

Карагандинский технический университет имени Абылкаса
Сагинова

Кафедра СМиТ

«Режимы движения жидкости, гидравлические сопротивления, потери
напора»

Дисциплина: «Гидравлика, гидрология, гидрометрия»

Для студентов образовательных программ:

6B07304 «Строительство»,

6B07307 «Инженерные системы зданий и сооружений»

Авторы: м.т.н., ст.преп. Рожков А.В, м.т.н., препод. Рожкова А.А.

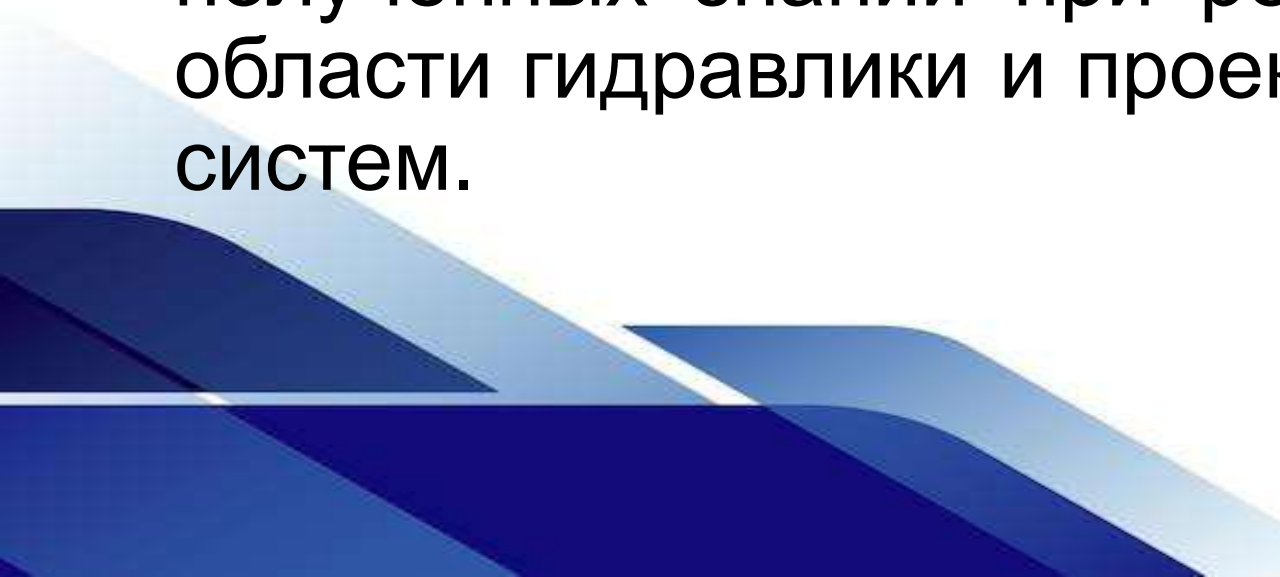


План занятия

1. Виды гидравлических сопротивлений и потери напора
 2. Опыт Рейнольдса
 3. Потери напора по длине потока при ламинарном режиме
 4. Потери напора по длине потока при турбулентном режиме
 5. Потер напора в местных сопротивлениях
 6. Истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке
- 
- Decorative graphic element in the bottom-left corner consisting of several overlapping, semi-transparent blue geometric shapes, including triangles and polygons, creating a modern, abstract design.

Цель занятия:

Сформировать теоретические знания о закономерностях движения жидкости и гидравлических процессах, развить навыки анализа и расчета параметров потока, гидравлических сопротивлений и потерь энергии, а также подготовить к применению полученных знаний при решении инженерных задач в области гидравлики и проектирования гидротехнических систем.



1. Виды гидравлических сопротивлений и потери напора



На прошлых лекциях были получены два основных уравнения гидродинамики: уравнение сохранения энергии (уравнение Д.Бернулли), увязывающее средние скорости и давления, и уравнение неразрывности потока (сохранения массы) для несжимаемой жидкости, которые были выписаны в следующем виде:

$$z + \frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} + h_{\pi} = const;$$

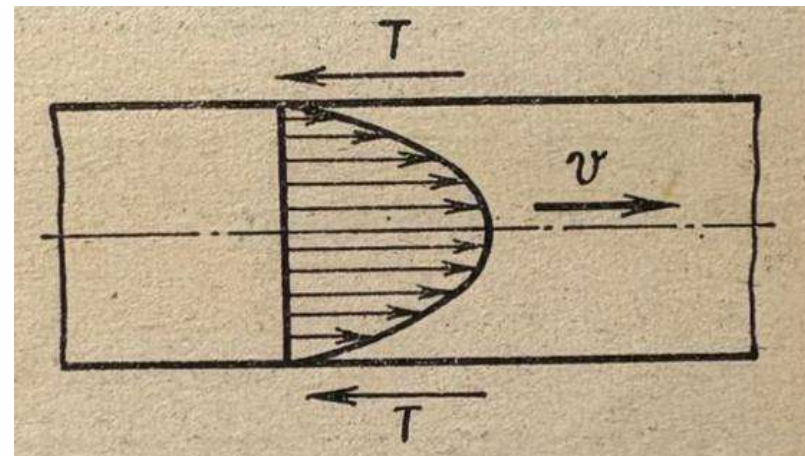
$$Q = u\omega = const.$$

При решении некоторых задач вполне достаточно этих уравнений, если пренебречь потерями энергии (напора) h_{π} , так как расход Q и полный напор H обычно заданы или могут быть определены.

Но большинство задач нельзя решить, если пренебречь потерями напора h_{π} . В таких случаях имеются два уравнения и три неизвестных, u , p и h_{π} .

Для решения таких задач необходимо составить третье уравнение, связывающее между собой неизвестные величины. Наиболее подходящим, очевидно, будет уравнение, дающее зависимость h_{π} , от скорости u .

При движении потока между жидкостью и стенками, ограничивающими поток, возникают силы сопротивления. Кроме того, вследствие вязкости жидкости между ее отдельными слоями возникают силы сцепления, которые также затормаживают движение потока. Скорость движения частиц жидкости уменьшается по мере удаления от оси потока к стенкам трубы, лотка и т.д. Результирующая сил сопротивления параллельна оси потока и направлена в сторону, противоположную направлению движения (рисунок 1).



Для преодоления сил гидростатического трения и сохранения поступательного движения жидкости необходимо приложить силу, направленную в сторону движения и равную силам сопротивления. Работу этой силы называют *потерями напора по длине потока* (путевые потери напора) и обозначают через h_l .



Сети трубопроводов, лотков и др., распределяющие или отводящие жидкость от потребителей, меняют свой диаметр (сечение); на сетях устраиваются повороты, ответвления, устанавливаются запорные устройства и т.п. В этих местах поток меняют свою форму, резко деформируется. Вследствие изменения формы возникают дополнительные силы сопротивления, так называемые *местные сопротивления*. На их преодоление расходуется напор. Напор, затрачиваемый на преодоление местных сопротивлений, называют *местными потерями напора* и обозначается через h_m .

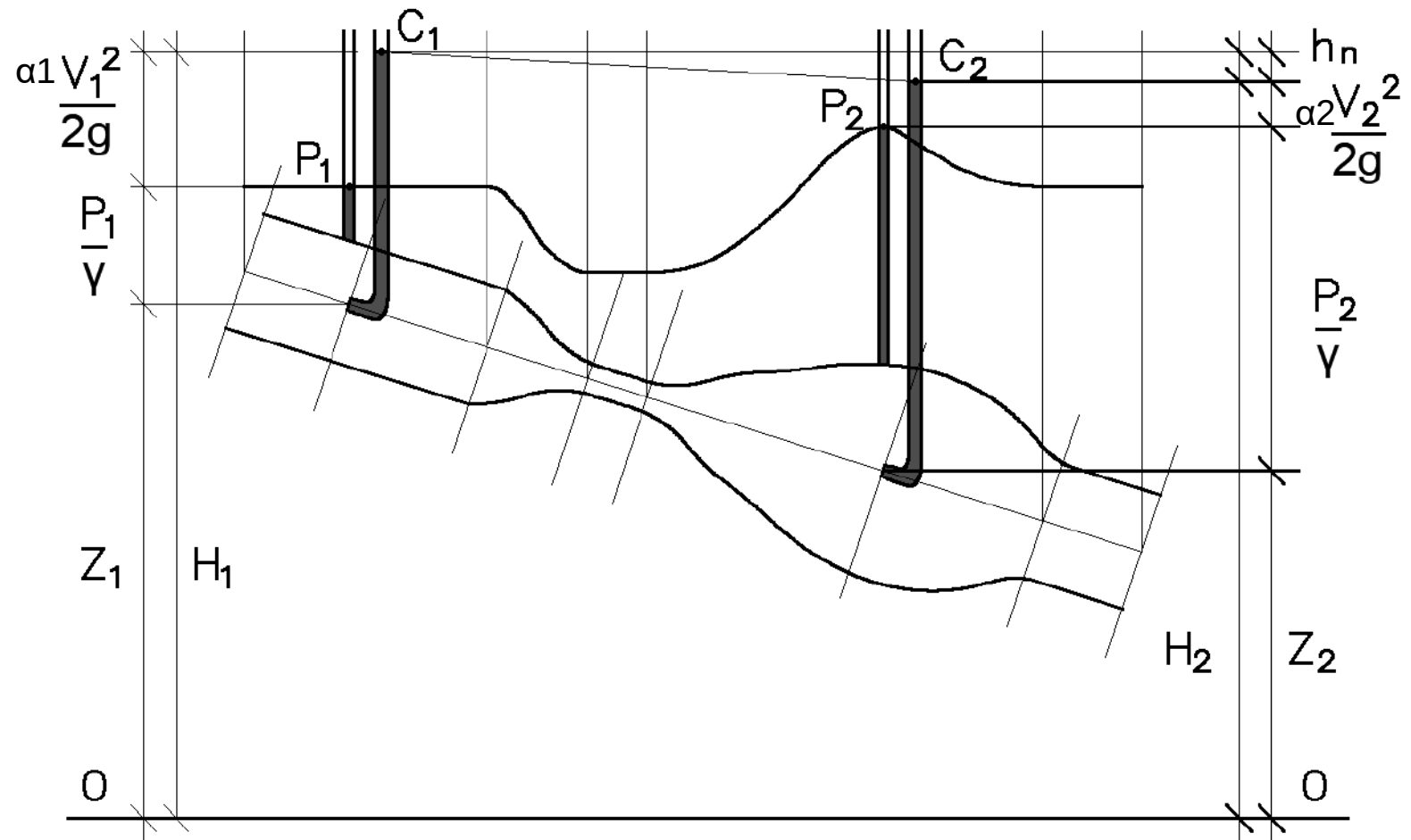
Общие потери напора равны сумме потерь напора по длине и местных: $h_{\text{п}} = h_l + h_m$

Размерность потерь напора такая же, как и напора, т.е. метры жидкостного столба.

$$1 \text{ бар} = 0,1 \text{ МПа} = 1,02 \text{ ат} = 750 \text{ мм.рт.ст.} = 10,2 \text{ м.вод.ст.}$$

$$H_1 = H_2 + h_n$$

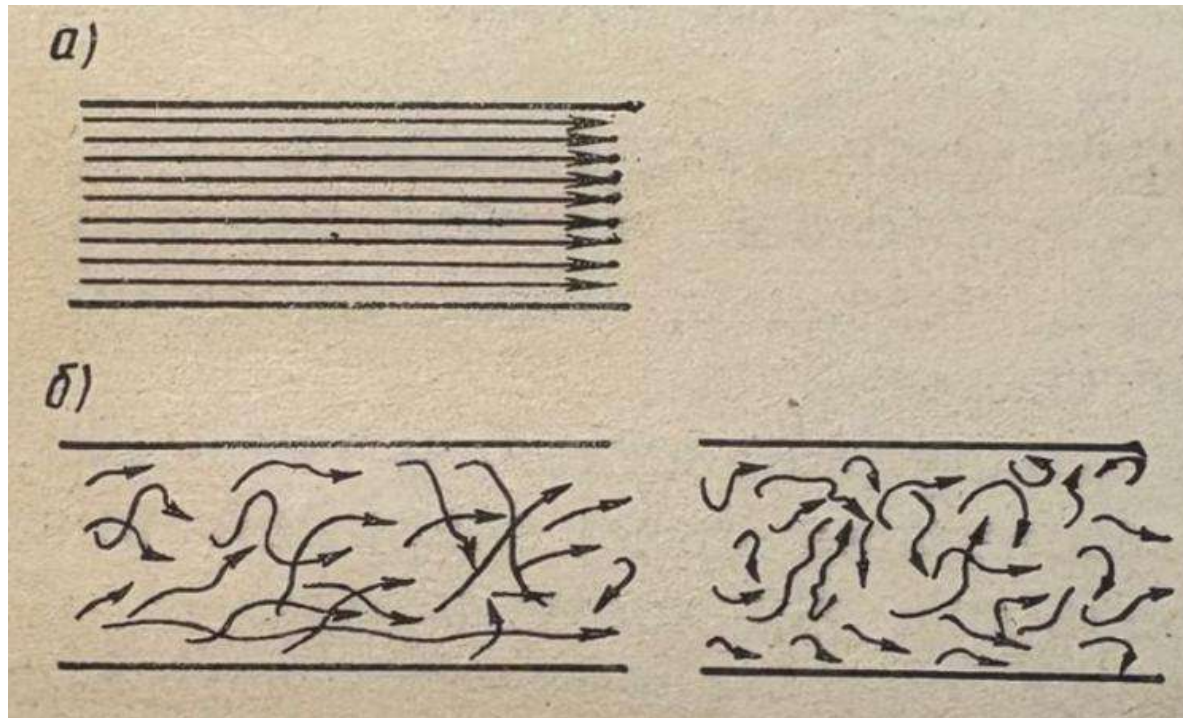
$$h_n = H_1 - H_2$$



2. Опыт Рейнольдса



В зависимости от рода жидкости, скорости ее движения и характера стенок, ограничивающих поток, различают два основных режима движения: ламинарный и турбулентный.



Ламинарным (от латинского *lamina* – слой) называют упорядоченное движение, когда отдельные слои жидкости скользят друг по другу, не перемешиваясь (рисунок 1а). Ламинарный режим движения можно наблюдать чаще у вязких жидкостей, таких как нефть, масла и т.п.

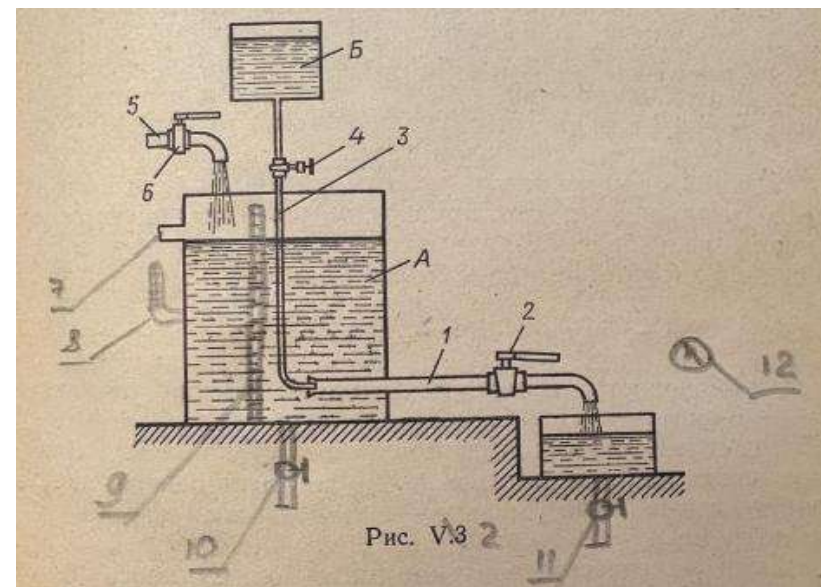
Турбулентным (от латинского *turbulentus* – беспорядочный) называют режим, при котором наблюдается беспорядочные движение, когда частицы жидкости движутся по сложным траекториям и слои жидкости постоянно перемешиваются друг с другом (рисунок 1б).



Существование двух режимов движения жидкости было замечено в 1839г. Хагеном и в 1880г. Д.И.Менделеевым.

Достаточно полные лабораторные исследования режимов потерь напора от скорости движения и вопрос их влияния на характер зависимости впервые исследовал английский физик Рейнольдс.

Установка Рейнольдса для исследования режимов движения жидкости представлена на рисунке 2.



Сосуд А заполняется испытуемой жидкостью. К сосуду А в нижней его части присоединена стеклянная трубка 1 с краном 2, которым регулируется скорость течения в трубке. Над сосудом А расположен сосуд Б с раствором краски. От сосуда Б отходит трубка 3 с краном 4. Конец трубки 3 заведен в стеклянную трубку 1. Для пополнения сосуда А служит трубка 5 с запорным устройством 6. Переливное отверстие 7. Термометр 8. Перфорированный щит 9. Дренажный кран 10 для опорожнения сосуда А. Дренажный кран 11 для опорожнения мерного сосуда. Секундомер 12.

При ламинарном режиме движения жидкости по трубке 1 струйка раствора краски, истекающей из трубки 3, имеет вид четко вытянутой нити вдоль трубки 1.

По мере открытия крана 2 увеличивается скорость движения жидкости и режим движения переходит в турбулентный, при этом струйка краски приобретает волнообразный характер, а при еще большей скорости совсем размывается и смешивается с жидкостью в трубке. При постепенном закрытии крана эти явления протекают в обратном порядке, т.е. турбулентный режим сменяется ламинарным. Опыты показали, что переход от турбулентного режима к ламинарному происходит при определенной скорости (эта скорость называется критической), которая различна для разных жидкостей и диаметров труб; при этом критическая скорость растет с увеличением вязкости жидкости и с уменьшением диаметра труб.



Рейнольдсом и рядом других ученых опытным путем было установлено, что признаком режима движения является некоторое безразмерное число, учитывающее основные характеристики потока

$$Re = u4R/v = ud/v,$$

где u – скорость, м/сек; R – гидравлический радиус, м; v – кинематический коэффициент вязкости, $m^2/сек$; d – диаметр стеклянной трубки, м.

Значение числа Re , при котором турбулентный режим переходит в ламинарный, называют критическим числом Рейнольдса $Re_{кр}$.

Если фактическое значение числа Re , вычисленного по формуле, будет больше критического $Re > Re_{кр}$, – режим движения турбулентный, когда $Re < Re_{кр}$, – режим ламинарный.

В этом случае $Re_{кр}$ получается равным ~ 2320 . Для других трубопроводов и каналов некруглых сечений (овоидальных, лотковых, трапецеидальных и т. п.) можно принимать значение критического числа Рейнольдса $Re_{кр} = 300$ (при вычислении Re через гидравлический радиус).

При движении маловязких жидкостей (вода, пар) по трубам и каналам обычных для практики размеров, как правило, наблюдается турбулентный режим. Так, в системах водоснабжения, газоснабжения, теплоснабжения зданий всегда турбулентное.

Например, значение числа Рейнольдса в системах наружных газопроводов не меньше 200000, в паропроводах центрального отопления не ниже 30000, в домовых газопроводах не меньше 3000. Вязкие жидкости (масла, нефть, глицерин) могут двигаться ламинарно даже в трубопроводах большого сечения. Ламинарный режим наблюдается при фильтрации воды через грунт. От режима движения жидкости в большой степени зависят потери напора, поэтому при проектировании и конструировании гидравлических устройств и установок необходимо учитывать этот фактор.

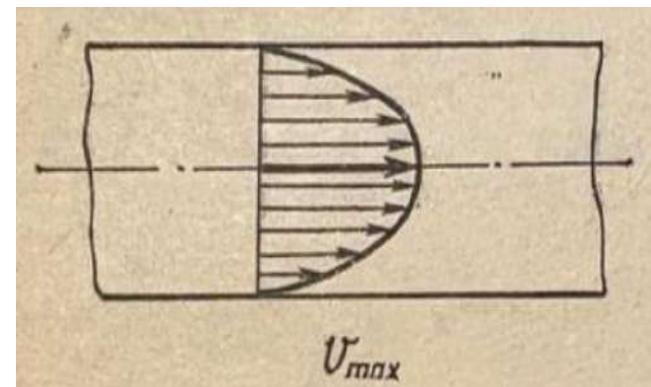


3. Потери напора по длине потока при ламинарном режиме



Рассмотрим характер распределения скоростей в сечении потока при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости. Как показали теоретический анализ и опыты при ламинарном режиме движения жидкости в круглой трубе, скорости в поперечном сечении распределяются по параболе (рисунок 1); скорости у стенок трубы равны нулю и, плавно увеличиваясь, достигают максимума на оси потока.

При ламинарном режиме движения существуют лишь продольные составляющие скоростей. В этом случае силы сопротивления движению возникают вследствие трения между слоями жидкости, т.е. зависят от вязкости жидкости и не зависят (почти) от состояния стенок.



При турбулентном режиме закон распределения скоростей по живому сечению более сложен; в большей части сечения скорости близки к средней и резко падают в тонком слое у стенок, доходя до нуля. График распределения скоростей по сечению близок к трапеции (рисунок 2). Такое распределение скоростей вызывается турбулентным перемешиванием в результате поперечных перемещений частиц. Быстро движущиеся частицы жидкости из средней части потока сталкиваются с медленно движущимися частицами вблизи стенок, благодаря чему и происходит выравнивание скоростей. И только в пограничном слое, где стенки препятствуют перемешиванию, скорость резко убывает.



Пограничный слой – это слой жидкости около стенок, толщина которого изменяется долями миллиметра, где скорости движения резко уменьшаются и наблюдается ламинарный режим движения жидкости.

Экспериментально подтверждается, что при турбулентном режиме движения потери напора по длине зависят от состояния стенок, ограничивающих поток. Если пропускать по трубе жидкость с различными скоростями, начиная с ламинарного режима и постепенно переходя к турбулентному, и одновременно измерять потери напора, то можно получить график зависимости потерь напора от скорости (рисунок 3).

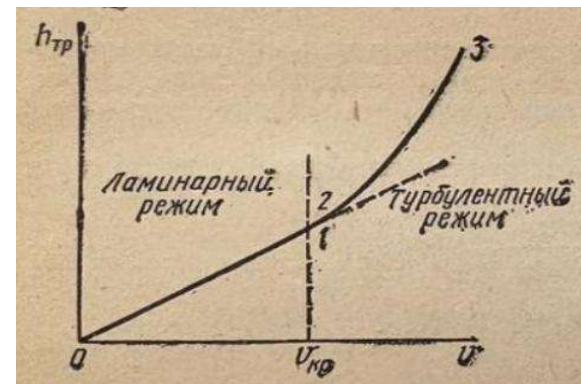


График показывает, что при скорости меньше некоторого предела потери напора прямо пропорциональны первой степени скорости (на графике участок 0-1). Как и следовало ожидать, этот предел соответствует критической скорости.

$$v_{кр} = Re_{кр} \frac{v}{d}.$$

После перехода от ламинарного режима к турбулентному потери напора растут пропорционально скорости в степени, большей единицы (на графике участок кривой 2-3). Переход от ламинарного режима к турбулентному может происходить и при числах Рейнольдса, больших критического. Обратный же переход от турбулентного режима к ламинарному осуществляется при почти одинаковом значении $Re = Re_{кр}$, которое и считается критическим.

Потери напора на трение по длине потока, возникающие при равномерном напорном движении жидкости в трубах, определяют по уравнению:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где l – длина участка трубы, м; d – внутренний диаметр трубопровода, м; v – средняя скорость потока, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с², λ – безразмерный коэффициент гидравлического трения.

Впервые формула была получена эмпирическим путем в XIX веке и названа формулой Дарси-Вейсбаха. В дальнейшем указанная формула проверена теоретически на основе метода анализа размерностей.

На основе изложенного выше для потерь напора по длине при ламинарном режиме движения жидкости в трубе получено следующее уравнение:

$$h_l = il = \frac{32\mu lv}{\gamma d^2},$$

где, μ – абсолютный коэффициент вязкости жидкости, (кг·сек)/м²; l – длина трубопровода, м; v – средняя скорость, м/сек; γ – удельный вес жидкости, Н/м³; d – диаметр трубопровода, м.

Так как $\gamma = \rho g$, а $\mu = \nu \rho$, то вместо формулы получим:

$$h_l = \frac{32\nu lv}{gd^2}.$$

Выражение называют формулой Пуазейля-Гагена.

Формула показывает, что при ламинарном режиме потери напора пропорциональны средней скорости и не зависят от состояния стенок трубопровода.

Приравняв правые части уравнения Дарси-Вейсбаха и выражения, получим:

$$\lambda = \frac{64\nu}{vd} = \frac{64}{Re}.$$

Таким образом, коэффициент гидравлического трения при ламинарном режиме обратно пропорционален числу Рейнольдса.

4. Потери напора по длине потока при турбулентном режиме



В инженерной практике чаще встречается турбулентный режим движения жидкости в трубах, который труднее исследовать теоретически. Этот вопрос подвергся наиболее широким опытным исследованиям как со стороны советских, так и зарубежных ученых. Из-за сложности процессов, протекающих при турбулентном режиме, до сих пор не создано окончательной теории, которая бы вытекала из основных уравнений гидродинамики и согласовывалась с опытом. Напомним, что при турбулентном режиме наблюдается интенсивное вихреобразование, частицы жидкости описывают сложные траектории, местные скорости меняются во времени даже при постоянном расходе. Это явление называется *пульсацией скорости*. Часть кинетической энергии жидкости переходит в тепловую. Установившегося движения в строгом смысле нет. Поэтому введено понятие об осредненной скорости.

Мгновенные скорости пульсируют около своего осредненного значения, которое за достаточно длительный промежуток времени остается постоянным; это значение и называется *осредненной скоростью*. В дальнейшем, говоря о скоростях, рассматривая турбулентное движение, будем подразумевать осредненные скорости.

Опытами установлено, что закон распределения осредненных скоростей по сечению и потери напора зависят от диаметра труб, средней скорости, вязкости жидкости и шероховатости стенок труб. В свою очередь характер шероховатости зависит от материала стенок труб, степени обработки, а последние определяют высоту выступов, их густоту и форму.



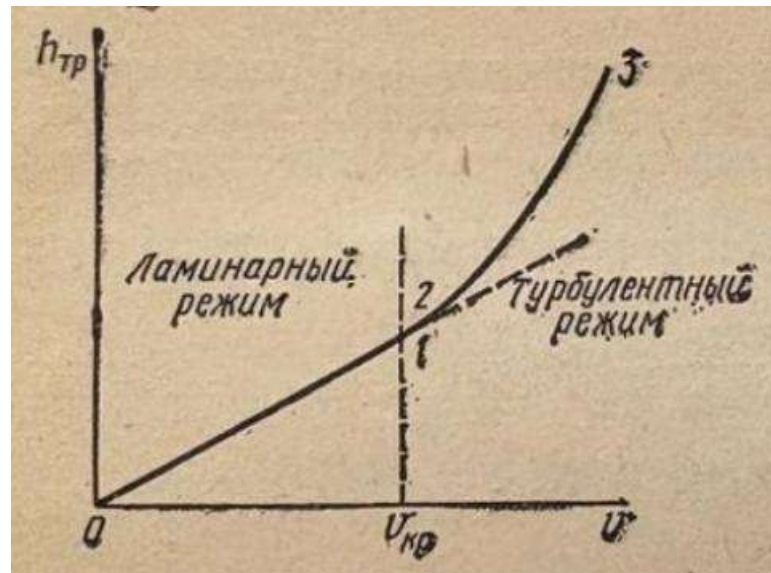
Для приближенной оценки введено понятие средней высоты бугорков (выступов) шероховатости, называемой *абсолютной шероховатостью* и обозначаемой k . Очевидно, что чем меньше диаметр, тем быстрее частицы жидкости совершат пробег от центра трубопровода к стенкам и встретятся с бугорками шероховатости, и, отражаясь от них, вызовут возмущения в потоке жидкости. Следовательно, частота вихреобразования при малых диаметрах труб больше, и шероховатость той же высоты проявляется сильнее. Поэтому введено понятие *относительной шероховатости*, т. е. отношение абсолютной шероховатости к диаметру трубы k/d .

Экспериментами установлено, что коэффициент гидравлического трения λ в формуле Дарси – Вейсбаха, а соответственно и потери напора по длине h_f зависят от числа Рейнольдса и от относительной шероховатости. Это вытекает и из теоретических исследований. Поэтому усилия как советских, так и зарубежных ученых были направлены на выявление характера этой зависимости. Было установлено, что при больших числах Рейнольдса и высокой шероховатости коэффициент гидравлического трения λ в трубах совсем не зависит от вязкости жидкости (числа Рейнольдса), а зависит только от относительной шероховатости (в этих условиях трубы и русла называют вполне шероховатыми).

Трубы же, в которых коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса и не зависит от относительной шероховатости, что бывает при сравнительно малых Re и k/d , называют гидравлически гладкими. При этом один и тот же трубопровод в одних условиях может быть гидравлически гладким, а в других - вполне шероховатым. Условия, в которых λ зависит и от числа Рейнольдса и от относительной шероховатости, называются переходной областью.



Это объясняется тем, что при малых числах Рейнольдса вблизи стенок сохраняется сравнительно толстый ламинарный слой, и выступы шероховатости обтекаются жидкостью без образования и отрыва вихрей. Свойства поверхности стенок трубопровода в этом случае не влияют на сопротивление и зависимость $\lambda = f(Re)$ выражается в логарифмических координатах прямой (рисунок 1).

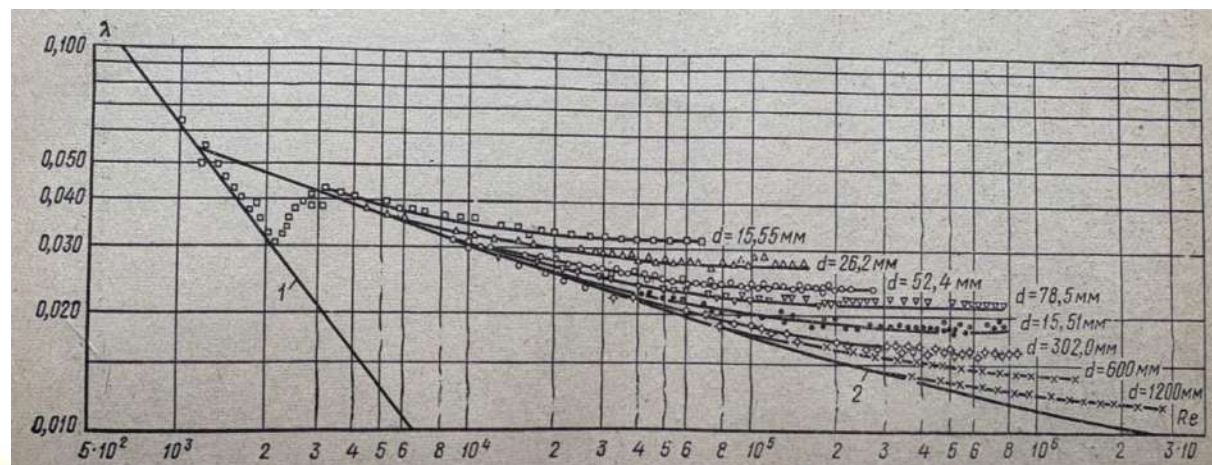


С увеличением числа Рейнольдса ламинарный слой становится тоньше и не покрывает выступов шероховатости; при этом от выступов шероховатости начинают отрываться вихри, и свойства поверхности оказывают влияние на сопротивление движению; график зависимости $\lambda = f(Re)$ отклоняется от прямой и переходит в кривую второго порядка.

Так как на характер сопротивлений оказывает влияние не только относительная шероховатость, но и форма и распределение выступов по поверхности, то в практику расчетов было введено понятие об эквивалентной равнозернистой шероховатости k_z . Под ней понимают такую высоту выступов шероховатости, сложенной из песчинок одинакового размера, которая дает при подсчетах одинаковое с заданной шероховатостью значение коэффициента гидравлического трения λ .

Систематические исследования гидравлических сопротивлений технических трубопроводов (стальных, чугунных, асбоцементных и др.) проведены под руководством Ф. А. Шевелева в 50-х годах XX в.

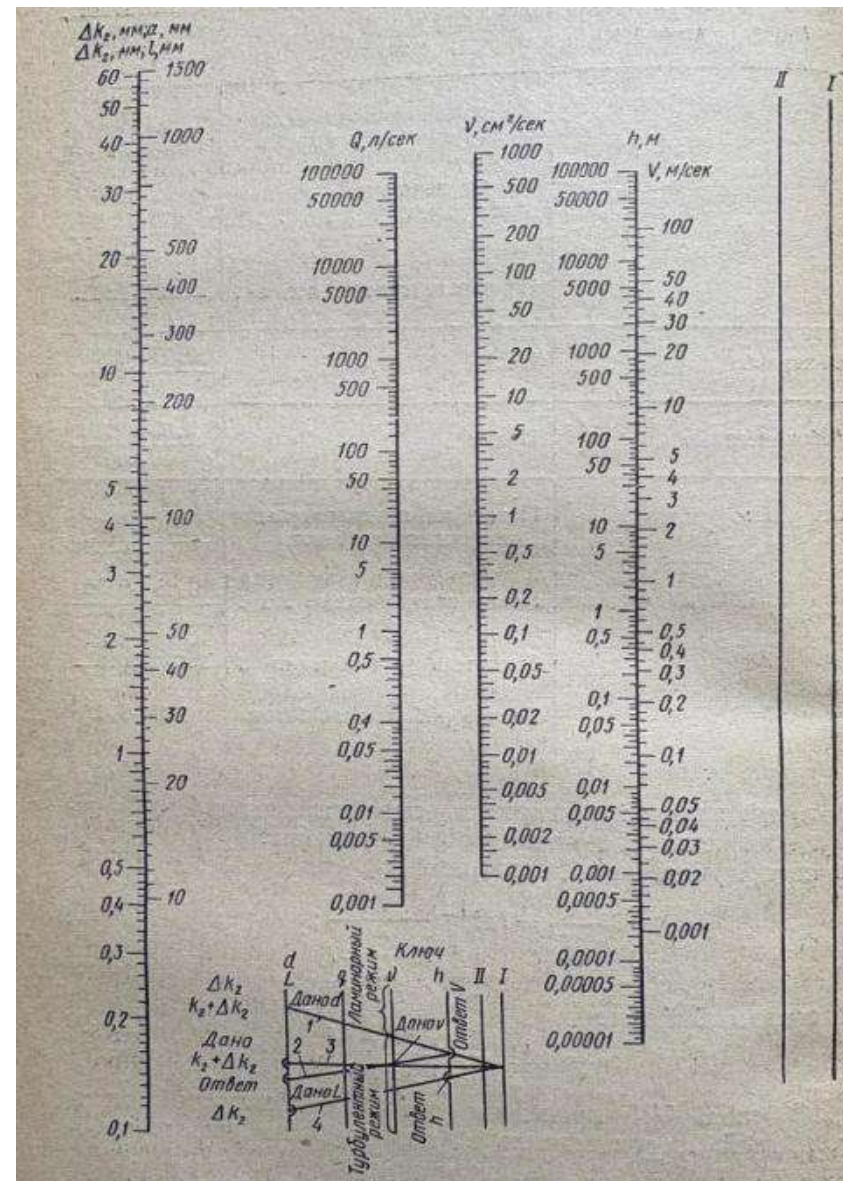
На рисунке 2 представлены результаты исследований сопротивления новых стальных труб разного диаметра. Из графика видно, что коэффициент λ в переходной области всегда больше, чем в квадратичной (т. е. когда λ не зависит от Re). Коэффициент λ уменьшается с увеличением Re . Аналогичные результаты получены и для труб из других материалов.



В результате опытов, была предложена формула эмпирическая формула, учитывающая одновременно вязкость и шероховатость, пригодная для всей области турбулентного течения. Данная формула носит название ученого А.Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_{\Sigma}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

Для облегчения расчетов трубопроводов на основе формулы построена номограмма (рисунок 3).



5. Потери напора в местных сопротивлениях



Местные потери напора вызываются сопротивлениями в арматуре, фасонных частях и оборудовании, вследствие сужения и расширения потока, изменения направления движения жидкости, слияния и разделения потока и т.п.

Потери на преодоление местных сопротивлений в наружных сетях водопровода обычно не превышают 10-15%, во внутренних сетях – 50% от потерь напора по длине.

Однако местные потери напора в некоторых видах инженерных сетей могут достигать значительной величины: так, например, в системах отопления зданий – до 40%, в воздуховодах вентиляционных систем и пневмотранспорта – до 60-70% от потерь напора по длине.



Местные потери напора определяют как произведение скоростного напора непосредственно вблизи местного сопротивления на коэффициент местного сопротивления ξ по формуле:

$$h_{\text{м}} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}, \text{ м. жид. ст}$$

или

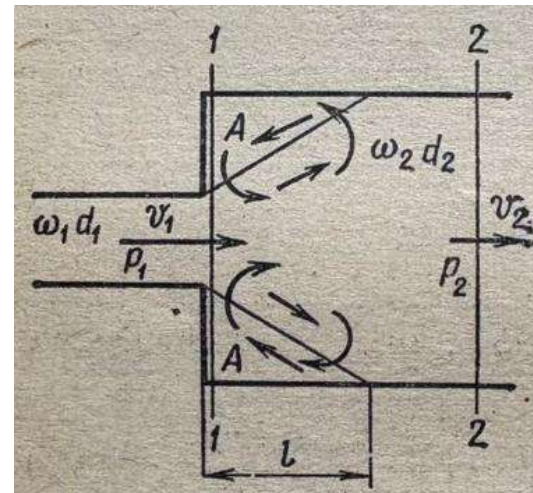
$$h_{\text{м}} = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho, \text{ Па}$$

Общей теории для определения коэффициентов местных сопротивлений, за исключением отдельных случаев, нет. Поэтому коэффициенты местных сопротивлений, как правило, находят опытным путем. Значения их для различных элементов трубопроводов приводятся в технических справочниках. Иногда местные сопротивления выражают через эквивалентную длину прямого участка $l_{\text{ЭКВ}}$. Эквивалентной длиной называют такую длину прямого участка трубопровода данного диаметра, потери напора в котором при пропуске данного расхода равны рассматриваемым местным потерям. Приравнивая формулы Дарси-Вейсбаха и местных потерь, имеем:

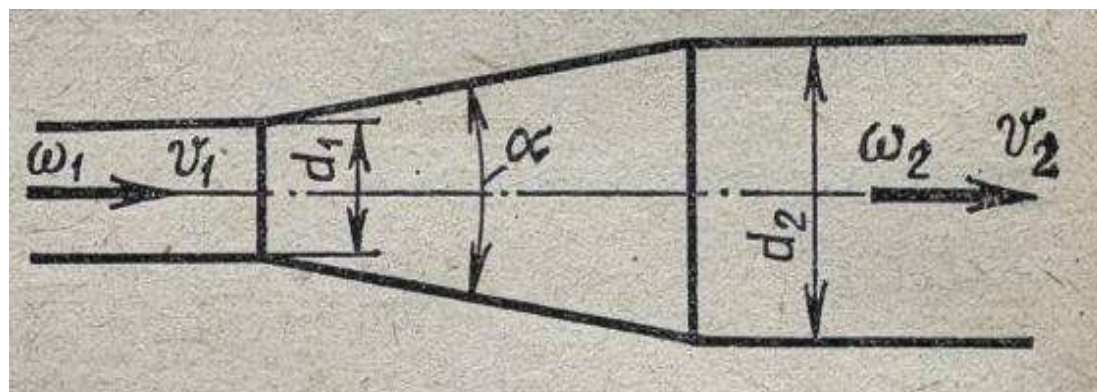
$$\lambda \cdot \frac{l_{\text{ЭКВ}}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g},$$

Получаем: $l_{\text{ЭКВ}} = \xi \frac{d}{\lambda}$ или $\xi = \frac{l_{\text{ЭКВ}} \lambda}{d}$.

Внезапное расширение потока (рисунок 1). Этот случай поддается теоретическому обоснованию. Из опытов установлено, что поток жидкости, вытекающий из узкой трубы, не сразу заполняет все сечение широкой трубы; он отрывается от стенок и дальше движется в виде расширяющейся струи. В кольцевом пространстве между струей и стенками трубы жидкость образует завихрения. На некотором расстоянии l от расширения трубопровода струя вновь заполняет все сечение. В результате этих явлений происходит переход механической энергии в тепловую, что и является причиной потерь напора.



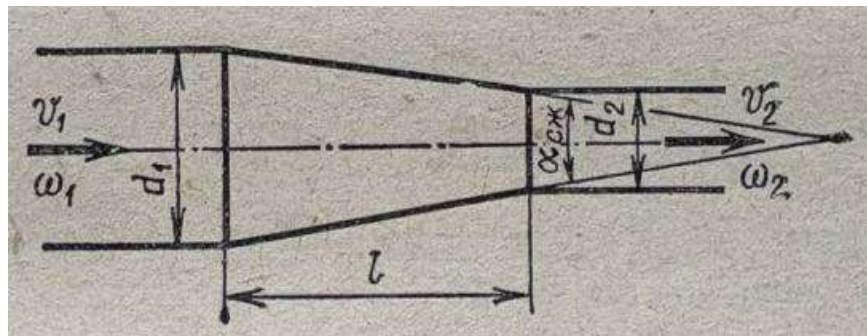
Постепенное расширение трубопровода. Плавно расширяющийся трубопровод – диффузор (рисунок 2) широко применяется в технике. При течении жидкости по диффузору скорость постепенно уменьшается, а давление увеличивается. Потери напора в диффузоре значительно меньше, чем при внезапном расширении. У стенок диффузора также образуются завихрения. Чем больше угол конусности трубопровода, тем больше вихреобразование и соответственно больше потери напора. Потерями по длине в данном случае пренебрегать нельзя.



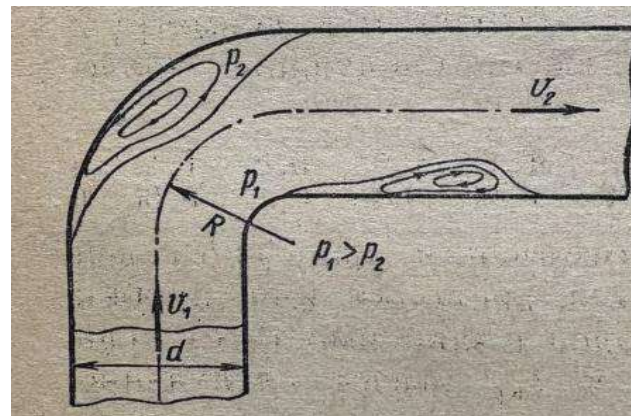
Наименьшие потери напора в диффузоре получаются при угле расширения его в пределах от 5 до 10° (рисунок 3).

Постепенное сужение трубопровода. Постепенно сужающиеся участки трубопроводов (конфузоры) также нашли широкое применение в практике (рисунок 3).

При постепенном сужении сечения скорость вдоль трубопровода возрастает, а давление падает. Отрыв потока от стенок в этом случае возможен только на выходе из конфузора в цилиндрическую часть трубопровода. Поэтому при одинаковых гидравлических характеристиках и размерах местные сопротивления в конфузоре меньше, чем в диффузоре.



Изменение направления потока. При изменении направления потока на вогнутой стороне внутри трубы (рисунок 4) давление больше, чем на выпуклой. Это вызывает изменение скоростей в направлении течения, способствующее отрыву жидкости от стенок, что приводит сначала к сужению, а затем к расширению потока и, как следствие, к значительным потерям напора. Коэффициент местного сопротивления для незакругленных колен $\xi_{\text{кол}}$ круглых труб определяют в зависимости от угла поворота θ . Если поворот трубы плавный (отвод, закругленное колено), вихреобразование уменьшается и потери напора меньше.



Арматура. В арматуре имеет место вначале сужение, а затем расширение потока, а в некоторых случаях и изменение его направления. Значения коэффициентов местного сопротивления зависят от типа арматуры и степени ее открытия. Для простой плоской задвижки в зависимости от отношения ширины прохода a к диаметру d коэффициент сопротивления ξ_z имеет следующие значения:

Таблица 2

a/d	0,125	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ξ_z	97,8	35	10	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	0

Таблица 1

θ°	30	40	50	60	70	80	90
$\xi_{\text{кол}}$	0,20	0,30	0,40	0,55	0,70	0,90	1,10

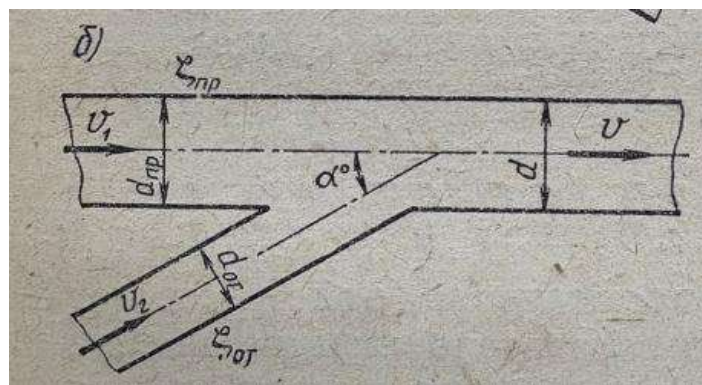
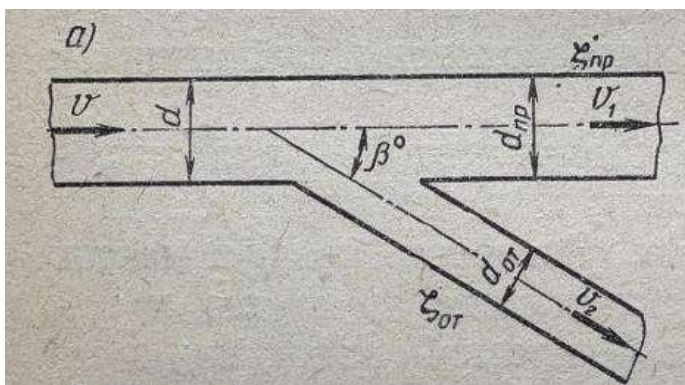
Коэффициент местного сопротивления для дросселей и кранов зависит от угла поворота заслонки или пробки крана. Для круглых трубопроводов в зависимости от угла поворота β коэффициенты $\beta_{др}$ и $\beta_{кр}$ имеют следующие значения:

Таблица 3

угол поворота β	5	10	20	30	40	50	60	65	70
$\beta_{др}$	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	32,6	118	356	751
$\beta_{кр}$	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	216	486	-

Тройники и крестовины. Тройники и крестовины нужно различать при разделении и при слиянии потоков (рисунок 5, а и б).

Потеря напора в тройниках и крестовинах вызывается возникновением вихрей в результате отрыва потока от стенок. Величина потерь напора зависит от углов слияния или расхождения потоков α и β (углы α и β относятся к ответвлениям), от диаметров ответвлений и магистрали, от соотношения расходов жидкости в ответвлениях и от направления течения.



6. Истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке



Вопрос истечения жидкостей через отверстия является одним из узловых моментов гидравлики. Ученые и инженеры изучали этот вопрос начиная с XVII в. Уравнение Д.Бернулли впервые было выведено при решении одной из задач на истечение жидкости из отверстия. При расчетах диафрагм, дырчатых смесителей, наполнении и опорожнении резервуаров, бассейнов, водохранилищ, шлюзовых камер и других емкостей решаются все задачи на истечение жидкостей через отверстия. При решении этих задач определяют скорости и расходы жидкостей.



Экспериментально установлено, что при истечении жидкости из отверстий происходит сжатие струи, т.е. уменьшение ее поперечного сечения. Форма сжатой струи зависит от формы и размеров отверстия, толщины стенок, а также от расположения отверстия относительно свободной поверхности, стенок и дна сосуда, из которого вытекает жидкость. Сжатие струи происходит вследствие того, что частицы жидкости подходят к отверстию с разных сторон и по инерции движутся в отверстии по сходящимся траекториям.



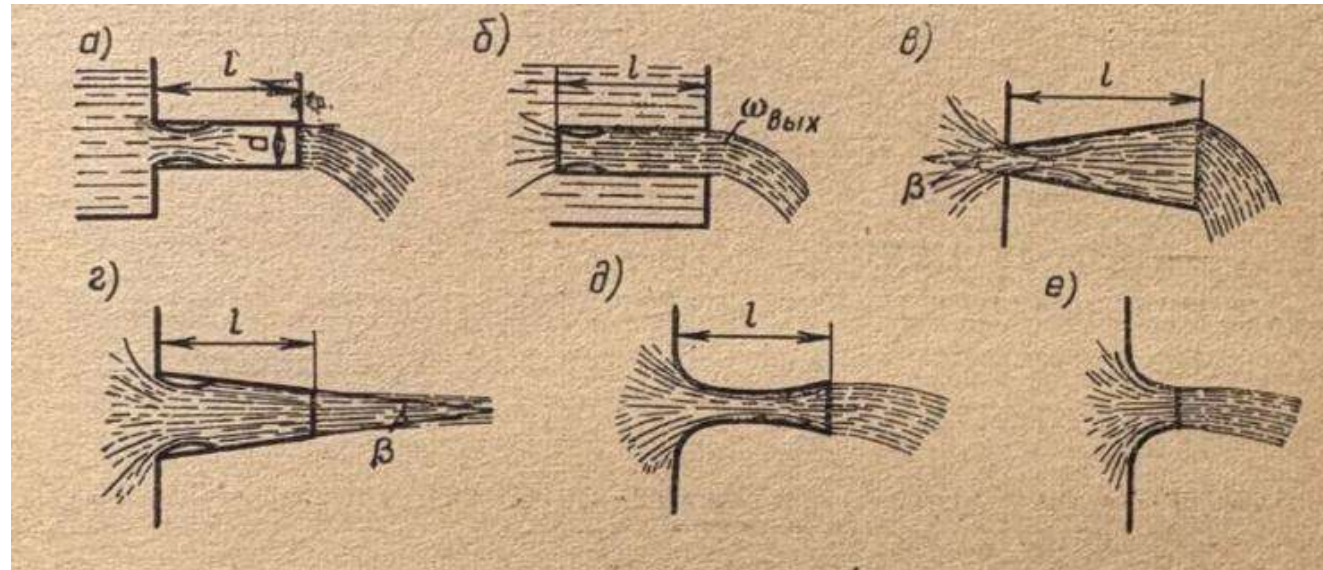
Параллельное течение струй в отверстии возможно только в том случае, когда толщина стенок сосуда близка к размерам отверстия, а стенки отверстия имеют плавные очертания, с расширением внутрь сосуда. При этом отверстие превращается в коноидальный насадок.

Насадком называется отрезок трубы, длина которого в несколько раз больше внутреннего диаметра. Рассмотрим случай, когда к отверстию в стенке резервуара присоединен насадок диаметром d , равным диаметру отверстия.

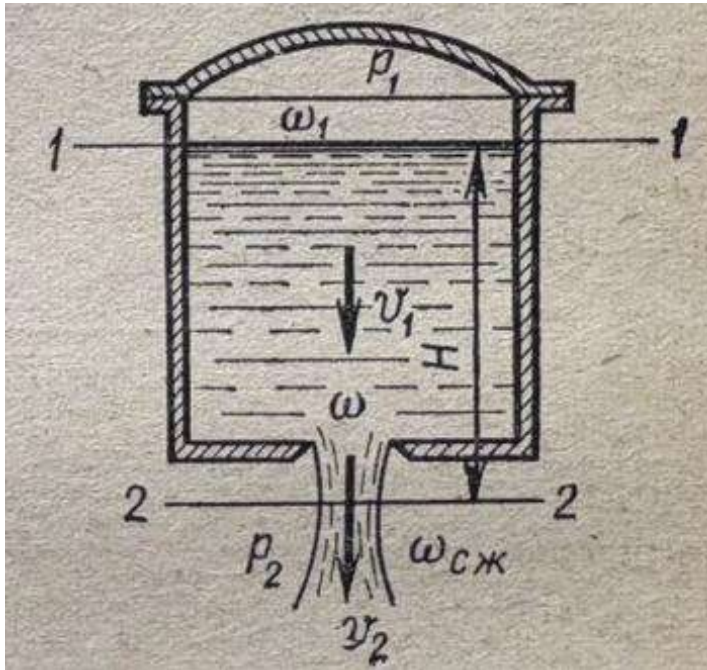


На рисунке 1 показаны наиболее распространенные виды насадков, применяемые на практике:

а — цилиндрический внешний; б — цилиндрический внутренний; в — конический расходящийся; г — конический сходящийся; д — коноидально-расходящийся; е — коноидальный.



Выведем формулы скорости и расхода жидкости при истечении через малое отверстие. Пусть жидкость вытекает из большого резервуара через малое отверстие в его дне или стенке (рисунок 2).



Опытами установлено, что сжатое сечение струи находится от внутренней поверхности резервуара на расстоянии около половины диаметра отверстия. Эта величина обычно бывает мала сравнительно с напором H в резервуаре, и можно считать, что центр отверстия и центр сжатого сечения струи находятся на одинаковой высоте, тем более при отверстии в боковой стенке. Высоту уровня жидкости в резервуаре H над центром отверстия называют *геометрическим напором*. В общем случае давление p_1 в резервуаре отличается от давления p_2 в пространстве, куда истекает жидкость.

Проведем плоскость сечения 2-2 через центр сжатого сечения струи.

Формула Торричелли $v = \sqrt{2gh}$ определяет скорость истечения идеальной жидкости из небольшого отверстия в открытом сосуде. Скорость зависит только от ускорения свободного падения (g), и глубины (h) отверстия под уровнем жидкости, не завися от ее плотности. Она описывает принцип, открытый Эванджелистой Торричелли в 1641 году.

Расход жидкости, вытекающей через отверстие, определяют по формуле:

$$Q = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2gH_0h}$$

При точных измерениях размеров сжатого сечения струи установлено, что при совершенном сжатии струи $\varepsilon=0,62-0,64$. В этом случае $\mu=0,60-0,62$.

При истечении не в газовую среду, а в смежный резервуар с той же жидкостью (что принято называть истечением «под уровень»), т.е. когда отверстие затоплено с обеих сторон, в качестве геометрического напора H принимают разность уровней жидкости в резервуарах. Числовые значения коэффициентов φ , ε , и μ остаются при этом практически теми же.

В случае круглого отверстия, расположенного на значительном расстоянии от стенок, струя сжимается со всех сторон одинаково, и в сжатом сечении имеет также форму круга; при этом сжатое сечение находится от кромок отверстия на расстоянии около половины диаметра отверстия – $0,5d$. Величина коэффициента сжатия зависит от относительных размеров отверстия и от положения его относительно стенок резервуара и поверхности жидкости.



В зависимости от расположения отверстия различают следующие виды сжатия (рисунок 3).

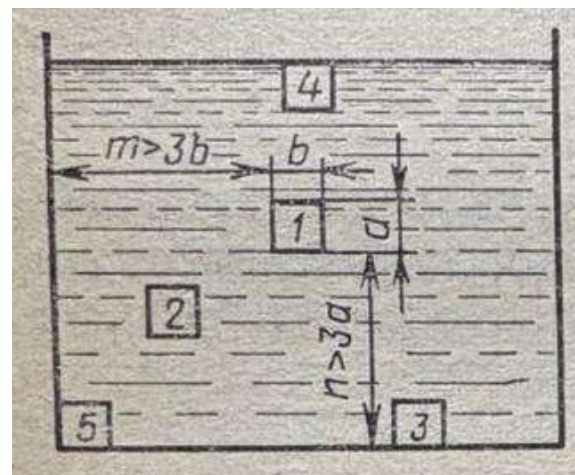
1) полное сжатие со всех сторон (отверстия 1 и 2);

2) неполное, когда сжатия нет с одной или нескольких сторон (отверстия 3, 4 и 5);

Полное сжатие подразделяют на:

а) совершенное, когда $n \geq 3a$ и $m \geq 3b$ (отверстие 1);

б) несовершенное, когда $n < 3a$ и $m < 3b$ (отверстие 2).



Форма сечения струи жидкости при истечении претерпевает изменения, которые называются инверсией. Инверсия происходит вследствие того, что скорости подхода к отверстию в разных точках его периметра различны и вследствие сил поверхностного натяжения. На рисунке 4 показано изменение формы струи при истечении через квадратное отверстие по мере удаления от резервуара.

