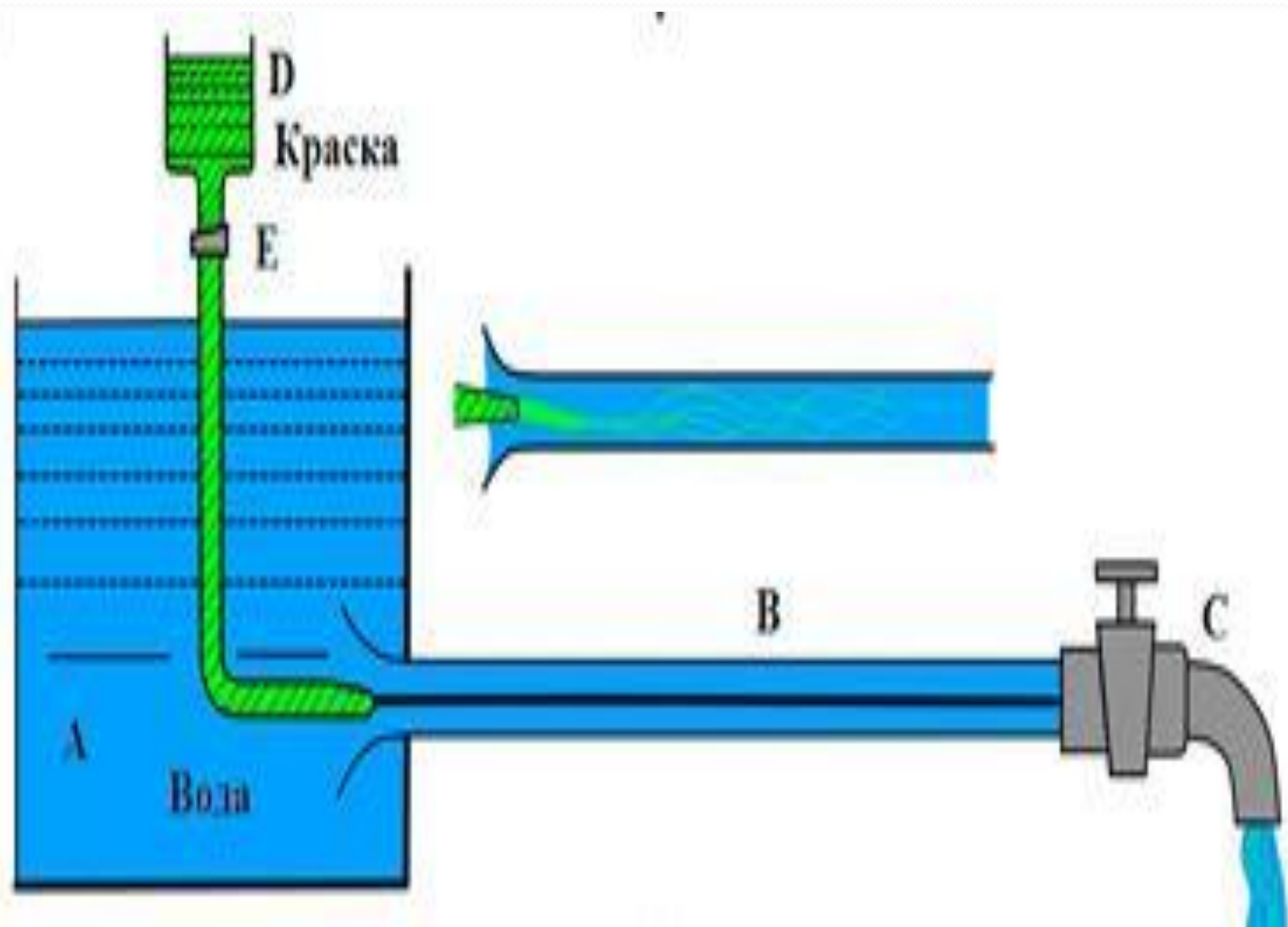
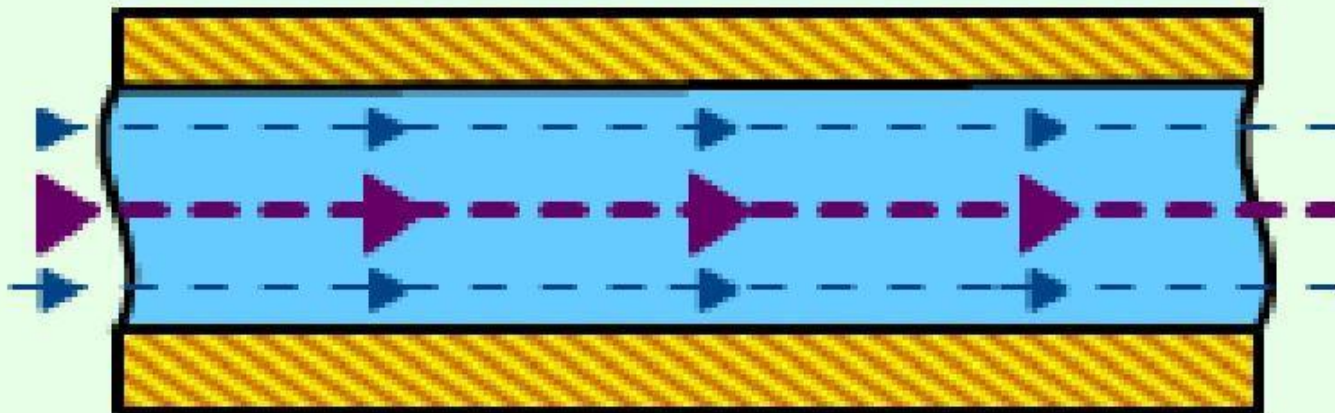


Режимы движения жидкости

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.**

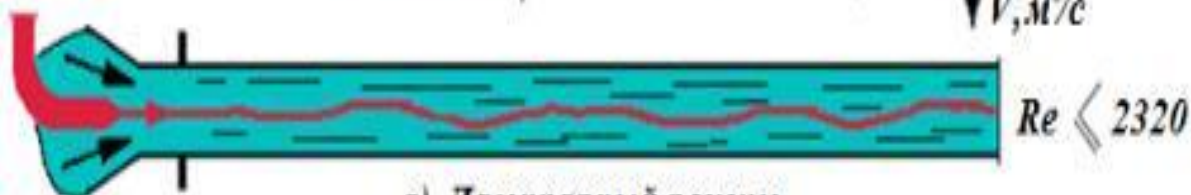
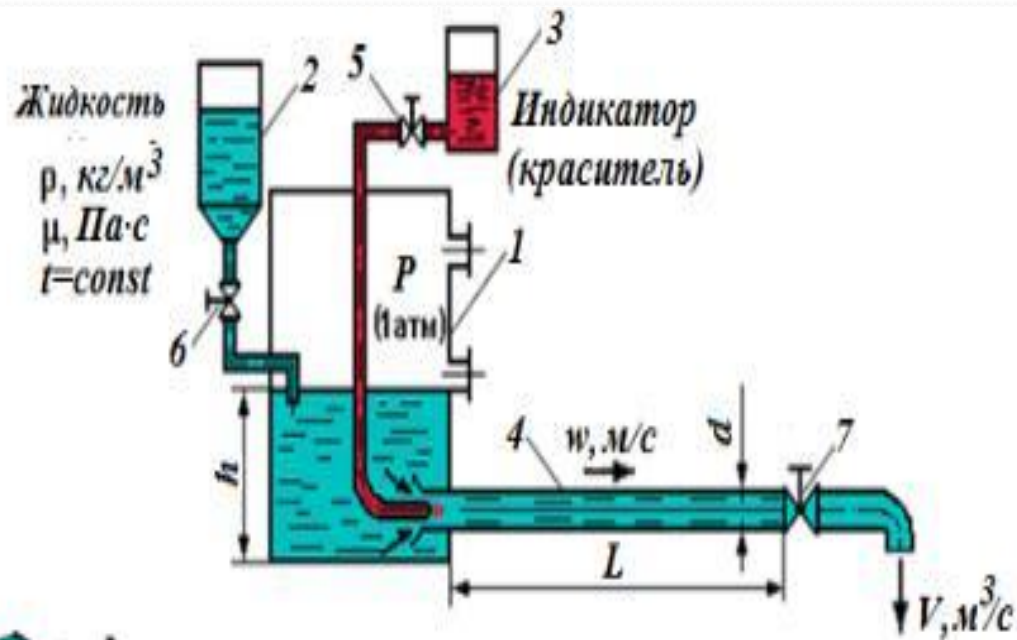


Ламинарное движение (от латинского lamina - слой).



Струйка краски параллельна оси трубы. Слои жидкости не перемешиваются.

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

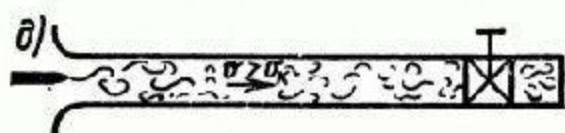
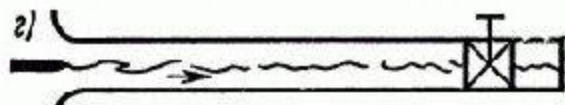
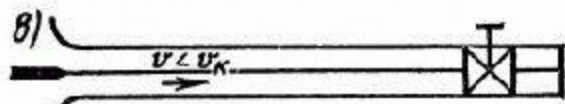
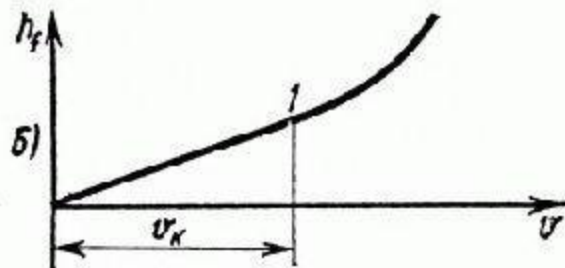
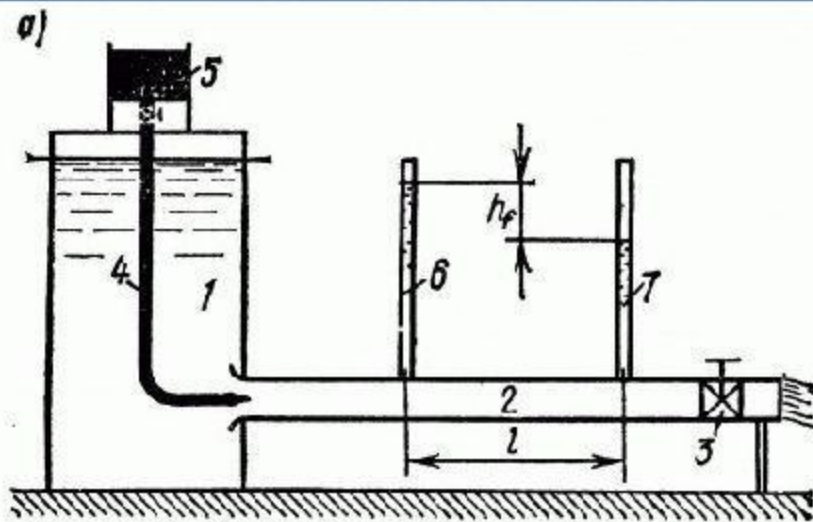


а) Ламинарный режим



б) Турбулентный режим

Опыты Рейнольдса

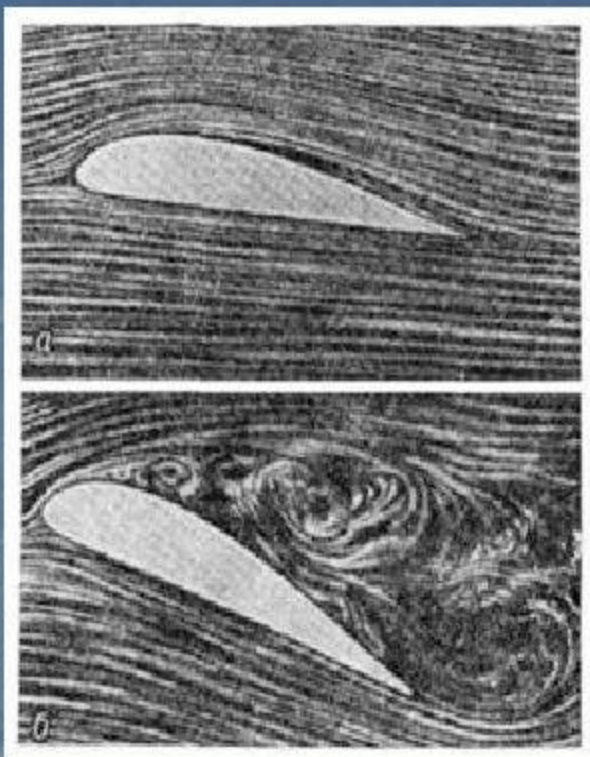


1. **Ламинарный режим движения.** Особенности - слоистый характер течения жидкости, отсутствие перемешивания, неизменность давления и скорости по времени.

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.

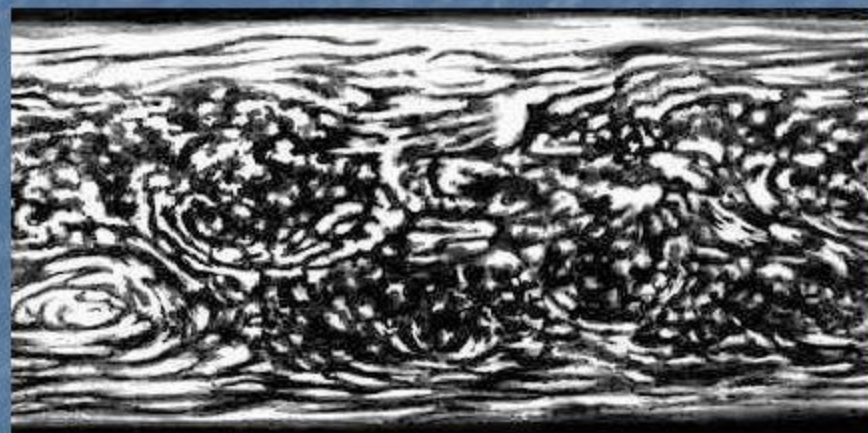
2. **Турбулентным** называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости.

Примеры ламинарного и турбулентного течений

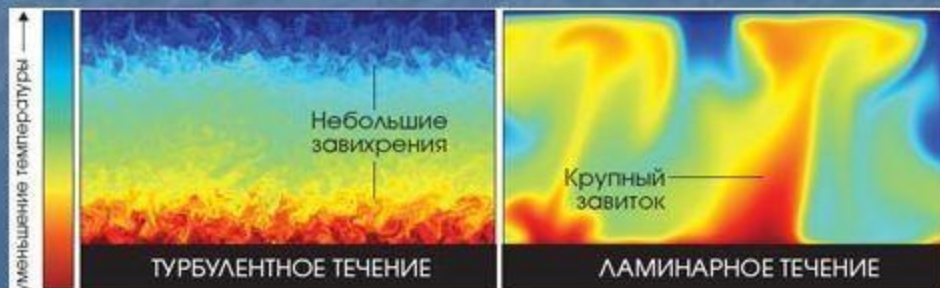
Турбулентное течение в трубе



Турбулентное и ламинарное обтекание
Пламя



Турбулентное течение за соплами



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.

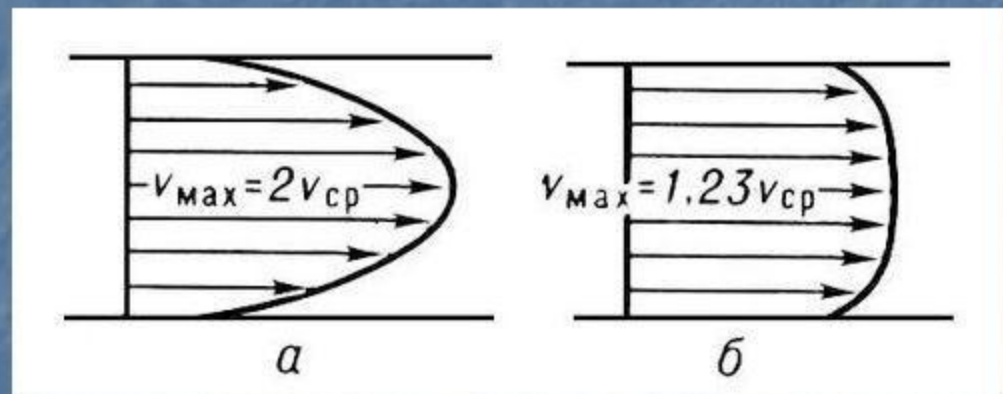
При $Re < Re_{кр} = 2320$ течение является **ламинарным**;

$2320 < Re < 3800...4200$ - **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



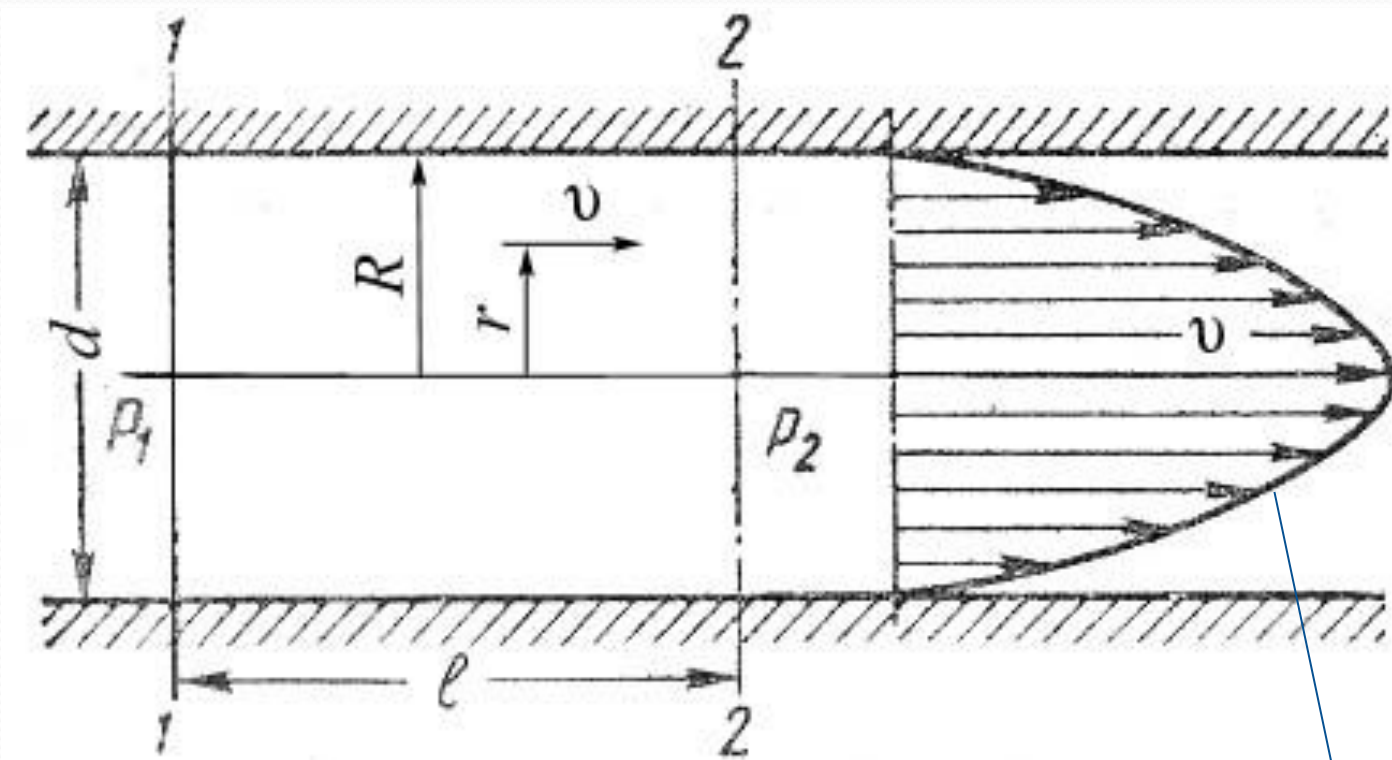
При увеличении скорости растут силы инерции. Силы трения при этом больше сил инерции и до некоторых пор выпрямляют траектории струек

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 нарастают плавно. *График распределения скоростей по поперечному сечению потока представляет собой параболоид вращения, а сечение параболоида осевой плоскостью – квадратичную параболу*



Эюра скоростей

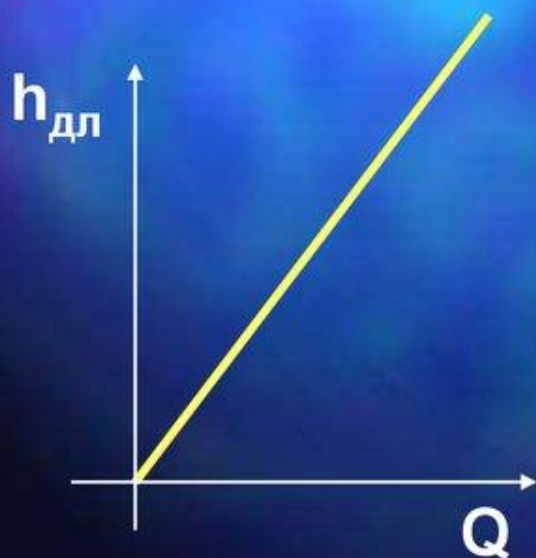
Зависимость потерь по длине от расхода (ламинарный режим)

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

Формула Дарси-Вейсбаха

Формула Пуазейля

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l v^2}{d 2g} = \frac{64}{\text{Re}} \frac{l v^2}{d 2g} = \frac{64 \cdot v}{v \cdot d} \frac{l v^2}{d 2g} = \frac{32v \cdot l \cdot v}{d^2 g} = \frac{128v \cdot l \cdot Q}{\pi d^4 g}$$



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:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3)$$

при переходном ($Re = 2300 \dots 10^4$) 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 $U_{оср}$, которое в 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

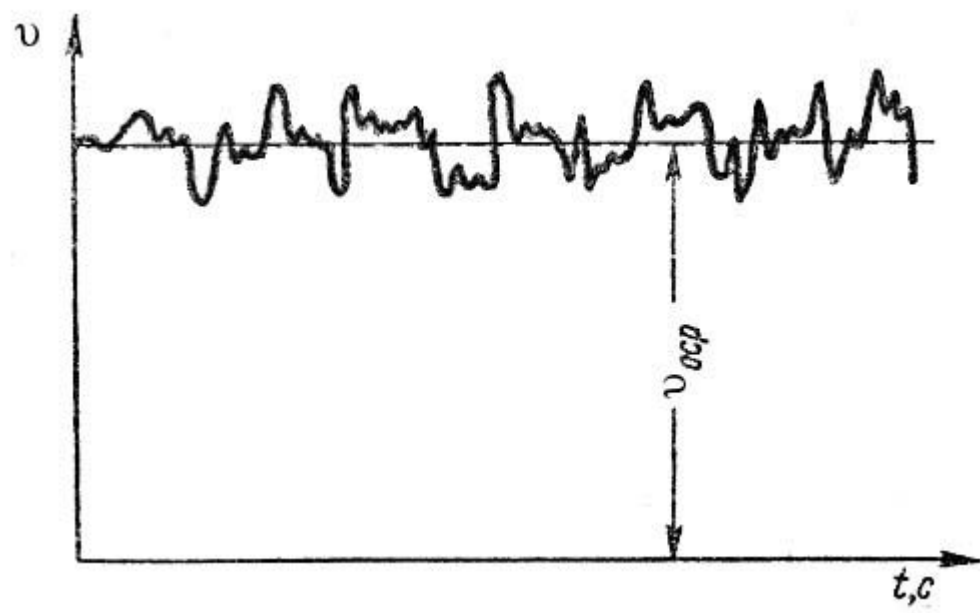


Рис. 4.4. Пульсация скорости в турбулентном потоке

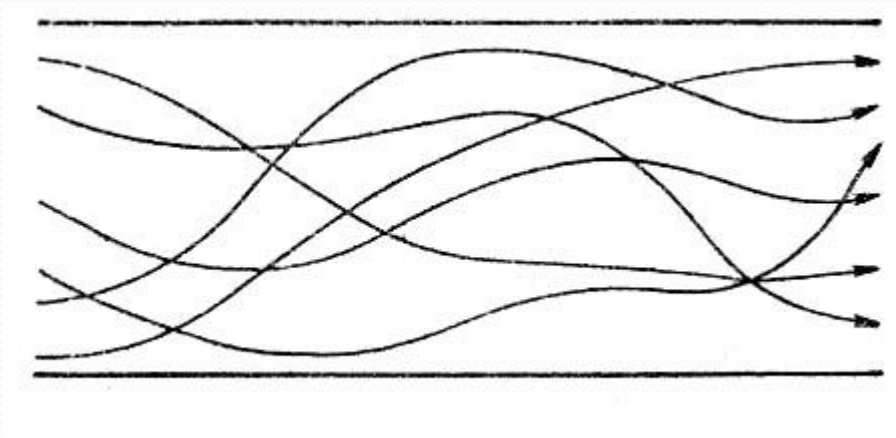


Рис. 4.5. Характер линий тока в турбулентном потоке

- 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.

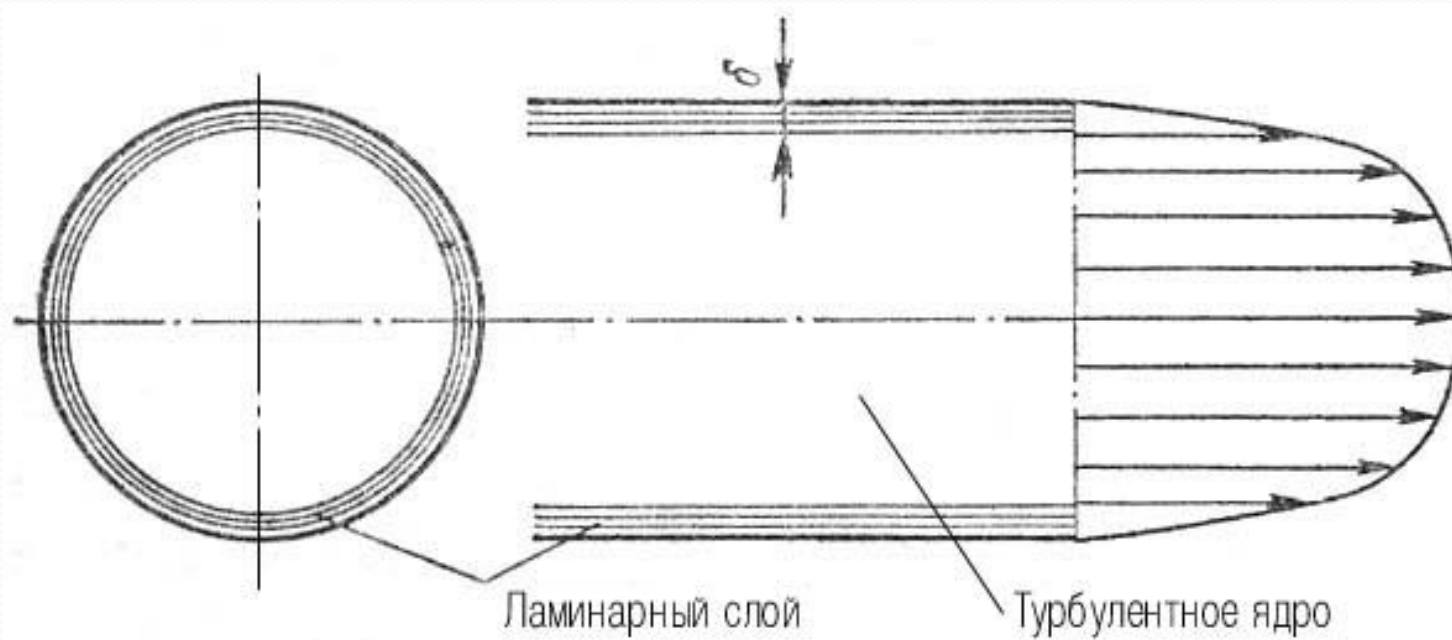


Рис. 4.6. Модель турбулентного режима движения жидкости

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/r_0 , где r_0 – радиус трубы).

Зависимость потерь по длине от расхода (турбулентный режим)

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

Формула
Дарси-Вейсбаха

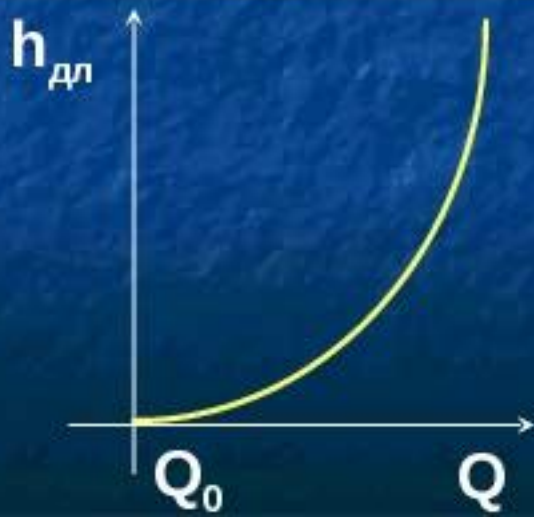
$$\lambda = 0,11 \cdot \left[\frac{68\nu}{V \cdot d} + \frac{\Delta_s}{d} \right]^{0,25}$$

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l V^2}{d 2g} = 0,11 \cdot \left[\frac{68\nu}{V \cdot d} \right]^{0,25} \frac{l V^2}{d 2g} \approx V^{1,75} \approx Q^{1,75}$$

Гидравлически
гладкие трубы

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

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		$Re < 2300$	$\lambda = \frac{64}{Re}$ или $\lambda = \frac{75}{Re}$
Переходный		$2300 < Re < 4000$	<i>Проектирование трубопроводов не рекомендуется</i>
Турбулентный	1-я область	$4000 < Re < 10 \frac{d}{\Delta_3}$	$\lambda_T = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ (ф-ла Блазиуса) $\lambda_T = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$ (ф-ла Конакова)
	2-я область	$10 \frac{d}{\Delta_3} < Re < 560 \frac{d}{\Delta_3}$	$\lambda_T = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ (ф-ла Альтшуля)
	3-я область	$Re > 560 \frac{d}{\Delta_3}$	$\lambda_T = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}$ (ф-ла Альтшуля) $\frac{1}{\sqrt{\lambda_T}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_3}{3,71d} \right)$ (ф-ла Никурадзе)

Задача 1.

$$Q=1000 \text{ л/мин.}$$

$$D=100 \text{ мм.}$$

$$L= 5 \text{ км.}$$

$$\Delta= 0.2 \text{ мм.}$$

$$\nu = 0,013 \text{ см}^2/\text{с.}$$

$$\gamma= 8000 \text{ Н/м}^3$$

Р1-?

Н1-?

Задача 2.

$$Q=2000 \text{ л/мин.}$$

$$D=200 \text{ мм.}$$

$$L= 20 \text{ м.}$$

$$\Delta= 0.2 \text{ мм.}$$

$$\nu = 0,01 \text{ см}^2/\text{с.}$$

$$\gamma= 8000 \text{ Н/м}^3$$

Р1-?

Н1-?

Местные потери. Формула Вейсбаха

$$h_m = \xi \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Потери напора

$$\Delta p_m = \rho g h_m = \xi \cdot \frac{\rho V^2}{2}$$

Потери давления

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

$$\xi = \frac{h_m}{V^2 / 2g}$$

V – средняя скорость потока **перед** препятствием.

Иначе - **обязательно оговаривается.**

Определение коэффициентов местных сопротивлений

$$h_m = \xi \cdot \frac{V^2}{2g}$$

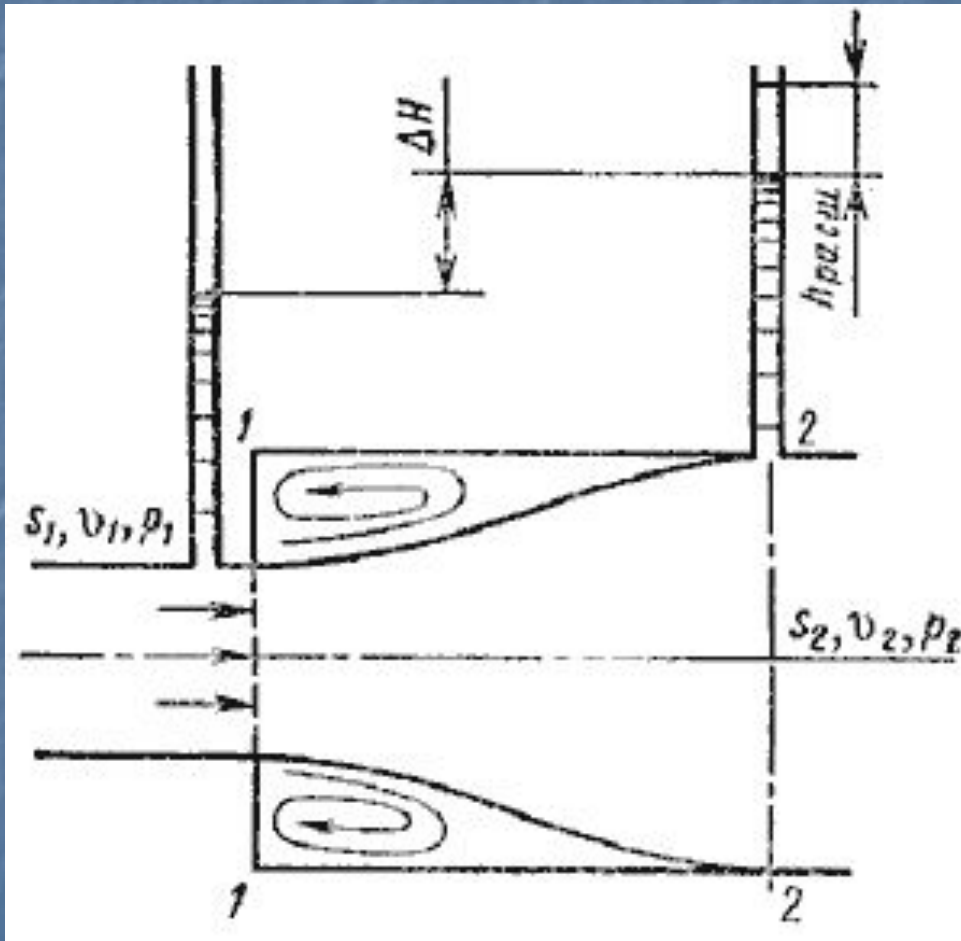
Формула Вейсбаха

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

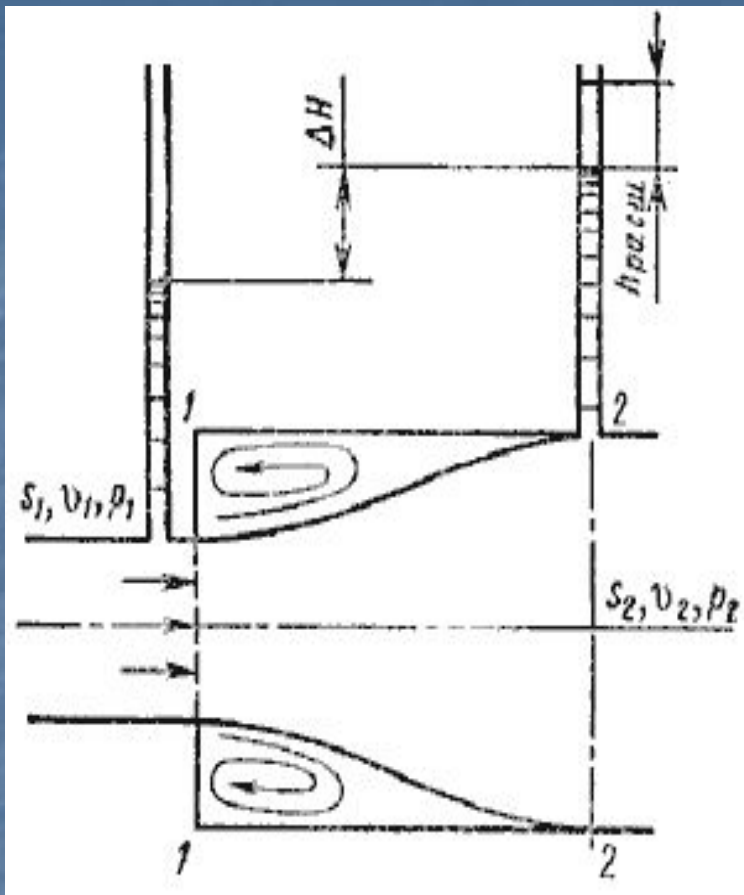
- внезапное расширение потока;
- внезапное сужение;
- диффузор и конфузор (плавное расширение/сужение);
- резкий и плавный поворот русла (колено/отвод).

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:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{V_2}{g} (V_2 - V_1) = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{2V_1V_2}{2g} + \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}$$

ИЛИ

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

$$h_{\text{расш}} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} = \xi_{\text{расш}} \frac{V_1^2}{2g} \quad \text{- теорема Борда (1766)}$$

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

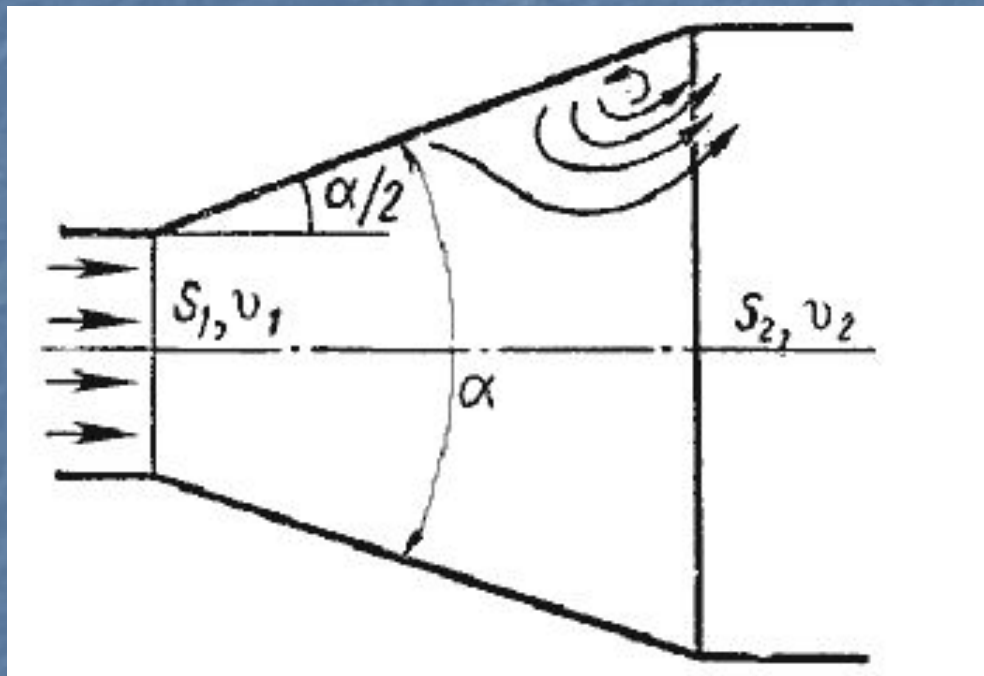
$$h_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g} = \xi_{расш} \frac{V_1^2}{2g} \quad \text{и} \quad \xi_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$$

Частный случай:

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

$$h_{расш} = \frac{V_1^2}{2g}; \quad \text{и} \quad \xi_{расш} = 1 \quad - \text{ полная потеря напора}$$

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:

$$h_{\text{диф}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{расш}}$$

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

Без вывода:

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

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

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

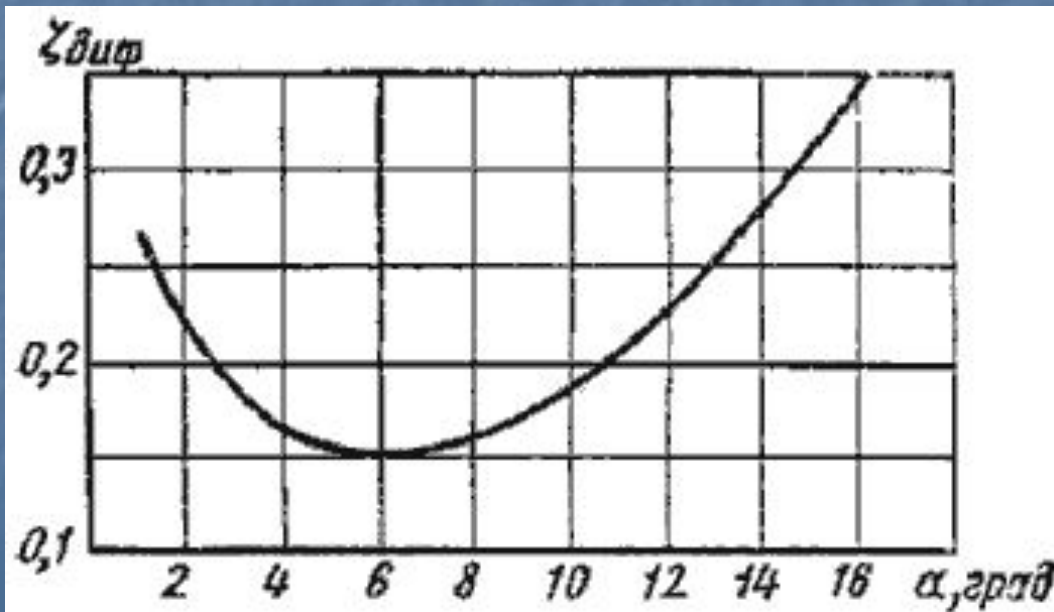
k - коэффициент смягчения (отн. уступа).
При $\alpha = 5 \dots 20^\circ$ $k = \sin \alpha$.

Тогда полную потерю напора можно переписать в виде:

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

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

коэффициент
сопротивления
диффузора

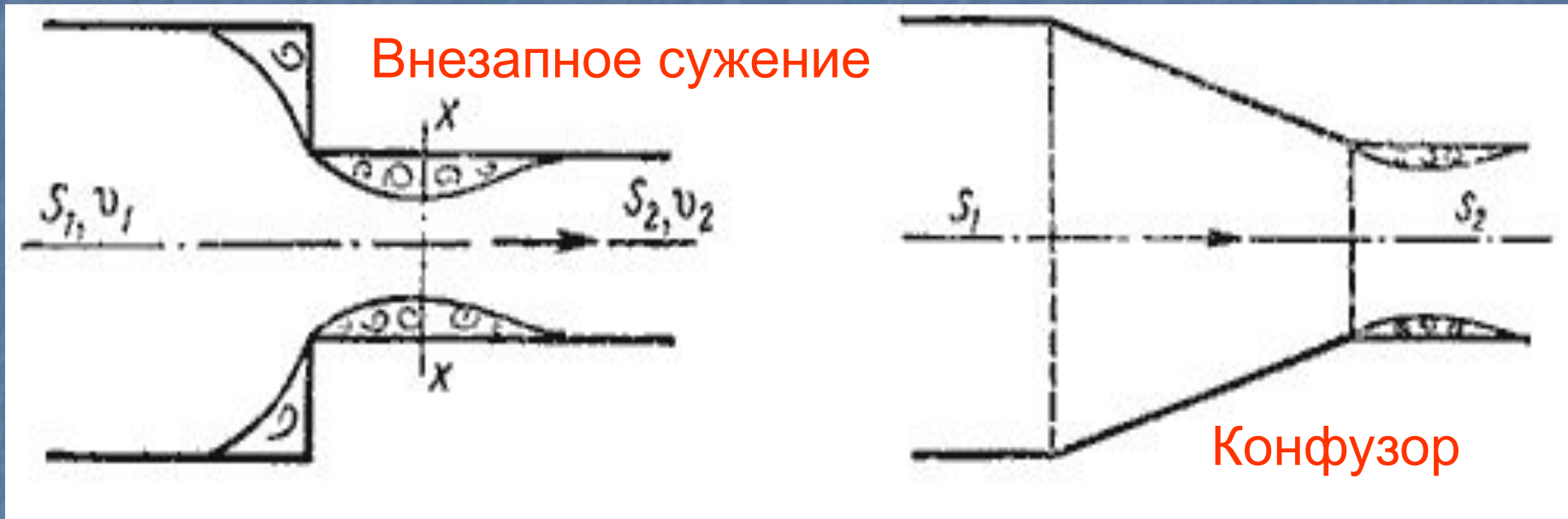


Функция $\xi = f(\alpha)$
имеет **МИНИМУМ** при
значении угла α

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

- 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:

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

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

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

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 $\xi_{\text{суж}} = 0,5$.

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

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

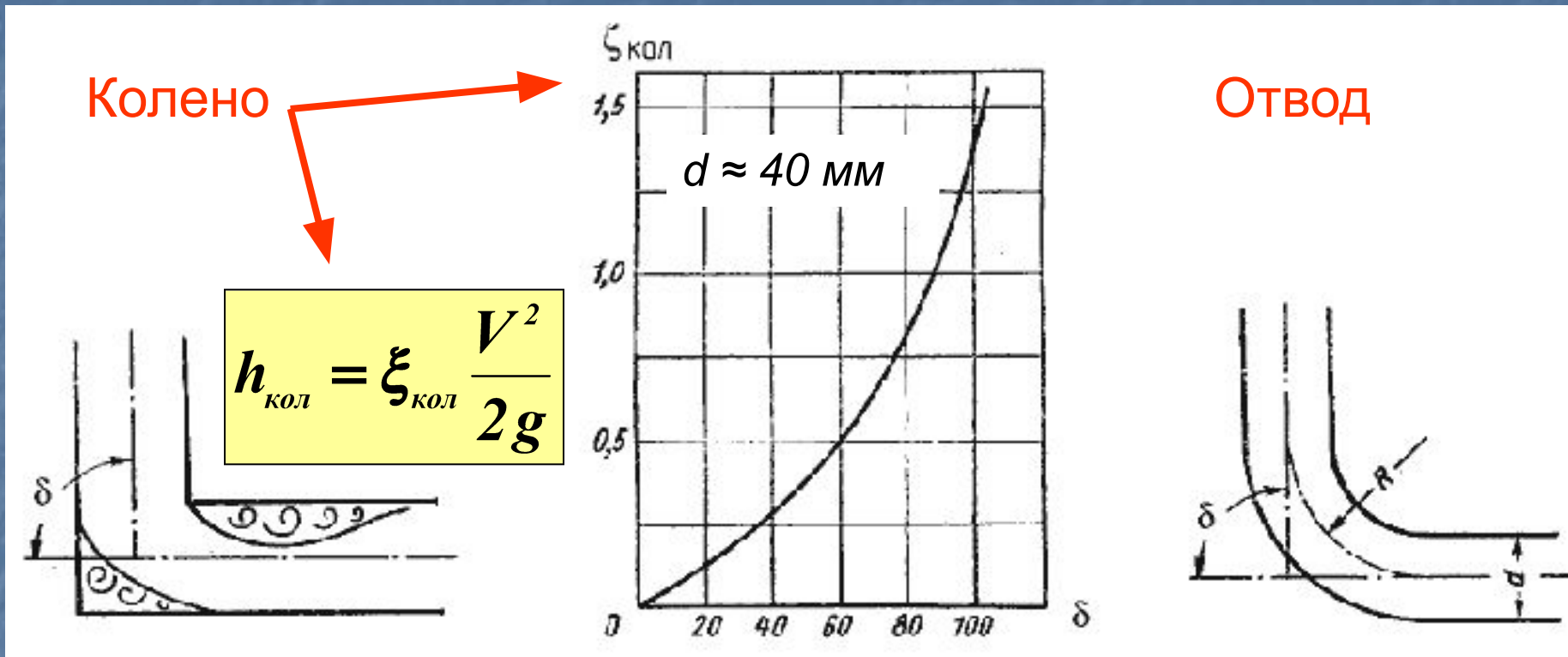
где коэффициент сопротивления конфузора определяется по формуле

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

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



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 $\delta = 90^\circ$ и $R/d > 1$ при турбулентном течении можно воспользоваться эмпирической формулой:

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


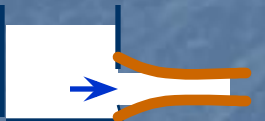
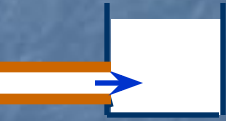



Для углов $\delta \leq 70^\circ$
коэффициент сопротивления

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

При $\delta > 100^\circ$

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

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°	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**.