом пространстве вокруг суженой части потока

Полная потеря напора определится по формуле:

$$h_{суж} = \xi_{суж} \frac{V_2^2}{2g}$$

Коэффициент сопротивления сужения $\xi_{суж}$ определяется по полуэмпирической формуле И.Е. Идельчика:

$$\xi_{суж} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{1}{n}\right)$$

где

$n = S_1/S_2$

При выходе трубы из резервуара больших размеров (когда можно считать, что $S_2/S_1 = 0$), а также при отсутствии закругления входного угла, коэффициент сопротивления $\xi_{суж} = 0,5$.

Течение жидкости в конфузоре сопровождается увеличением скорости и падением давления. В конфузоре имеются лишь потери на трение

$$h_{конф} = \frac{\lambda_m}{8 \cdot \sin(\alpha/2)}\left(1 - \frac{1}{n^2}\right)\frac{V_2^2}{2g}$$

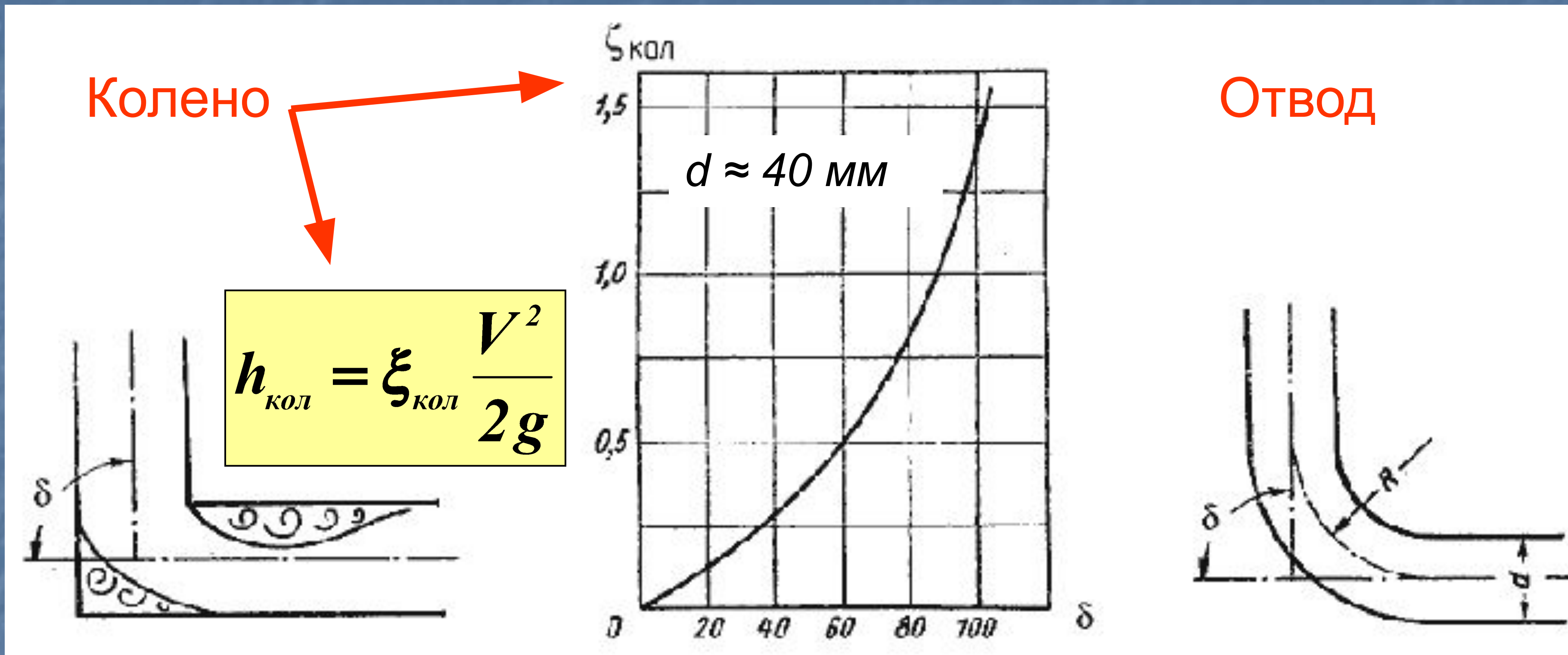
где коэффициент сопротивления конфузора определяется по формуле

$$\xi_{конф} = \frac{\lambda_m}{8 \cdot \sin(\alpha/2)}\left(1 - \frac{1}{n^2}\right)$$

где $n = S_1/S_2$ - степень сужения

Внимание! При сужении русла потери напора относятся к скорости за препятствием V_2 !

Внезапный и плавный поворот потока



$$h_{кол} = \xi_{кол} \frac{V^2}{2g}$$

Плавность поворота значительно уменьшает интенсивность вихреобразования, т.е. сопротивление отвода по сравнению с коленом.

Коэффициент сопротивления отвода $\xi_{отв}$ зависит от отношения R / d, угла δ, и формы поперечного сечения трубы. Для отводов круглого сечения с углом $\delta = 90°$ и $R/d > 1$ при турбулентном течении можно воспользоваться эмпирической формулой:

$$\xi^1_{отв} = 0,051 + \frac{1,19d}{R}$$

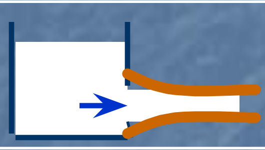
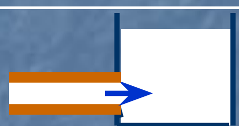
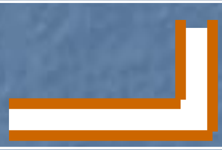
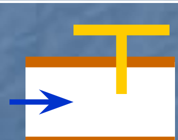
Для углов $\delta \le 70°$ коэффициент сопротивления

$$\xi_{отв} = 0,9\xi^1_{отв} \sin\delta$$

При $\delta > 100°$

$$\xi_{отв} = \left(0,7 + 0,35 \cdot \frac{\delta}{90}\right) \cdot \xi^1_{отв}$$

Справочные коэффициенты местных потерь

	Вид местного сопротивления	Коэфф. ξ
	Вход в трубу без закругления входных кромок	0,5
	То же, но при хорошо закругленных кромках	0,1
	Выход из трубы в сосуд больших размеров	1
	Резкий поворот без закругления при угле поворота 90^0	1,32
	Колено (плавное закругление) при радиусе закругления (5-7)d	0,5–0,3
	Кран	5-10
	Вход во всасывающую коробку насоса с обратным клапаном	5-10

Зависимость коэффициента местных потерь от Re

- Если на трубопроводе имеется несколько местных сопротивлений и расстояние между ними больше (40-60)d, то потери в них суммируются, считается, что взаимное влияние местных сопротивлений отсутствует .
- При меньшем расстоянии соседние местные сопротивления считаются одним сопротивлением; коэффициент ξ для него определяется опытным путем.

- При турбулентном режиме коэффициенты местного сопротивления ξ не зависят от числа Рейнольдса.