

**КАЗАНСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**  
**ИНСТИТУТ ГЕОЛОГИИ И НЕФТЕГАЗОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**  
*Кафедра высоковязких нефтей и природных битумов*

**Л.Х. ФОКЕЕВА**

**ГИДРАВЛИКА И НЕФТЕГАЗОВАЯ**  
**ГИДРОДИНАМИКА**

**Часть 2**

**Гидродинамика**

**Учебное пособие**

**Казань – 2017**

УДК 532.5 (075.8)  
ББК 22.253  
Ф18

*Принято на заседании кафедры высоковязких нефтей и  
природных битумов  
Протокол №7 от 14 февраля 2017 года*

**Рецензенты:**

доктор технических наук,  
профессор кафедры высоковязких нефтей и природных битумов КФУ  
**А.Ф. Кемалов;**  
кандидат технических наук,  
доцент кафедры высоковязких нефтей и природных битумов КФУ  
**Р.А. Кемалов**

**Фокеева Л.Х.**

**Гидравлика и нефтегазовая гидромеханика. Часть 2. Гидродинамика**  
/ Л.Х.Фокеева. – Казань: Казан. ун-т, 2017. – 85 с.

В пособие рассмотрены основные вопросы курса «Гидравлика и нефтегазовая гидромеханика»: особенности движения жидкости по трубам; виды и характеристики движения; основные законы гидромеханики; расчет простых и сложных трубопроводов; гидравлический удар; кавитация.

Предназначено в качестве учебного пособия для студентов нефтяных и технических вузов, а также специалистам, занимающимся эксплуатацией систем водоснабжения, занятых в нефтяной и нефтеперерабатывающей промышленности.

© Фокеева Л.Х., 2017  
© Казанский университет, 2017

## Оглавление

	<b>Введение</b>	5
<b>Глава 1.</b>	<b>Основные законы движения жидкости</b>	7
1.1	Идеальная и аномальные жидкости	7
1.2	Основные понятия, используемые в кинематике жидкости	9
1.3.	Дифференциальные уравнения кинематики	10
1.4	Методы определения движения жидкости	11
1.5	Вихревое течение жидкости	14
<b>Глава 2.</b>	<b>Динамика жидкости</b>	17
2.1	Уравнение неразрывности потока (уравнение сохранения массы)	17
2.2	Дифференциальные уравнения движения идеальной (невязкой) жидкости. Уравнения Эйлера	19
2.3	Дифференциальные уравнения движения реальной (вязкой) жидкости. Уравнения Навье-Стокса	21
2.4	Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости	25
2.5	Геометрический смысл уравнения Бернулли	27
2.6	График уравнения Бернулли для идеальной жидкости	28
2.7	Уравнение Бернулли для струйки и потока реальной Жидкости	29
2.8	Практическое применение уравнения Бернулли	31
2.9	Классификация гидравлических потерь	33
2.10	Основное уравнение равномерного движения жидкости	34

<b>Глава 3. Режимы движения жидкости</b>	<b>38</b>
3.1 Ламинарное движение	39
3.2 Эпюры скоростей при ламинарном движении	40
3.3 Турбулентный режим	41
3.4 Эпюры скоростей при турбулентном режиме	44
3.5 Метод наложения потерь. Коэффициент сопротивления системы.	46
3.6 Основные расчетные формулы для определения потерь напора	47
3.7 Кавитация	51
3.8. Гидравлический удар	53
3.9 Сопротивления при обтекании тел	56
<b>Глава 4. Движение жидкости в трубопроводах</b>	<b>59</b>
4.1 Гидравлический расчет трубопроводов	59
4.2 Гидравлические характеристики трубопровода	61
4.3 Основные расчетные формулы для определения потерь напора	66
4.4 Расчет коротких простых трубопроводов. Примеры решения основных расчетных задач	67
4.5 Определение экономически выгодного диаметра	70
4.6 Сифонные трубопроводы	71
4.7 Магистральные нефтепроводы	72
<b>Библиографический список</b>	<b>73</b>

## ВВЕДЕНИЕ

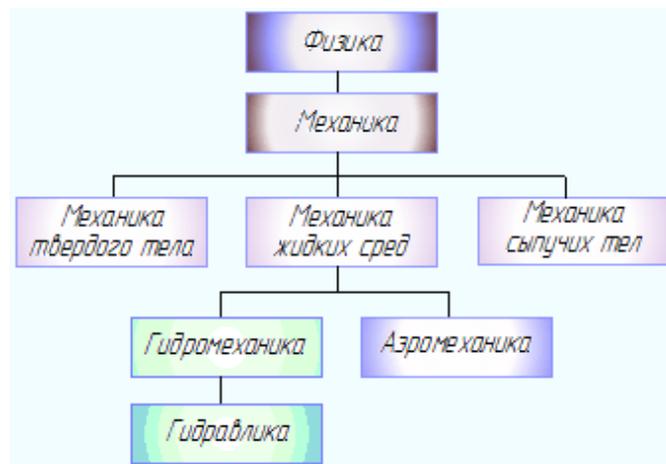
Механика, как раздел физики, изучает законы равновесия и движения материальных тел различных видов.

Подразделами механики являются:

- механика твердого тела, которая изучает равновесие и движение тел как совокупности сильно связанных материальных точек;
- механика жидких сред, которая изучает равновесие и движение жидкости;
- механика сыпучих сред, которая изучает равновесие и движение тел как совокупности относительно слабо связанных материальных точек (песок, зерно и другие).

Механику жидких сред, в свою очередь, делят на:

1) гидромеханику, изучающую движение жидкости и силовое взаимодействие между жидкостью и обтекаемыми ею телами или ограничивающими ее поверхностями



2) аэромеханику, изучающую движение газов и обтекание ими тел.

Прикладную часть гидромеханики называют технической механикой жидкости или гидравликой.

Обычно гидравликой считают науку, изучающую законы равновесия и движения жидкости и способы применения этих законов в решении практических задач.

Название “гидравлика” произошло от сочетания двух греческих слов hydor (хюдор) – вода и aulos (аулос) – труба. Таким образом, в понятие “гидравлика” вначале включалось только учение о движении воды в трубах. Название науки сохранилось до настоящего времени, но круг вопросов и проблем, которые она решает в наши дни, многократно расширился, стали разнообразными и области применения гидравлики.

Научную основу современной гидравлики составляют законы общей физики и теоретической механики.

Метод, применяемый в современной гидравлике при исследовании движения жидкости, заключается в следующем. Исследуемые явления сначала упрощают, принимая целый ряд допущений и предположений, а затем к ним применяют законы теоретической механики. Полученные результаты сравнивают с данными опытов, выясняют степень расхождения, уточняют и исправляют теоретические выводы и формулы для их практического использования. Полученные формулы оценивают, как правило, только главные характеристики изучаемого явления и часто используют различные интегральные и осредненные величины, которые дают достаточную для решения технических задач характеристику рассматриваемых явлений.

Целый ряд явлений, крайне трудно поддающихся теоретическому анализу, ввиду своей сложности, исследуют опытным путем, а результаты такого исследования представляют в виде эмпирических формул.

Основными разделами гидравлики являются:

- 1) статика жидкости (гидростатика),
- 2) кинематика,
- 3) динамика жидкости (гидродинамика).

Гидростатика – раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкости, находящейся под действием внешних сил.

Кинематика жидкости – раздел гидравлики, основной задачей которого является определение скорости и давления в каждой точке потока жидкости в зависимости от времени и пространственных координат.

Гидродинамика – раздел гидравлики, в котором изучаются законы движения жидкости и ее взаимодействие с твердыми телами при их относительном движении.

# Глава 1. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

## 1.1. Идеальная и аномальная жидкости

Идеальная жидкость. Под идеальной жидкостью понимают воображаемую жидкость, обладающую абсолютной подвижностью (т.е. лишенную вязкости), абсолютно несжимаемую, не расширяющуюся с изменением температуры, абсолютно неспособную сопротивляться разрыву. Корректировать отсутствие этих свойств приходится, вводя поправочные коэффициенты.

Реальная жидкость – жидкость вязкая, способная оказывать сопротивление перемещению одной части жидкости относительно другой.

Жидкости, подчиняющиеся закону Ньютона (закон внутреннего трения) называют ньютоновскими. Жидкости, не подчиняющиеся этому закону, называют неньютоновскими (аномальными).

Аномальные жидкости (неньютоновские). К классу аномальных жидкостей относятся: вязкопластические, псевдопластические, дилатантные, вязкоупругие.

Вязкопластические жидкости (бингамовские) характеризуются тем, что у них наряду с вязкостью проявляются также пластические свойства, которые заключаются в наличии некоторого предельного напряжения сдвига, после достижения которого и возникает «текучесть» среды. К их числу можно отнести различного рода суспензии и коллоидальные растворы, состоящие из двух фаз – твердой и жидкой.

Примеры: глинистые и цементные растворы, масляные краски, сточные грязи, некоторые пасты, парафинистые нефти и др. Странный эффект поведения струи вязко–пластичной жидкости был обнаружен в 1963 г. английским инженером Аланом Кеем. Если вязкую жидкость выливать тонкой струей на какую-нибудь поверхность, то в месте соприкосновения струи и поверхности начинают появляться струи, бьющие вверх наподобие маленького фонтана.

Эффект можно наблюдать, используя обычные средства домашнего хозяйства – шампунь или жидкое мыло.

Псевдопластические жидкости в отличие от вязкопластических лишены предельного напряжения текучести, но их кажущаяся вязкость определяется коэффициентом, зависящим от скорости сдвига. Это общее свойство полимерных веществ. Примеры: суспензии асимметричных частиц, растворы высокополимеров, кетчуп, лава, кровь.

Дилатантные жидкости – также описываются реологическим уравнением для псевдопластических жидкостей, но в дилатантных кажущаяся вязкость с увеличением напряжения увеличивается. Дилатантный эффект наблюдается в тех материалах, у которых плотно расположенные частички перемешаны с жидкостью, заполняющей пространство между частичками. При низких скоростях сдвига слоев материала друг относительно друга жидкость движется как смазка, и дилатантный материал способен легко перетекать. При высоких скоростях жидкость не успевает заполнять свободные пространства, образующиеся между движущимися частичками, и поэтому трение между частичками сильно возрастает, что приводит к увеличению вязкости. Примеры: суспензии твердых частиц при их высоких концентрациях, например, пульпа – высококонцентрированная смесь песка и воды, транспортируемая по трубам от земснаряда при углублении рек и водоемов; крахмальные клейстеры и клей, лакокрасочные покрытия.

Вязкоупругие жидкости (максвелловские) – обладают свойствами как вязкости, так и упругости. Они обладают двойным свойством – вязким течением по закону Ньютона и упругим восстановлением формы по закону Гука. К их числу относятся очень вязкие синтетические материалы, а также слабые растворы полимеров в ньютоновских жидкостях. Иногда даже самые небольшие по весу добавки полимеров превращают ньютоновские жидкости в неньютоновские, сообщая им специфические вязкоупругие свойства. Примеры: смолы, битумы.

## 1.2. Основные понятия, используемые в кинематике жидкости

Траекторией движущейся частицы жидкости называют путь одной и той же частицы, прослеженной во времени. Изучение траекторий жидкостей лежит в основе метода Лагранжа.

При исследовании движения жидкости по методу Эйлера общее представление о движении жидкости можно составить при помощи построения *линии тока*.



Рис. 1. 1. Линия тока

Линия тока – такая кривая линия, в каждой точке которой в данный момент времени векторы местной скорости направлены по касательной к этой линии. Если выделить в пространстве движущейся жидкости частицу жидкости, то за определенный промежуток времени частица пройдет через ряд точек пространства с различными скоростями. След, оставленный частицей в виде кривой линии, является траекторией движения.

Различие между траекторией частицы и линией тока заключается в том, что траектория относится лишь к одной определенной частице, изучаемой в течение определенного отрезка времени. Линия тока относится к определенной совокупности различных частиц, рассматриваемых в одно мгновение (в данный момент времени).

При установившемся движении линии тока и траектории частиц совпадают.

Трубка тока – трубчатая поверхность, ограниченная линиями тока.

Элементарная струйка – часть потока, заключенная внутри трубки тока.

Живое сечение – площадь поперечного сечения потока, проведенная нормально к линиям тока.

Поток жидкости – совокупность элементарных струек.

Смоченный периметр – контур живого сечения, соприкасающийся с твердой поверхностью стенки.

Гидравлический радиус – отношение площади живого сечения к смоченному периметру.

Гидравлический диаметр (эквивалентный) равен четырем гидравлическим радиусам. Для круглых труб при напорном движении  $d_{\text{экв}}=d$ .

### 1. 3. Дифференциальные уравнения линий тока

Пусть в некоторой точке  $M$  в данный момент времени вектор скорости есть  $u$ , с проекциями на оси координат  $x, y, z$ . Тогда косинусы углов, составляемых вектором скорости  $u$  с осями координат, будут

$$\cos(u, x) = \frac{u_x}{u}; \quad \cos(u, y) = \frac{u_y}{u}; \quad \cos(u, z) = \frac{u_z}{u}.$$

Допустим, что через точку  $M$  в данный момент времени проходит линия тока 1–1.

Косинусы углов, составляемых касательной к линии тока с осями координат, будут

$$\cos(T, x) = \frac{dx}{dS}; \quad \cos(T, y) = \frac{dy}{dS}; \quad \cos(T, z) = \frac{dz}{dS}.$$

где  $dS$  – элемент линии тока, проходящей через точку  $M$ ;  
 $dx, dy, dz$  – проекции элемента дуги на оси координат.

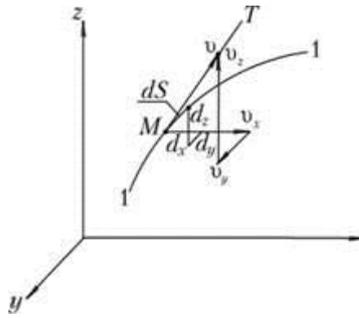


Рис. 1. 2. Схема сил к выводу дифференциальных уравнений линий тока

Вследствие совпадения касательной с направлением вектора скорости соответствующие косинусы должны быть

$$\frac{u_x}{u} = \frac{dx}{dS}; \quad \frac{u_y}{u} = \frac{dy}{dS}; \quad \frac{u_z}{u} = \frac{dz}{dS}.$$

Из последних соотношений следует, что  $\frac{dx}{u_x} = \frac{dy}{u_y} = \frac{dz}{u_z} = \frac{dS}{u}$

Отсюда получаем следующие дифференциальные уравнения линий тока

$$\frac{dx}{u_x} = \frac{dy}{u_y} = \frac{dz}{u_z}$$

Так как  $u=u(x,y,z,t)$ , то дифференциальные уравнения линий тока примут вид

$$\frac{dx}{u_x(x, y, z, t)} = \frac{dy}{u_y(x, y, z, t)} = \frac{dz}{u_z(x, y, z, t)} \quad (1.1)$$

#### 1.4. Методы определения движения жидкости

Кинематика жидкости является разделом гидромеханики, в котором движение изучается вне зависимости от действующих сил.

Задачей кинематики является определение скоростей и ускорений в любой точке пространства жидкой среды и распределение скоростей.

Под понятием «движением жидкости» имеют в виду движение некоторой ее частицы, а в ней изменение координат некоторой (любой) точки.

Для описания движения частицы, а через нее и жидкости, существуют два способа:

–метод Лагранжа (субстанциональный) заключается в том, что изучает кинематику движения в пространстве какой–либо частицы жидкости.

В начальный момент времени  $t_0$  отмечают в жидкости определенные частицы и далее следят во времени за движением каждой отмеченной частицы и за ее кинематическими характеристиками. Положение каждой частицы жидкости в момент времени  $t_0$  определяется тремя координатами в неподвижной системе координат, т.е. тремя уравнениями:

$$x = f_1(x_0, y_0, z_0, t)$$

$$y = f_2(x_0, y_0, z_0, t)$$

$$z = f_3(x_0, y_0, z_0, t)$$

где  $x_0, y_0, z_0$  – начальные координаты частицы.

Зная текущие координаты частицы можно построить ее траекторию движения в определенной области пространства. Имея траекторию движения, можно разбить ее на малые участки длиной  $dL$ , проходящие частицей за время  $dt$ . Проекции скорости на координатные оси в точке, где находится частица, определяются соотношениями (как первые производные координат по времени):

$$u_x = \frac{dx}{dt}$$

$$u_y = \frac{dy}{dt}$$

$$u_z = \frac{dz}{dt}$$

где величины  $dx, dy, dz$  являются проекциями пути движения частицы на участке траектории ( $dL$ ) за время  $dt$  на соответствующие координаты.

Проекции ускорения находятся как вторые производные координат по времени (или как первые производные от скорости):

$$a_x = \frac{\partial^2 x}{\partial t^2}$$

$$a_y = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$$

$$a_z = \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}$$

или

$$a_x = \frac{du_x}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial t} + \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \frac{dz}{dt}$$

$$a_y = \frac{du_y}{dt} = \frac{\partial u_y}{\partial t} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u_y}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial u_y}{\partial z} \frac{dz}{dt}$$

$$a_z = \frac{du_z}{dt} = \frac{\partial u_z}{\partial t} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \frac{dz}{dt}$$

Так как для движущейся частицы  $\frac{dx}{dt} = u_x$   $\frac{dy}{dt} = u_y$   $\frac{dz}{dt} = u_z$

$$a_x = \frac{du_x}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial t} + \frac{\partial u_x}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_x}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_x}{\partial z} u_z$$

$$a_y = \frac{du_y}{dt} = \frac{\partial u_y}{\partial t} + \frac{\partial u_y}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_y}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_y}{\partial z} u_z$$

$$a_z = \frac{du_z}{dt} = \frac{\partial u_z}{\partial t} + \frac{\partial u_z}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_z}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_z}{\partial z} u_z$$

тогда

Частные производные  $\frac{\partial u_x}{\partial t}$   $\frac{\partial u_y}{\partial t}$   $\frac{\partial u_z}{\partial t}$  называют проекциями локального

(местного) ускорения. Локальное ускорение определяет изменение во времени скорости в данной точке пространства.

Суммы вида  $\frac{\partial u_x}{\partial x} u_x$   $\frac{\partial u_y}{\partial y} u_y$   $\frac{\partial u_z}{\partial z} u_z$  называют проекциями конвек-

тивного ускорения (или субстанциональными, индивидуальными производными). Конвективное ускорение определяет изменение скорости по координатам, т.е. при переходе из одной точки пространства в другую. Само поле скоростей может быть названо конвекцией.

– Метод Эйлера (локальный) – состоит в том, что движение всей жидкости изучается путем исследования движения в отдельных неподвижных точках, через которые протекает жидкость. Исследуется изменение во времени векторных и скалярных величин в некоторой фиксированной точке простран-

ства и изменение этих величин при переходе от одной точки пространства к другой (т.е. весь поток в целом).

Составляющие скорости зависят от нахождения точки в пространстве, т.е. от координат  $x, y, z$  и времени  $t$ . Скоростное поле описывается следующими уравнениями:

$$u_x = f_1(x, y, z, t)$$

$$u_y = f_2(x, y, z, t)$$

$$u_z = f_3(x, y, z, t)$$

Скорость частицы жидкости в неподвижной точке в каждый момент времени называется мгновенной местной скоростью.

Метод Эйлера позволяет получить распределение скоростей в определенной области. В случае движения жидкости, когда скорости частиц, проходящих через определенную точку в пространстве (местные скорости), зависят не только от координат расположения точки  $(x, y, z)$ , но и времени, такое движение называется неустановившимся (нестационарным).

Установившимся (стационарным) является движение, когда скорости в точке не зависят от времени. Понятие установившегося движения вводится только при исследовании движения жидкости в переменных Эйлера.

Частичка жидкости при движении может изменять форму при сохранении своего объема и массы. Частица может двигаться:

- поступательно;
- вращательно;
- по сравнению с твердым телом она деформируется.

## 1.5. Вихревое течение жидкости

Скорость движения жидкого элемента можно разложить на три составляющие:

- скорость поступательного движения  $v_0$ ;
- скорость вращательного движения  $v_{вр}$ ;

– скорость деформации  $v_{деф}$ , т.к. при движении жидкости изменяется длина между двумя частицами, тогда как твердое тело сохраняет свою форму при движении.

$$v = v_0 + v_{вр} + v_{деф}$$

В этом состоит теорема Коши–Гельмгольца. В отличие от твердого тела жидкий элемент, помимо поступательного и вращательного движения будет претерпевать еще и деформацию.

Основными видами движения, несмотря на их большое количество разновидностей, является вихревое и потенциальное (безвихревое) ламинарное движения.

Движение, при котором частицы жидкости вращаются вокруг мгновенных осей, проходящих через их полюсы, называют вихревым движением. Также его называют турбулентным.

Это движение жидкой частицы характеризуется угловой скоростью  $\omega$ , компонентами (составляющими) которой являются:

$$\omega_x = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_z}{\partial y} - \frac{\partial u_y}{\partial z} \right)$$

$$\omega_y = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} - \frac{\partial u_z}{\partial x} \right)$$

$$\omega_z = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_y}{\partial x} - \frac{\partial u_x}{\partial y} \right)$$

Первые два выражения характеризуют плоское движение, в случае трехмерного движения используют все три выражения.

Компоненты угловой скорости вращения жидкого элемента в данной точке жидкости равны полуразностям частных производных от проекции скоростей по координатам  $x, y, z$ .

Вектор самой угловой скорости всегда перпендикулярен плоскости, в которой происходит вращение.

Если определить вектор угловой скорости, то  $\omega = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2}$

Удвоив проекции  $\vec{\omega}$  на соответствующие координаты оси  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ , получим компоненты вектора вихря (или ротора скорости):

$$\vec{\Omega} = 2\vec{\omega} = \text{rot } \vec{u} \quad (1.2)$$

Совокупность векторов вихря называется векторным полем.

Образование вихрей обусловлено вязкостью жидкости.

Ламинарное (потенциальное, безвихревое) течение является следствием деформационных явлений линейных параметров, например, формы и объема.

## Глава 2. ДИНАМИКА ЖИДКОСТИ

Динамика жидкости изучает законы движения в результате действия на нее поверхностных, массовых сил с учетом вязкости. При исследовании движения реальной жидкости необходимо учитывать возникновение и влияние касательных напряжений, т.е. сил сопротивления движению.

Если скорости и давления в определенной области будут зависеть от одних координатных осей, то такие движения называются одномерными.

В случае, когда скорости зависят от двух или трех координат, движения являются двухмерными или трехмерными. При изучении движения жидкости рассматриваются следующие задачи:

1. Определение сил и кинематических характеристик (скорость и давление) движения жидкости в каждой точке.
2. Воздействие гидродинамических сил потока жидкости на погруженное тело.

### 2.1. Уравнение неразрывности потока (уравнение сохранения массы)

В гидравлике применяется так называемая струйчатая модель движения жидкости. Рассмотрим элементарную струйку жидкости.



Рис. 2. 1. К выводу уравнения неразрывности

Расстояние вдоль струйки при известной скорости струйки

$$dL = u \cdot dt$$

За определенное время  $dt$  движущиеся частицы из сечения 1–1 переместятся в сечение 2–2, пройдя путь, равный  $dL$ .

Таким образом, за время  $dt$  через первое живое сечение площадью  $d\sigma$  пройдет количество жидкости, равное объему элементарного цилиндра:

$$dV = d\sigma \cdot dL$$

1. Объем жидкости, отнесенный к единице времени  $dt$  – объемный расход (элементарный), определяемый по формуле:

$$dQ = \frac{dV}{dt} = \frac{d\sigma_1 \cdot dL}{dt} = \frac{d\sigma_1 \cdot u dt}{dt} = u \cdot d\sigma_1 \quad (\text{т.к. } u = \frac{dL}{dt} \Rightarrow dL = u dt) \quad (\text{М}^3/\text{с})$$

2. Массовый расход струйки (кг/с)  $dQ = \rho dQ$

3. Весовой расход струйки (Н/с)  $dQ = \gamma dQ$

или  $Q = \frac{mg}{t}$  (пропускная способность, производительность, дебит).

При перемещении от одного сечения к другому при условии отсутствия поперечного притока и оттока в струйке, масса жидкости остается неизменной. Таким образом,

$$u_1 d\sigma_1 = u_2 d\sigma_2 = dQ = const$$

Тогда полный расход будет равен

$$Q = \int_{\sigma} u_1 \cdot d\sigma_1 = \int_{\sigma} u_2 \cdot d\sigma_2 = \int_{\sigma} dQ = v_{\text{сред}} \cdot \sigma = const \quad (2.1)$$

где  $v_{\text{сред}}$  – средняя скорость течения.

Уравнение движения для потока конечных размеров при установившемся движении жидкости является уравнением неразрывности потока.

Уравнение неразрывности показывает, что в несжимаемой жидкости произведение площади живого сечения и средней скорости потока является постоянной величиной.

Уравнение неразрывности для несжимаемой жидкости в случае установившегося движения можно представить в виде  $\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$ , т.е.  $div u = 0$  (сумма частных производных от всех компонентов скорости равна нулю).

Условием того, что движение считаем установившимся, является отсутствие ускорения ( $\frac{du}{dt} = 0$ )

## 2.2. Дифференциальные уравнения движения идеальной (невязкой) жидкости (уравнения Эйлера)

Рассмотрим равновесие параллелепипеда, находящегося в движущейся жидкости, используя принцип Даламбера. Согласно принципу Даламбера уравнение движения можно рассматривать как уравнение равновесия, если ввести силы инерции.

Для вывода уравнений движения жидкости выделим элементарный параллелепипед в массе жидкости с ребрами  $dx, dy, dz$ .

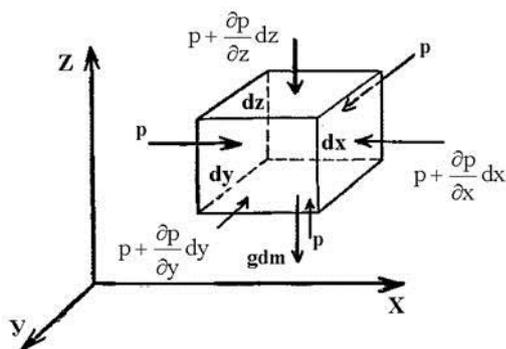


Рис.2. 2. К выводу дифференциального уравнения движения идеальной жидкости

Пусть т.М с координатами  $x, y, z$  находится в центре этого параллелепипеда. Давление в т.М будет  $P=f(x, y, z, t)$ . Компоненты массовых сил, отнесенных к единице массы, пусть будут  $X, Y, Z$ .

Запишем условие равновесия сил, действующих на элементарный параллелепипед, в проекции на ось  $x$

$$F1 - F2 + Fm - Fu = 0 \quad (2.2)$$

где  $F1$  и  $F2$  –силы гидростатического давления;

$Fm$  – равнодействующая массовых сил тяжести;

$Fu$  – равнодействующая сил инерции.

1. Силы гидростатического давления  $F1$  и  $F2$  равны произведению гидростатического давления в центрах тяжести площадок (в точках 1 и 2) на их площади:

$$F1 = P1 \cdot dzdy = P1 d\sigma$$

$$F2 = P2 \cdot dzdy = P2 d\sigma$$

где  $P1$  и  $P2$  определяются по формулам

$$P_1 = p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{2};$$

$$P_2 = p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{2}$$

которые показывают, насколько давление в точке М отличается от давлений в точках 1 и 2.

2. Равнодействующая массовых сил имеет вид

$$F_m = X \cdot dm = X \cdot \rho dV = X\rho \cdot dx dy dz$$

где  $dm = \rho dx dy dz$  – масса элементарного параллелепипеда;

$X$  – компонент массовых сил, отнесенная к единице массы.

3. Равнодействующая сил инерции определяется как произведение массы этого параллелепипеда на его ускорение:

$$F_u = -W_x dm = -\frac{dv_x}{dt} \rho dx dy dz$$

Знак (–) указывает, что силы инерции противоположны оси  $ox$ .

Подставляя в исходную формулу (1.4)  $F1, F2, Fm, Fu$ , получаем

$$\frac{dv_x}{dt} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}$$

В проекциях на оси  $y$  и  $z$  можно получить аналогичные два уравнения

$$\frac{dv_y}{dt} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y};$$

$$\frac{dv_z}{dt} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z};$$

Записывая эти три уравнения в развернутом виде, получим уравнения Л.Эйлера (1775г.) для идеальной невязкой жидкости. И так как скорость, в общем случае, есть непрерывная функция координат и времени, то

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}; \\ \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}. \end{aligned} \quad (2.3)$$

где прямые производные, взятые по координате, отмеряемой от оси, на которую проецируется скорость – дивергенция скорости

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = \text{div } \vec{v}.$$

Уравнения Эйлера выражают связь между проекциями действующих сил, скоростей, давлений и плотности жидкости.

В случае несжимаемой невязкой жидкости ( $\rho = \text{const}$ ) система уравнений Эйлера имеет четыре неизвестных  $v_x, v_y, v_z$  и  $p$ . Так как уравнений три, а неизвестных четыре, то система уравнений Эйлера в данном случае оказывается незамкнутой. Чтобы она была замкнутой, необходимо добавить еще одно уравнение.

Таким уравнением будет уравнение неразрывности  $\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$ .

### 2.3. Дифференциальные уравнения движения реальной (вязкой) жидкости. Уравнения Навье-Стокса.

Когда под действием внешних сил вязкая жидкость деформируется, в ней развиваются внутренние силы, препятствующие деформации. Эти силы, рассчитанные на единицу площади, называются напряжением.

Чтобы рассмотреть эти внутренние силы, достаточно отделить некоторую часть жидкости, проведя в ней какую-либо поверхность. Выделим на этой поверхности элементарную площадку  $d\sigma$  и обозначим через  $dF$  сумму всех внутренних сил, действующих со стороны  $V_2$  на точки объема  $V_1$ , находящиеся на этой площадке. Тогда напряжение в данной точке

$$p_n = \lim dF/d\sigma$$

В вязкой жидкости в виду наличия внутреннего трения сила  $dF$ , а значит и напряжение  $p_n$ , могут быть направлены как угодно по отношению к площадке  $d\sigma$ , но только не по внутренней нормали, как в случае движения идеальной жидкости. В вязкой жидкости различают два рода внутренних напряжений:

- нормальное напряжение – напряжение на нормаль к поверхности;
- касательное – напряжение на касательную плоскость к поверхности.

Нормальное напряжение – это реакция жидкого элемента на воздействие окружающей его жидкости. Нормальные напряжения зависят не только от направления действия, но и от того, к какой площади они приложены. Это их свойство называют инвариантностью. В качестве этих напряжений подразумевается, в основном, давление в жидкости; это давление может быть определено как сумма значений нормальных напряжений, т.е. если взять компоненты этого напряжения (давления), то

$$p = \frac{P_{xx} + P_{yy} + P_{zz}}{3}$$

Касательное напряжение  $\tau_n$  характеризует внутреннее трение в жидкости, наличие которого и отличает вязкую жидкость от идеальной.

Рассмотрим вначале одномерное течение жидкости в направлении, параллельном оси  $ox$ .

Запишем условие равновесия сил, действующих на элементарный параллелепипед, в проекции на ось  $x$

$$F_1 - F_2 + F_m - F_u + F_{tr} = 0 \tag{2.4}$$

где  $F_{tr}$  – сила трения, определяемая по формуле

$$\left( \tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz \right) dx dy - \tau dx dy = \frac{\partial \tau}{\partial z} dx dy dz$$

По закону Ньютона для касательного напряжения  $\tau$  имеем

$$\tau = \mu \frac{\partial v_x}{\partial z}$$

Отсюда сила трения будет равна

$$F_{mp} = \frac{\partial \tau}{\partial z} dx dy dz = \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} dx dy dz$$

Подставляя в (1.6) формулы для сил  $F1, F2, Fm, Fu$ , а также и силу трения, получим

$$\frac{dv_x}{dt} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}, \quad \text{где } \nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.5)$$

В общем случае движения в трехмерном пространстве, когда  $v_x$  изменяется по всем направлениям, а не только в направлении оси  $oz$ , проекции силы трения на ось  $ox$  определится более сложным выражением:

$$\mu \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) dx dy dz.$$

Тогда уравнение движения в проекции на ось  $x$  будет

$$\frac{dv_x}{dt} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) \quad (2.6)$$

Или для всех трех осей  $x, y, z$ , получим

$$\begin{aligned} \frac{dv_x}{dt} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) \\ \frac{dv_y}{dt} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) \\ \frac{dv_z}{dt} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (2.7)$$

В развернутом виде:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial u_x}{\partial t} + \frac{\partial u_x}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_x}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_x}{\partial z} u_z &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) \\
\frac{\partial u_y}{\partial t} + \frac{\partial u_y}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_y}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_y}{\partial z} u_z &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) \\
\frac{\partial u_z}{\partial t} + \frac{\partial u_z}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_z}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_z}{\partial z} u_z &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right)
\end{aligned} \tag{2.8}$$

Это уравнения Навье-Стокса для вязкой несжимаемой жидкости. Они определяют течение реальной вязкой жидкости, тогда когда подтверждается закон Ньютона о внутреннем трении в жидкости и являются основными в гидромеханике вязкой жидкости.

Или в векторной форме 1)  $\frac{du}{dt} = F - \frac{1}{\rho} \text{grad}P + \nu \nabla^2 u$ , где

$$\begin{aligned}
\frac{du}{dt} = \left( \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) i + \left( \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) j + \\
\left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) k;
\end{aligned}$$

2)  $F = Xi + Yj + Zk$

3)  $\text{grad}P = \frac{\partial p}{\partial x} i + \frac{\partial p}{\partial y} j + \frac{\partial p}{\partial z} k$

4)  $\nabla^2 u = \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) i + \left( \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) j + \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) k$

где  $i, j, k$  – орты координатных осей.

$\nabla$  – оператор Лапласа.

Если добавить к полученным уравнениям движения уравнения неразрывности для несжимаемой жидкости (полагая, что массовые силы  $X, Y, Z$  заданы) получим систему четырех уравнений с четырьмя неизвестными функциями  $v_x, v_y, v_z$  и  $p$ . Следовательно, получена замкнутая система уравнений.

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0. \tag{2.10}$$

## 2.4. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Уравнение Бернулли устанавливает связь между скоростью и давлением в различных сечениях одной и той же элементарной струйки.

Условием невязкой несжимаемой жидкости является:

1. Отсутствие трения (внутри жидкости).
2. Постоянство (однородность) плотности  $\rho = const$ . Плотность является функцией лишь одного давления, т.е. баротропна  $\rho = f(p)$ .
3. Движение жидкости установившееся.

В связи с этим к выделенному объему струйки приложены только:

- силы тяжести;
- силы гидродинамического давления,

Запишем уравнения движения Эйлера

$$\begin{aligned}\frac{dv_x}{dt} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{dv_y}{dt} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{dv_z}{dt} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}\end{aligned}$$

умножим обе части каждого из уравнения на  $dx, dy, dz$  соответственно и сложим полученные соотношения:

$$\frac{dv_x}{dt} dx + \frac{dv_y}{dt} dy + \frac{dv_z}{dt} dz = Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) \quad (2.11)$$

Если проецировать перемещение на бесконечно малую величину  $dl$  на координатные оси, то получим

$$\begin{aligned}dx &= v_x dt \\ dy &= v_y dt \quad \text{тогда} \\ dz &= v_z dt\end{aligned} \quad \frac{dv_x}{dt} v_x dt = v_x dv_x \quad \text{и т.д.}$$

т.к. считаем, что  $dx, dy, dz$  взяты по какой либо линии тока (а не любыми произвольными приращениями координат), и при установившемся движении линии тока совпадают с траекториями частиц.

1. Преобразуем левую часть:

$$v_x dv_x + v_y dv_y + v_z dv_z = d\left(\frac{v_x^2}{2}\right) + d\left(\frac{v_y^2}{2}\right) + d\left(\frac{v_z^2}{2}\right) = d\left(\frac{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}{2}\right) = d\left(\frac{v^2}{2}\right)$$

2. В правой части уравнения получим:

$$Xdx + Ydy + Zdz = -\left(\frac{\partial U}{\partial x} dx + \frac{\partial U}{\partial y} dy + \frac{\partial U}{\partial z} dz\right) = -dU, \text{ где } U - \text{силовая потенциальная функция}$$

3. Так как  $p=f(x,y,z)$ , то:  $\left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz\right) = dP$ , т.е полный дифферен-

циал.

Подставим все три преобразования в (1). Отсюда оно примет вид:

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + dU + \frac{1}{\rho} dP = 0 \quad \text{или} \quad dU + \frac{dP}{\rho} + d\left(\frac{v^2}{2}\right) = 0$$

Интегрируя по линии тока, получим:  $U + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} = C = const$ , (2.12)

где  $\int \frac{dP}{\rho} = \frac{P}{\rho}$ .

Интеграл Бернулли показывает, что при установившемся движении баротропной идеальной жидкости в поле потенциальных сил, сумма трех членов уравнения одинакова во всех точках на данной линии тока.

Разделив каждое слагаемое на ускорение свободного падения  $g$ , получим уравнение Бернулли (1738г) для двух любых сечений элементарной струйки (для двух различных точек линии тока) в случае тяжелой (когда потенциал массовых сил равен  $U=gz$ ) несжимаемой невязкой жидкости:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = H_d = const \quad (2.13)$$

где  $H_d$  – гидродинамический напор.

Напор – это механическая энергия жидкости, отнесенная к единице веса жидкости.

$$H = \frac{\varrho}{g}$$

## 2.5. Геометрический и энергетический (физический) смысл уравнения Бернулли

1. Физический (энергетический) смысл уравнения Бернулли в том, что оно выражает основной закон физики – закон сохранения механической энергии – применительно к жидкости: полная удельная энергия частиц идеальной жидкости, составляющих элементарную струйку, сохраняется постоянной по всей длине струйки.

Полная энергия струйки складывается из потенциальной и кинетической энергий, где

$z$  – удельная потенциальная энергия положения;

$\frac{P}{\gamma}$  – удельная потенциальная энергия давления, тогда:

$z + \frac{P}{\gamma}$  – удельная потенциальная энергия, т.е. гидростатический напор.

$\frac{v^2}{2g}$  – удельная кинетическая энергия, или динамический (скоростной) напор.

В процессе движения жидкости одна форма энергии может превращаться в другую, но полная удельная энергия остается постоянной.

2. Геометрический смысл уравнения Бернулли заключается в том, что сумма трех высот (напоров) – геометрической, пьезометрической и скоростной – вдоль потока остается постоянной, где:

$z$  – геометрическая высота данной частицы жидкости над условной плоскостью сравнения; (м)

$\frac{P}{\gamma} = h$  – пьезометрическая высота, на которую может подняться жидкость в

пьезометре; (м)

$\frac{v^2}{2g}$  – скоростная высота, высота на которую поднимется жидкость, имея начальную скорость  $v$ ; (м).

Если сечение струйки увеличивается, скорость падает, а давление возрастает, т.е. энергия, сохраняясь в целом, переходит из одного вида в другой (кинетическая в потенциальную и наоборот).

## 2.6. График уравнения Бернулли для идеальной жидкости

Если в каждом сечении от плоскости сравнения отложить вверх величину  $H_d$  и соединить концы отрезков  $H_d$ , получим горизонтальную линию, которая называется напорной линией – линия, показывающая изменение гидродинамического напора (полной удельной энергии) жидкости по длине потока.

Для невязкой жидкости запас полной удельной энергии жидкости вдоль потока остается неизменным ( $H_d = const$ ), напорная линия параллельна плоскости сравнения, следовательно, для идеальной жидкости всегда горизонтальна.

Пьезометрическая линия – линия, соединяющая уровни жидкости в пьезометрах. Она показывает изменение пьезометрического напора по длине потока. Пьезометрический напор откладывается от плоскости сравнения вверх.

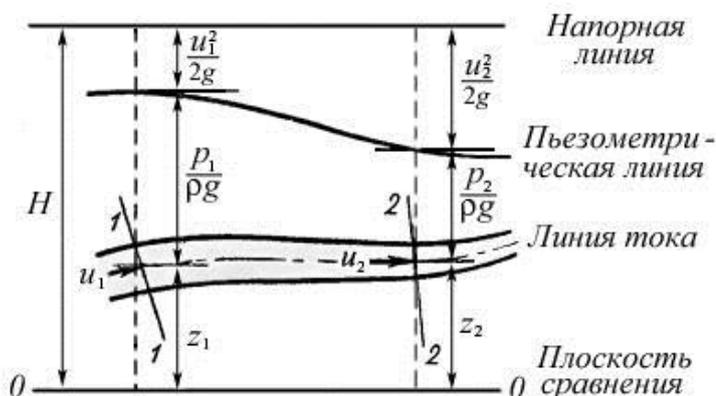


Рис. 2. 3. Графическое представление уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

## 2.7. Уравнение Бернулли для струйки и потока реальной жидкости

В реальной жидкости из-за наличия вязкости происходит потеря механической энергии потока на трение как внутри жидкости, так и о стенки трубы (канала). При этом происходит рассеивание (диссипация) энергии.

Энергия, потерянная на трение, превращается в теплоту и идет на пополнение запаса внутренней энергии жидкости, а часть ее отводится в виде тепла через стенки канала.

Внутренняя энергия жидкости не может быть непосредственно использована для приведения жидкости в движение и поэтому в гидравлике рассматривается как потеря механической энергии (потеря напора). Таким образом, полный напор вдоль струйки реальной жидкости уменьшается.

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad (2.14)$$

Характеристикой движения жидкости является понятие пьезометрического и гидравлического уклонов.

Пьезометрическим уклоном называется изменение гидростатического (пьезометрического) напора жидкости вдоль струйки, отнесенное к единице длины. На участке струйки длиной  $L$  между сечениями 1–1 и 2–2 пьезометрический уклон

$$i_n = \frac{\left(z_1 + \frac{P_1}{\gamma}\right) - \left(z_2 + \frac{P_2}{\gamma}\right)}{L} \quad (2.15)$$

Пьезометрический уклон может быть положительным, равным нулю и отрицательным. Гидравлический уклон всегда положителен.

Гидравлическим уклоном называется уменьшение полной удельной механической энергии вдоль струйки, отнесенное к единице длины, или же отношение потери напора к длине, на которой она происходит.

$$i_z = -\frac{\left(z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}\right) - \left(z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}\right)}{L} = \frac{h_{1-2}}{L} \quad (2.16)$$

Так как кривая полного напора убывает по длине струйки, то знак в выражении – минус  $(f(z_2 + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g})$  убывающая функция).

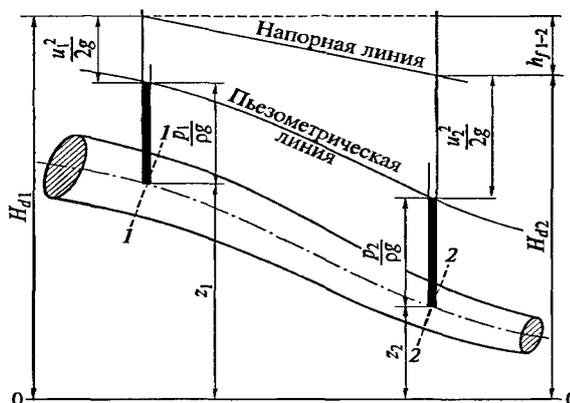


Рис. 2. 4. Графическое представление уравнения Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости

Так поток представляет собой совокупность элементарных струек, поэтому уравнение Бернулли для целого потока реальной жидкости может быть получено суммированием полных энергий всех элементарных струек, составляющих поток и потерь энергий, в них происходящих.

Применение уравнения Бернулли, выведенного для отдельной струйки, для потока жидкости затрудняется неравномерностью распределения скоростей по живому сечению потока; наличием поперечных составляющих продольной скорости; влиянием центробежных сил.

Чтобы не внести изменений в величину кинетической энергии потока вводят поправочный коэффициент  $\alpha$  (коэффициент кинетической энергии), называемый коэффициентом Кориолиса.

Он представляет собой отношение действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии, вычисленной по средней скорости.

$$\alpha = \frac{\sum g \cdot v^2}{Q \cdot v_{cp}^2} = \frac{\sum v^3 \Delta \sigma}{v_{cp}^3 \sigma} \quad m, \kappa, \quad q = v \Delta \sigma, \quad Q = v_{cp} F$$

Он определяется опытным путем. Для ламинарного режима в круглой трубе  $\alpha=2$ . Для турбулентного режима  $\alpha=1,045-1,10$ . При практических расчетах им

обычно пренебрегают, считая равным 1, тем самым предполагая, что все струйки движутся с одинаковой средней скоростью.

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + H_{1-2} \quad (2.17)$$

## 2.8. Практическое применение уравнения Бернулли

Уравнение Бернулли применяется в технике, например, для расчетов нефте-газо-проводов, насосов и во многих гидравлических расчетах.

На его основании сконструирован ряд приборов и устройств.

Например, для измерения скорости используют:

– трубка Пито – для замеров скоростей в некоторых точках потока (как в небольших открытых потоках, так и при движении в трубах);

– трубка Пито-Прандтля – представляет собой трубку в трубке и применяется в напорных трубопроводах;

– цилиндрические и шаровые насадки;

– оптический метод, связанный с использованием лазеров;

Для измерения расхода используют расходомеры:

– электромагнитные – принцип работы расходомера заключается в использовании электромагнитной индукции;

– турбинные (счетчики), предназначенные для измерения расхода чистой воды;

– тахометрические, предназначенные для измерения расходов неагрессивных и чистых жидкостей, без содержания взвешенных частиц;

– ультразвуковые, основным достоинством которых является возможность бесконтактного измерения расхода любых жидкостей с большой точностью (в трубопроводах с диаметром условного прохода от 30 до 1600 мм).

Также для измерения расхода и скоростей применяются стандартные сужающие устройства. К ним относятся:

– стандартные диафрагмы;

- сегментные диафрагмы;
- сопла;
- водомеры Вентури.

Расходомер Вентури – представляет собой устройство, устанавливаемое в трубопроводах и осуществляющее сужение потока – дросселирование. Зная перепад давления, измеряемого двумя пьезометрами, можно найти расход в трубопроводе для любого момента времени. Разность давлений в сужающем устройстве может определяться с помощью дифманометров поплавкового, кольцевого сильфонного и мембранного типов. Перепад давления возникает в результате повышения средней скорости в сужающей части устройства, т.е. увеличения кинетической энергии. Давление в пределах суженного сечения устанавливается меньше давления перед устройством. Перепад давления (напоров) будет тем больше, чем больше будет расход потока жидкости.

На использовании принципов гидродинамики основана работа и устройство гидравлических машин, т.е. машин, в которых основным рабочим телом является жидкость.

По назначению и в зависимости от характера происходящих в них энергетических процессов гидравлические машины можно разделить на две большие группы:

- гидравлические двигатели;
- насосы.

Гидравлические двигатели служат для преобразования гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию, получаемую на валу двигателя и используемую в дальнейшем, например, для привода рабочих машин (пример – гидравлические турбины).

В насосах, применяемых для подъема и перемещения жидкости по трубопроводам, происходит обратных процесс.

1. Карбюратор поршневых двигателей внутреннего сгорания, служащий для подсоса бензина и смешивания его с потоком воздуха. Поток воздуха, засасываемого в двигатель, сужается в месте установки распылителя бензина (жи-

клера). Скорость воздуха в этом сечении возрастает, а давление по закону Бернулли падает. В результате бензин вытекает в поток воздуха.

2. Струйный насос (эжектор), устройство в котором происходит передача кинетической энергии от одной среды в другой. Эжектор создает в сужающемся сечении пониженное давление одной среды, что вызывает подсос в поток другой среды, которая затем переносится и удаляется от места всасывания энергией первой среды. Используется на судах для быстрого отливания воды, выбрасывания патронов из ружья.

3. Инжектор, устройство для нагнетания жидкости, выбрасывания (в отличие от эжектора—«выбрасывания»). Например, пароструйный насос – прибор для накачивания воды под давлением в паровой котел; прибор для проветривания глухих забоев в горных выработках.

## 2.9. Классификация гидравлических потерь

Определение потерь напора необходимо для расчета трубопроводов. Общую потерю напора на каком-либо участке трубопровода принято разделять на два вида:

- потери напора по длине трубопровода, или линейные;
- потери напора в местных сопротивлениях, или местные.

Потеря напора на участке 1–2 трубопровода определяется по формуле:

$$h_{1-2} = h_l + \sum h_m \quad (2.18)$$

и измеряется в метрах столба жидкости.

Линейные потери – потери напора на прямых участках трубопровода, возникающие для преодоления сил трения. Работа сил трения по длине потока характеризуется касательными напряжениями, которые на участке длиной  $L$  распределяются равномерно (или достаточно равномерно).

$$h_l = \lambda \frac{L v^2}{d 2g} \quad (\text{ф. Дарси-Вейсбаха}) \quad (2.19)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления (коэффициент трения) – безразмерная величина.

Коэффициент  $\lambda$  пропорционален отношению касательных напряжений на стенке трубы к динамическому давлению, создаваемому потоком жидкости. В общем случае  $\lambda$  зависит от режима течения жидкости.

Местные потери – это участки потока жидкости, в которых происходит достаточно резкая деформация и средняя скорость изменяется по величине и направлению. Они наблюдаются в местах резкого поворота, резкого расширения или сужения потока, в различного рода регулирующих и запорных устройствах.

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g} \quad (2.20)$$

где  $\xi$  – коэффициент местных потерь (безразмерная величина).

Таким образом, задача по определению гидравлических потерь при известной скорости течения среды сводится к нахождению коэффициентов  $\xi$  и  $\lambda$  (теоретически или экспериментально). Их определение, в основном, зависит от режима течения жидкости.

## 2.10. Основное уравнение равномерного движения жидкости

Между силами трения и потерями напора для равномерного движения (местные потери отсутствуют) существует определенная зависимость, которая называется основным уравнением равномерного движения жидкости.

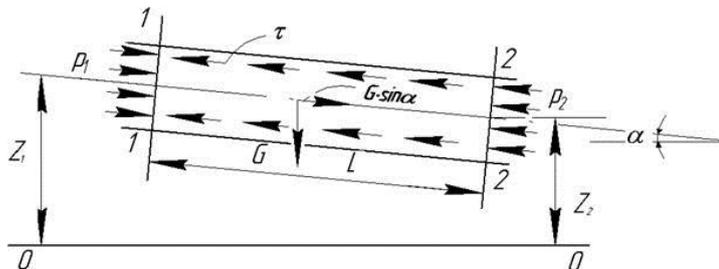


Рис. 2. 5. К выводу уравнения равномерного движения

Рассмотрим равномерное установившееся движение в напорной круглой цилиндрической трубе, наклоненной под углом  $\alpha$  к горизонту.

Выделим в потоке участок между сечениями 1–1 и 2–2 длиной  $L$ . В условиях равномерного движения внешние силы, приводящие жидкость в движение, должны быть равны силам сопротивления движения, поскольку равномерное движение может происходить только при взаимном уравновешивании всех действующих сил. Следовательно, сумма проекций внешних сил на ось потока (ось движения) должна быть равна сумме проекций сил сопротивления на ту же ось. Определим проекции всех сил на ось потока, т.е. на участок потока между сечениями 1–1 и 2–2.

На выделенный участок действуют силы:

- тяжести объема жидкости, приложенная в центре тяжести объема и направленная по вертикали вниз  $G$ ;
- гидродинамического давления  $F_1$  и  $F_2$ , направленные в сторону потока жидкости  $F_1$  и в обратную сторону  $F_2$ ;
- трения на стенке  $T$ , приложенная со стороны стенок трубы к боковой поверхности потока и направленная против движения.

1. Сила тяжести равна  $G = \gamma \sigma L$ , где  $\gamma$  – удельный вес жидкости,  $\sigma$  – площадь живого сечения. Проекция силы тяжести на ось потока  $G = \gamma \sigma L \sin \alpha$ . Так как  $L \sin \alpha = z_1 - z_2$ , то  $G = \gamma \sigma (z_1 - z_2)$

2. Силы давления. При равномерном плавно изменяющемся движении гидростатическое давление в разных точках плоского живого сечения постоянно. Силы давления  $F_1$  и  $F_2$  в сечениях 1–1 и 2–2 нормальны к этим сечениям.

$$F_1 = p_1 \sigma_1 \text{ и } F_2 = p_2 \sigma_2,$$

где  $p_1$  и  $p_2$  – давления в центре тяжести живых сечений 1–1 и 2–2.

3. Сила, приложенная вдоль боковой поверхности стенок участка, направленная в сторону противоположную движению потока, называется силой внешнего трения. Кроме этой силы существуют силы внутреннего трения. При рассмотрении движения струек жидкости между ними возникают силы трения. Для струйки, движущейся с большой скоростью, сила трения направлена в об-

ратную сторону ее движения, а для другой струйки с меньше скоростью сила трения будет направлена в сторону движения. Эти силы парные и равны друг другу. В связи с этим сумму сил внутреннего трения во всей струйках потока жидкости можно считать равной нулю.

На стенке участка возникают касательные напряжения (т.е. сила трения, приходящаяся на единицу длины участка между сечениями 1–1 и 2–2) в результате трения между стенками трубы и жидкостью.

$$T = \Pi_{cm} L \tau, \text{ где}$$

$\Pi_{cm}$  – смоченный периметр (длина контура живого сечения, по которому жидкость соприкасается со стенками).

Так как движение жидкости равномерное, то ускорение выделенной массы участка равно нулю.

Сумма проекций всех внешних сил на ось потока равна нулю:

$$G + F_1 - F_2 - T = 0$$

С учетом ранее рассмотренных выражений получим:

$$\gamma \sigma (z_1 - z_2) + p_1 \sigma - p_2 \sigma - \Pi_{cm} L \tau = 0$$

Поделив это выражение на  $\gamma \sigma$ , получим:

$$(z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} - \frac{\Pi_{cm} L \tau}{\gamma \sigma} = 0 \quad \text{или} \quad (z_1 + \frac{p_1}{\gamma}) - (z_2 + \frac{p_2}{\gamma}) = \frac{\Pi_{cm} L \tau}{\gamma \sigma}$$

Левая часть уравнения выражает потерю полной удельной энергии по длине участка (т.к. кинетическая энергия  $\frac{\alpha v^2}{2g}$  в сечениях 1–1 и 2–2 одинакова)

$$h = \frac{\Pi_{cm} L \tau}{\gamma \sigma} \quad \text{или} \quad \frac{h}{L} = \frac{\Pi_{cm} \tau}{\gamma \sigma}$$

Учитывая, что отношение  $\frac{h}{L}$  представляет собой гидравлический уклон,

а  $\frac{\sigma}{\Pi_{cm}}$  гидравлический радиус, окончательно получим:

$$i_z = \frac{\tau}{\gamma R_z}, \tag{2.21}$$

отсюда для касательного напряжения на стенке  $\tau = \gamma R_z i$

или 
$$\frac{\tau}{\gamma} = R_2 \cdot i$$

Уравнение равномерного движения потока показывает, что напряжение силы трения, отнесенное к удельному весу жидкости, равно произведению гидравлического радиуса на гидравлический уклон.

Это уравнение можно применить как для ламинарного, так и для турбулентного движения.

### Глава 3. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Существуют два режима течения жидкости: ламинарный режим и турбулентный режим .

Ламинарное движение является упорядоченным слоистым течением без перемешивания частиц жидкости в потоке. Между слоями, движущимися относительно друг друга, возникают силы внутреннего (вязкостного) трения и касательные напряжения. Движение жидкости подчиняется закону трения Ньютона.

При турбулентном течении происходит движение частиц в продольном, вертикальном и поперечном направлениях, в результате струйки перемешиваются, и поток жидкости представляет собой беспорядочно движущуюся массу. При соприкосновении потока с шероховатой поверхностью трубы частицы приходят во вращательное движение, т.е. возникают вихри различного размера.

При турбулентном течении жидкости в трубе рассматривается лишь средняя скорость. Характер (режим) течения зависит от:

- средней скорости жидкости;
- диаметра трубопровода;
- динамической вязкости;
- плотности жидкости.

Все эти факторы учитываются безразмерным комплексом, получившим название «число Рейнольдса»:

$$Re = \frac{\rho v_{cp} d}{\mu} = \frac{v_{cp} d}{\nu} \quad (3.1)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость.

Физически число Рейнольдса характеризует отношение сил инерции и сил вязкости в потоке жидкости. Многочисленными опытами установлено предельное значение числа Рейнольдса, при превышении которого поток из ламинарного переходит в турбулентный. Это значение называется критическим числом  $Re$ ,  $Re_{кр} = 2300$  (для круглых труб). Для потоков с сечением другой формы

в качестве характеристики используют гидравлический радиус  $R_g$  или эквивалентный диаметр  $d_{эkv}$ .

$$Re = \frac{v 4R_g}{\nu} = \frac{v d_{эkv}}{\nu}$$

При переходе из одного режима в другой наблюдается промежуточный (переходный) режим ( $Re=2300\dots4000$ ). Вполне развитое турбулентное течение в трубах устанавливается при  $Re=4000$ .

### 3.1. Ламинарное движение

Ламинарное течение имеет слоистый характер без перемешивания частиц. Скорость в слое, непосредственно соприкасающимся со стенками, вследствие прилипания жидкости к стенке (из-за вязкости жидкости) равна нулю. Максимального значения скорость достигает в слое, движущемся по оси трубы.

Основное уравнение равномерного потока имеет вид

$$\tau = \gamma \mathcal{R}_z i_z \quad (3.1)$$

По закону Ньютона для внутреннего трения

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial z} \quad (3.2)$$

В трубе круглого сечения гидравлический радиус равен  $r/2$ . Поскольку векторы скорости симметричны относительно продольной оси (при ламинарном движении), то за нормаль следует принять радиус отсека потока. Тогда

$$\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{dv}{dr}$$

Знак минус взят потому, что при увеличении радиуса скорость убывает. Уравнения (3.1) и (3.2) примут вид:

$$\tau = \gamma \frac{r}{2} i_z \quad ; \quad \tau = -\mu \frac{dv}{dr}$$

Приравнивая правые части этих уравнений, находим  $\gamma \frac{r}{2} i_z = -\mu \frac{dv}{dr}$  или

$$dv = -\frac{\gamma r i_z}{2\mu} dr$$

Интегрируя, получим (учитывая, что в равномерном потоке  $i_z = const$ , т.е.

не зависит от радиуса):

$$v = -\frac{\gamma r^2 i_z}{4\mu} + C$$

Постоянная интегрирования  $C$  находится из граничных условий: при  $r=r_0$  и  $v=0$  (скорость движения жидкости на стенке равна 0). Тогда

$$C = \frac{\gamma r_0^2 i_z}{4\mu}$$

Отсюда

$$v = \frac{\gamma i_z}{4\mu} (r_0^2 - r^2) \quad (3.3)$$

Из полученного уравнения видно, что скорость в поперечном сечении потока изменяется по закону параболы. Максимальная скорость имеет место на оси трубы при  $r=0$ . Тогда из последнего уравнения следует

$$v_{\max} = \frac{\gamma i_z}{4\mu} r_0^2 \quad (3.4)$$

### 3.2. Эпюры скоростей при ламинарном режиме

Эпюры скоростей в различных сечениях трубопровода будут различными, т.к. частицы, расположенные вблизи оси потока, движутся ускоренно, а находящиеся у стенки – замедленно. На некотором участке длиной  $L_n$  произойдет формирование профиля скорости ламинарного потока. Длину входного участка  $L_n$ , на котором заканчивается формирование потока, называют длиной начального участка.

На стенке скорость жидкости равна нулю. По мере удаления от входа толщина затормаживаемого слоя жидкости у стенки увеличивается. Но так как расход жидкости остается одним и тем же, то замедление слоев, расположенных у стенки, приводит к увеличению скорости слоев, расположенных ближе к

оси трубы. Сформировавшемуся равномерному изотермическому ламинарному потоку жидкости в трубе соответствует параболический закон распределения скоростей (тогда как касательные напряжения распределяются по линейному закону).

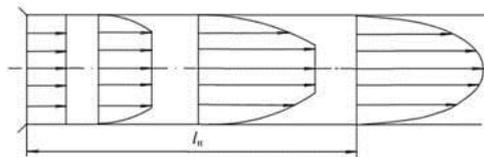


Рис.3. 1. Эпюра скоростей ламинарного движения жидкости

Коэффициент линейных потерь (из формулы Дарси-Вейсбаха  $h_{л} = \lambda \frac{L v^2}{d 2g}$ ):

$$\lambda = 64/Re \quad (\text{ф. Пуазейля}) \quad (3.5)$$

### 3.3. Турбулентное движение. Осреднение скоростей и напряжений

Турбулентное движение является неустановившемся, так как скорости в любой точке потока непрерывно и постоянно изменяются во времени, т.е. пульсируют по величине и направлению относительно среднего значения. У стенок, ограничивающих поток, пульсации затухают, т.к. поперечные перемещения частиц затруднены. Поэтому у стенок частицы движутся по извилистым траекториям, почти параллельно стенкам.

Скорость в точке турбулентного потока жидкости получила название местной (актуальной) мгновенной скорости  $u$ . Мгновенная скорость по координатным осям  $x, y, z - u_x, u_y, u_z$ :

$$u = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2}; \text{ где}$$

$u_x$  – продольная составляющая скорости по направлению движения потока;

$u_y$  – окружная составляющая;

$u_z$  – поперечная составляющая скорости.

Все составляющие мгновенной скорости меняются во времени. Изменение составляющих мгновенной скорости во времени называют – пульсацией скорости по координатным осям.

Осредненная скорость ( $\bar{u}$ ) – это средняя по времени скорость в данной точке, полученная за достаточно большой период времени.

Отклонение мгновенной скорости ( $u$ ) от ее осредненного значения ( $\bar{u}$ ) называется пульсационной скоростью  $u^1 = u - \bar{u}$ . Черта сверху означает, что имеется ввиду пульсационная составляющая (добавка).

Осредненная  $\bar{u}$  (по времени и в конкретной точке) и средняя  $v = Q/\sigma$  (в конкретном живом сечении) скорости – не одно и то же.

Каждую компоненту мгновенной скорости (действительную скорость в данной точке), изменяющуюся во времени, можно разложить на следующие составляющие:

$$u_x = \bar{u}_x + u_x^1 \quad u_y = \bar{u}_y + u_y^1 \quad u_z = \bar{u}_z + u_z^1$$

Если рассматривать течение с постоянным расходом, то за достаточно большой период осреднения осредненные во времени компоненты пульсационных скоростей равны нулю.

Кроме понятий скоростей:

- усредненной местной (скорости данной точки),
- средней по вертикали,
- средней по живому сечению,
- максимальной,

используют также понятие динамической скорости. Обычно средняя по вертикали и максимальная скорости не используются. Динамическая скорость или скорость касательного напряжения у стенки является расчетной характеристикой и особого физического смысла не имеет. Для турбулентного потока она является постоянной величиной.

$$U^* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} = \sqrt{gR_z i_z} \quad (3.6)$$

Пульсационные добавки напряжения определяются аналогичным образом.

$$\tau = \bar{\tau} + \tau^1,$$

где  $\bar{\tau}$  – касательное напряжение от действия сил вязкости;

$\tau^1$  – напряжение, обусловленное турбулентным перемешиванием.

Касательные напряжения в турбулентном потоке возникают вследствие пульсаций – обмена количества движения между соседними слоями вследствие турбулентного перемешивания. Осредненные касательные напряжения турбулентного трения представляются в виде:

$$\bar{\tau}_{mp} = \rho \overline{u_z^1 u_x^1} ;$$

где  $\overline{u_z^1 u_x^1}$  – осредненные пульсационные составляющие.

В турбулентном потоке имеют место вязкостные напряжения, связанные с силами внутреннего трения в результате сцепления частиц в потоке, а также со стенками русла.

Полные касательные напряжения в результате турбулентного перемешивания  $\tau_{mp}$  и  $\tau_e$  (где  $\tau_e$  – вязкостное напряжение, определяемое согласно закону трения Ньютона)

$$\tau = \tau_e + \tau_{mp}$$

Тогда

$$\tau = \mu \frac{d\bar{u}_x}{dz} + \rho \overline{u_x^1 u_z^1}.$$

Пульсационная составляющая касательного напряжения  $\tau^1$  определя-

ется формулой

$$\tau^1 = \rho l^2 \left( \frac{d\bar{u}_x}{dz} \right)^2, \quad (3.7)$$

где  $l$  – длина пути, на которой рассматривается движение (длина пути перемешивания). Л.Прандтль принял, что длина пути перемешивания  $l$  пропорциональна расстоянию от стенки  $z$  (или  $y$ ), т.е.

$$l = ay,$$

где  $a$  – коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально;

$z$  (или  $y$ ) – расстояние от стенки.

По Прандтлю следует, что по мере удаления от стенки значение перемещений частиц жидкости  $l$  в поперечном направлении увеличивается. Число  $a$  обычно называют универсальной постоянной Прандтля (по Никурадзе  $a=0,4$ ).

### 3. 4. Эпюры скоростей при турбулентном режиме

В турбулентном потоке скорость движения частиц жидкости непосредственно у стенки равна нулю. За счет вязкости жидкости на стенке трубы образуется тонкий заторможенный слой, который называется пограничным слоем, скорость на границе которого составляет 98–99% от скорости потока. В турбулентном ядре в результате интенсивного перемешивания и пульсаций скоростей частиц жидкости распределение скоростей по живому сечению потока более ровное по сравнению с ламинарным режимом течения.

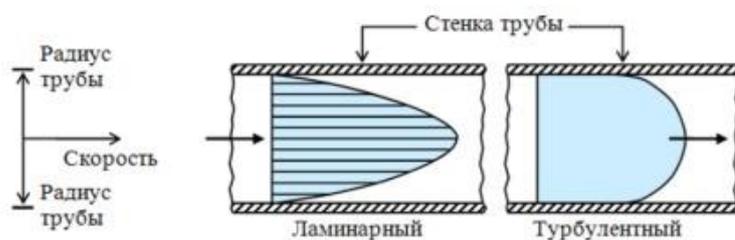


Рис.3. 2. Эпюры скоростей

Толщина вязкостного подслоя зависит от диаметра, числа Рейнольдса и коэффициента гидравлического сопротивления. Шероховатость внутренней поверхности труб влияет на распределение скоростей в живом сечении потока и на потери напора по длине. По мере удаления от стенок к центру влияние неровностей на поток сходит на нет. Способ изготовления и вид материала трубы влияет на шероховатость трубы. Шероховатость может возникать и в результате естественного износа (ржавчина, отложения осадков и т.д.).

Характеристикой, выражающей шероховатость, служит средняя высота выступов и неровностей. Такая средняя высота, выраженная в единицах длины, называется абсолютной шероховатостью ( $\kappa$ ). На распределение скоростей и потери напора влияет диаметр трубы при одинаковой абсолютной шероховатости. Для определения этого влияния шероховатости и диаметра введено понятие относительной шероховатости трубы ( $\kappa/d$ ). Обратное отношение называют относительной гладкостью.

Эквивалентной шероховатостью называется высота выступов воображаемой равнозернистой шероховатости, при которой потери напора и значения коэффициента Дарси такие же, как и для реальной шероховатости.

Эквивалентная шероховатость определяется опытным путем и характеризует среднюю высоту и особенности выступов: форму, распределение по поверхности и др. Эквивалентную шероховатость определяют экспериментально, используя эмпирическую формулу для коэффициента гидравлического трения (ф. Шифринсона)

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\kappa_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25} \quad (\text{относительная эквивалентная шероховатость } \kappa_{\text{э}}/d).$$

Откуда следует, что  $\kappa_{\text{э}} = \left( \frac{\lambda}{0,11} \right)^4 d$ , где  $\lambda$  получено экспериментально.

тально.

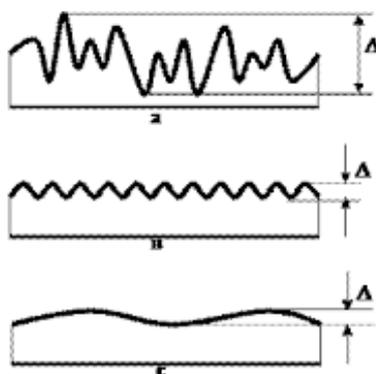


Рис.3. 3. Виды шероховатости:  
а) неравномерная, б) равномерная, в) волнистая

В зависимости от толщины вязкостного подслоя трубы можно разделить на: гидравлически гладкие и шероховатые.

В случае, когда вязкостный подслой больше шероховатости, т.е. все впадины и выступы погружены в подслой, такая поверхность стенки называется гидравлически гладкой. Потери напора не будут зависеть от шероховатости  $\lambda = f(\text{Re})$ . При условии, когда выступы выходят за пределы вязкостного подслоя, поверхность стенки является шероховатой.

Выступы, выходящие за подслой, способствуют активизации перемешивания частиц, возникновению вихреобразования. Потери напора будут зависеть от относительной шероховатости  $k/d$  трубы:  $\lambda = f\left(\frac{k}{d}\right)$ .

### **3.5. Метод наложения потерь. Коэффициент сопротивления системы**

Для определения суммарных потерь напора в трубопроводе применяют так называемый принцип наложения потерь. Потери напора по длине не зависят от местных потерь, а последние не зависят друг от друга, поэтому суммарная потеря напора равна сумме отдельных потерь. Однако при близком расположении сопротивлений происходит наложение вихревых областей, что приводит к увеличению потерь напора. Местные сопротивления взаимно влияют друг на друга (это явление – интерференция). Если смежные сопротивления расположены на небольшом расстоянии друг от друга, то метод наложения потерь применять нельзя и их следует рассматривать как единое сопротивление. Длина участка, на котором поток, деформированный местным сопротивлением, восстанавливает свои характеристики, называется длиной влияния местного сопротивления.

Для того чтобы был справедлив принцип наложения потерь, местные сопротивления должны отстоять друг от друга на расстоянии, большем расстояния стабилизации потока (длины влияния), равного  $20 \approx 50d$ .

В некоторых случаях удобно определять местные сопротивления через эквивалентную длину – длину прямого трубопровода, на которой (длину, на

которой потери на трение эквивалентны потерям в местных сопротивлениях) происходит такая же потеря напора  $h_m$ , как и в данном местном сопротивлении.

Эквивалентную длину можно определить из равенства

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} ; \text{отсюда } \xi = \lambda \frac{L_{\text{экв}}}{d}$$

$$L_{\text{экв}} = \frac{\xi}{\lambda} d \quad (3.8)$$

Понятие эквивалентной длины позволяет ввести понятие о приведенной длине трубопровода (расчетной).

$$L_{\text{пр}} = L_{\text{факт}} + L_{\text{экв}} , \quad (3.9)$$

где  $L_{\text{факт}}$  – действительная длина трубопровода.

Потребный напор  $H$  для обеспечения расхода жидкости в трубопроводе складывается из потерь напора по длине и местных потерь напора. Например, если имеется трубопровод с постоянным диаметром, то скорость в различных сечениях постоянна, и суммарная потеря напора будет:

$$\sum h = \xi_1 \frac{v^2}{2g} + \xi_2 \frac{v^2}{2g} + \dots + \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} = \left( \xi_1 + \xi_2 + \dots + \lambda \frac{L}{d} \right) \frac{v^2}{2g} = \xi_{\text{сум}} \frac{v^2}{2g} \quad (3.10)$$

где  $\xi_{\text{сум}}$  – коэффициент сопротивления системы.

Сумма всех коэффициентов местных сопротивлений  $\sum \xi$  и коэффициента по длине  $\xi_{\text{дл}} = \lambda \frac{L}{d}$ , характеризующего потери напора в трубопроводе называется коэффициентом сопротивления системы.

$$\xi_{\text{сум}} = \left( \sum \xi + \lambda \frac{L}{d} \right)$$

Если трубопровод имеет участки с различным диаметром, то суммарная потеря напора определяется по формуле:  $\sum h = \xi_1 \frac{v_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} + \xi_2 \frac{v_2^2}{2g} + \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g}$ .

### 3.6. Основные расчетные формулы для определения потерь напора

Определение потерь напора в трубах является одной из основных элементарных расчетных операций, используемых при расчете систем подачи и распределения воды. Потери напора при движении воды по трубам пропорциональны их длине и зависят от диаметра труб, расхода воды (скорости течения), характера и степени шероховатости стенок труб (т. е. от типа и материала труб) и от области гидравлического режима их работы.

Основной формулой инженерной гидравлики, связывающей все указанные характеристики, является формула Дарси – Вейсбаха:

$$h_{\text{дн}} = \lambda \frac{L v^2}{d 2g}$$

где  $h$  – потери напора;  $\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления;  $l$  и  $d$  – длина и диаметр трубы;  $\frac{v^2}{2g}$  – скорость движения воды;  $g$  – ускорение свободного падения.

Для расчетов водопроводных систем практически удобнее модификация этой формулы, в которой скорость заменена расходом:

$$h = k \frac{q^2 l}{d^m} \quad (3.11)$$

где  $k$  – коэффициент;  $m$  – показатель степени,  $q$  – расход воды.

Обе представленные формулы являются частным случаем более общей формулы, охватывающей случаи напорного и безнапорного движения в каналах и трубах:

$$v = C \sqrt{Ri} \quad (3.12)$$

где  $C$  – коэффициент Шези;  $R$  – гидравлический радиус;  $i$  – гидравлический уклон.

Коэффициенты  $\lambda$ ,  $k$  и  $C$  имеют одинаковую природу, при работе труб в области квадратичного сопротивления значения этих коэффициентов зависят только от диаметра и шероховатости.

При работе труб в переходной области турбулентного режима (доквадратичной области) значения  $\lambda$  ( $k$  и  $C$ ) зависят не только от диаметра и шеро-

ховатости труб, а также от числа Рейнольдса, т. е. от скорости (или расхода) при данном диаметре и от вязкости жидкости. В этой области работают не новые стальные и чугунные трубы при скорости  $v < 1,2$  м/с, а также новые металлические и асбестоцементные трубы при всех практически используемых скоростях движения воды.

При работе труб в области «гидравлически гладких» труб значения указанных коэффициентов зависят от диаметра труб и числа Рейнольдса и не зависят от их шероховатости. В этой области работают пластмассовые и стеклянные трубы.

Влияние шероховатости внутренней поверхности труб на их гидравлическое сопротивление учитывается различными эмпирическими формулами, выведенными на основе экспериментальных данных для разных типов труб или с использованием некоторых численных характеристик шероховатости. Число различных расчетных формул, предложенных для определения коэффициентов  $\lambda$  ( $k$  и  $C$ ), весьма велико.

Исходя из того, что потери напора  $h$  пропорциональны длине водопроводной линии, можно определять потерю напора на единицу длины безразмерной величиной – гидравлическим уклоном  $i = h/l$  и находить полные потери напора для линии любой длины:  $h = i \cdot l$

Ф.А. Шевелевым предложены следующие формулы для определения единичных потерь напора:

а) для не новых стальных и чугунных труб, работающих в квадратичной области при  $v \geq 1,2$  м/с:

$$i = \frac{0,001735}{d^{5,3}} q^2 \quad (3.13)$$

б) для новых стальных и чугунных труб, работающих в переходной области при  $v \leq 1,2$  м/с:

$$i = \frac{0,00148}{d^{5,3}} \left( 1 + \frac{0,867}{v} \right)^{0,3} q^2 \quad (3.14)$$

в) для асбестоцементных труб:

$$i = \frac{0,00091}{d^{5,19}} \left( 1 + \frac{3,51}{v} \right)^{0,19} q^2 \quad (3.15)$$

г) для пластмассовых труб: 
$$i = 0,001052 \frac{q^{1,774}}{d^{4,774}} \quad (3.16)$$

Для новых металлических труб, работающих только в переходной области, существуют специальные расчетные формулы, однако пользоваться ими можно лишь в том случае, если есть гарантия, что в процессе эксплуатации не будут наблюдаться внутренняя коррозия и образование отложений.

В связи с ухудшением качества поверхностных вод, применением коагулянтов во многих действующих системах водоснабжения наблюдаются коррозионные зарастания внутренних поверхностей чугунных и, особенно стальных труб. Это приводит к увеличению гидравлического сопротивления металлических трубопроводов, иногда в два и более раза. Для реконструируемых сетей и водопроводов следует предусматривать мероприятия по восстановлению и сохранению их пропускной способности. Если это технически невозможно или экономически нецелесообразно, допускается увеличивать гидравлическое сопротивление труб в соответствии с анализом его фактических значений.

В соответствии с рекомендациями СНиП, потери напора в железобетонных трубах, имеющих широкое применение при строительстве водопроводов, разрешается определять по формулам для металлических труб. В действительности гидравлическое сопротивление железобетонных труб в сильной степени зависит от качества исходного материала, применяемого для их изготовления, и технологии производства. В случае соблюдения требований, предъявляемых к технологии и качеству материала, и проведения при необходимости соответствующей обработки внутренней поверхности железобетонных труб их гидравлическое сопротивление значительно ниже, чем определенное по формулам для металлических труб, и может приближаться к сопротивлению гидравлически гладких труб.

В практике расчета водопроводных систем задача определения потерь напора может ставиться различно. Например:

а) требуется определить потери напора (и скорость) по заданному расходу при уже известном диаметре;

б) требуется подобрать диаметр при заданном располагаемом напоре и требуемом расходе;

в) требуется провести увязку сети, т. е, многократное определение потерь напора во многих участках сети при известных диаметрах и длинах, и определить поправочные расходы в контурах для снижения величины невязки.

Чтобы облегчить и ускорить процесс определения потерь напора широко используют различные вспомогательные таблицы, графики, номограммы.

Однако есть много практических задач, при решении которых непосредственное определение потерь напора с помощью таблиц оказывается неудобным, например внутренняя увязка сети.

### 3.7. Кавитация

Кавитация связана с одним из физических свойств жидкости – кипением. Кипение воды при температуре  $100^{\circ}\text{C}$  характерно для давления на уровне моря. В жидкости (например, воде) достаточно создать необходимое разрежение, т.е. условие для «холодного кипения» и она закипит. Для появления кавитации достаточно придать воде такую скорость, чтобы давление в каком-то месте течения стало меньше давления насыщенных водяных паров при данной температуре. В результате на поверхности быстро движущихся в воде тел (или сразу за ними) образуются каверны – пузырьки, наполненные парами или газами.

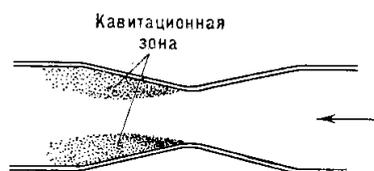


Рис.3. 4. Кавитация

Кавитация – возникновение в движущейся жидкости областей, заполненных паром (или газом). Кавитационные явления могут возникать в тех местных сопротивлениях, где наблюдается значительное увеличение скорости из-за сужения потока с последующим его расширением, например, в трубках Вентури, диффузорах, соплах и т.д. В узкой части потока происходит падение давления, и создаются условия для возникновения кавитации, т.е. начинается интенсивное кипение жидкости с выделением растворимых газов. При дальнейшем расширении потока происходит возрастание давления (т.к. уменьшается скорость) и может происходить схлопывание пузырьков. Выделение паров и газов прекращается, выделившиеся пары конденсируются, а газы вновь растворяются.

Расчет кавитации сводится к определению минимального давления  $P_2$  в узком сечении, равному давлению насыщения, при котором возникает кавитация.

При кавитации снижается пропускная способность трубопровода, поскольку каверны уменьшают живое сечение.

Кавитационные явления приводят к увеличению коэффициентов местных сопротивлений, и, следовательно, местных потерь напора. Для характеристики местных гидравлических сопротивлений, вызываемых кавитацией, применяется безразмерный критерий – число кавитации

$$\alpha = \frac{2(p_1 - p_{кр})}{\rho v_1^2}, \text{ где} \quad (3.17)$$

$p_1, \rho, v_1$  – соответственно абсолютное давление, плотность и скорость потока в трубе перед местным сопротивлением;

$p_{кр}$  – минимальное давление, при котором возникает кавитация (обычно оно равно давлению насыщения). Значение  $p_{кр}$  для различных жидкостей можно найти в физических справочниках.

Кавитация возникает не только при движении жидкости в трубах и каналах, но и при внешнем обтекании тел, например, гидротурбинах, при работе гребных винтов, на лопатках гидромашин и т.д.

При больших скоростях их вращения скорости течения среды могут быть настолько большими, что в некоторых областях давление падает до давления парообразования. При этом имеют место следующие явления:

- снижение напора, снижение КПД и мощности (т.к. в лопастных насосах часть полости колеса заполняется пузырьками пара);

- эрозия (механическое разрушение) материала стенок колеса, корпуса (эрозия является наиболее опасным следствием кавитации);

- коррозия (химическое разрушение) металла в зоне кавитации кислородом воздуха, выделяющимся из жидкости при прохождении зоны вакуума. Коррозия поверхности металла усиливается из-за механического разрушения защитной оксидной пленки, покрывающей металл;

- местное повышение температуры при сжатии пузырьков (т.к. при сжатии газов  $t$  повышается), а также вследствие ударов и деформации стенок и жидкости;

- шум и вибрация, ведущая к возможному разрушению конструкции.

Таким образом, кавитация ведет к разрушению рабочих органов насосов, ухудшению их характеристик, поэтому длительная работа на режимах, вызывающих кавитацию, не допускается. Для ее предотвращения лопастям гидравлических машин придают слабоизогнутый профиль с округленными входными и заостренными выходными кромками. Применяют для их изготовления особые материалы, стойкие против коррозии (например, стали с добавкой хрома и никеля), тщательно обработанными поверхностями.

### **3.8. Гидравлический удар**

Резкое повышение давления, возникающее в напорном трубопроводе при внезапном торможении потока, называется гидравлическим ударом.

Он представляет собой колебательный процесс, возникающий в напорном трубопроводе при внезапном изменении скорости жидкости. Этот процесс быстротечен и характеризуется чередованием резких повышений и понижений

давления. Изменения давления связаны с упругими деформациями жидкости и стенок трубопровода.

Гидравлический удар может возникнуть при быстром закрытии запорных приспособлений, внезапной остановке насоса, нагнетающего жидкость, выпуск воздуха через гидранты в оросительной сети, пуск насоса при открытом затворе и т.д. При этом различают положительный удар, когда происходит повышение давления вследствие уменьшения скорости, и отрицательный удар, когда давление падает вследствие увеличения скорости.

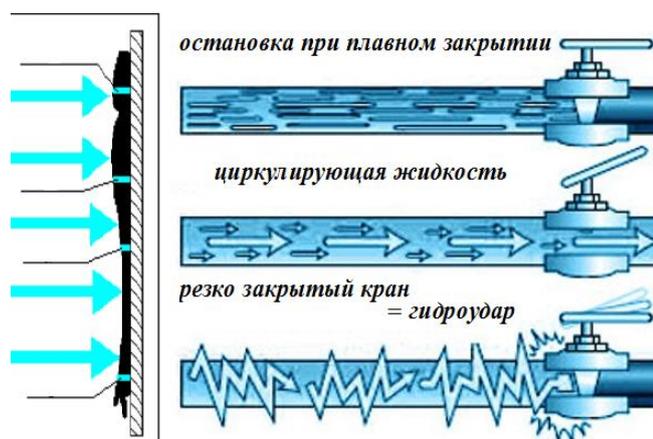


Рис.3. 5. Гидравлический удар

Снижение скорости до нуля приводит к тому, что кинетическая энергия потока преобразовывается в потенциальную – в виде увеличения давления (энергию давления). В результате этого энергия затрачивается на сжатие жидкости в трубе и на деформацию ее стенок.

При резком закрытии задвижки в слоях жидкости, находящихся у задвижки, повышается давление. Остановка жидкости и повышение давления происходят от одного слоя к другому. Увеличение давления осуществляется с большей скоростью и распространяется по длине трубопровода от задвижки к его начальному сечению, создавая волну повышения давления.

Скорость, с которой происходит повышение давления, называется скоростью распространения ударной волны или скоростью распространения упругой деформации жидкости. Величина скорости распространения ударной волны зависит от:

- рода жидкости;
- материала трубы;
- толщины стенок.

Скорость распространения ударной волны (по Жуковскому) равна

$$c = \sqrt{\frac{E_{жс}}{\rho} \left( \sqrt{1 + \frac{d E_{жс}}{\delta E_m}} \right)^{-1}}, \quad (3.18)$$

где  $\delta$  – толщина стенки трубы,

$d$  – внутренний диаметр,

$E_{жс}$  и  $E_m$  – модуль упругости жидкости (величина, обратная коэффициенту сжимаемости) и модуль упругости материала стенки трубы.

Повышение давления, передающееся от слоя к слою по направлению к резервуару, называется прямой ударной волной.

Повышение давления в трубе по направлению к затвору называется отраженной ударной волной.

Время периода пробега прямой и отраженной ударной волн называется фазой гидравлического удара.

$$T = t_{np} + t_{omp} = 2L/c, \quad (\text{если } t_{np} = L/c \text{ и } t_{omp} = L/c)$$

где  $c$  – скорость распространения ударной волны;

$L$  – расстояние от резервуара до затвора.

Колебания давления при гидравлическом ударе имеют затухающий характер, и в конце его давление снижается до нуля.

В зависимости от соотношения фазы удара  $T$  и времени закрытия затвора  $t$  гидравлические удары разделяют на: прямые ( $t < T$ ) и непрямые ( $t > T$ ).

Повышение давления при прямом ( $t < T$ ) гидравлическом ударе (ф. Жуковского)

$$\Delta P = \rho v_0 C, \quad \text{где} \quad (3.19)$$

$v_0$  – средняя скорость жидкости в трубе.

Повышение давления при непрямом ( $t > T$ ) гидравлическом ударе

$$\Delta P_n = \rho v_0 C \frac{T}{t_3} \quad (3.20)$$

Направление движения гидроудара будет идти от области повышенного давления (напорный трубопровод) к области пониженного давления (насос).

Повышение давления перед насосом может привести к выходу его из строя и в результате – деформации и разрушения его деталей. При гидравлическом ударе могут разорваться трубы, возникнуть насыщенные пары со всеми разрушительными последствиями, может произойти и разрыв жидкости в трубе (это не менее серьезная авария, чем разрыв трубы).

Для предотвращения гидравлического удара перед насосом устанавливают обратные и предохранительные клапаны. При резком повышении давления обратный клапан перекрывает сечение трубопровода, и в результате гидравлического удара возможно разрушение корпуса клапана. Предохранительные клапаны автоматически отключаются при возникновении в трубопроводе избыточного давления, соответствующего настройке клапана, и через клапан произойдет истечение жидкости. После снижения давления в трубопроводе клапан закрывается.

Для полного обеспечения безаварийной и надежной работы трубопровода при возможном возникновении прямого гидравлического удара проводятся специальные противоударные технические мероприятия:

- при непрямом ударе ударное повышение давления меньше, чем при прямом, поэтому необходимо увеличивать время срабатывания задвижек и других запорных устройств в сравнении со временем фазы гидравлического удара;
- применяются, кроме предохранительных клапанов, гасители гидравлического удара различного типа.

На характер гидравлического удара большое влияние может оказывать наличие воздуха в повышенных сечениях профиля трубопровода (водовода). Для выпуска заземленного воздуха в этих сечениях устанавливаются воздушные колпаки (вантузы).

### 3.9. Сопротивление при обтекании тел

При движении твердого тела или при обтекании его потоком возникает гидравлическое сопротивление со стороны жидкости. Твердые тела могут иметь разную форму и располагаться различно по отношению к набегающему потоку вязкой жидкости. Обтекание различных по форме тел обуславливает особенности их сопротивления. Сила сопротивления зависит от:

- формы и размера тела;
- ориентации его по отношению к набегающему скоростному потоку.

В зависимости от условий обтекания тела подразделяются на хорошо обтекаемые (расположенные вдоль потока жидкости) и плохо обтекаемые (расположенные поперек потока жидкости).

Сопротивления, возникающие при обтекании тел потоком вязкой жидкости, можно подразделить на сопротивления трения и сопротивления давления. В случае, когда широкая пластина установлена вдоль набегающего потока, сопротивления будут определяться, в основном, сопротивлением трения, а для пластины, расположенной поперек (перпендикулярно) потока – сопротивлением давления.

Сопротивление трения определяются касательными напряжениями, возникающими на поверхности тела. На поверхности тела при его обтекании жидкостью образуется пограничный слой малой толщины. Считается, что это тонкий слой жидкости, прилегающий непосредственно к обтекаемой поверхности тела, в пределах которого скорость изменяется от нуля на поверхности до скорости, составляющей 98–99% скорости набегающего невозмущенного, т.е. в отсутствии тела, потока.

Величина силы трения зависит от режима течения в пограничном слое и от физических процессов, происходящих в нем. Режим течения в пограничном слое может быть ламинарным, турбулентным и смешанным. Он зависит от размеров шероховатости поверхности, температуры потока и поверхности тела, числа Рейнольдса.

Сопrotивление давления (формы) обусловлено разностью давлений на лобовую и тыльную стороны поверхности обтекаемого тела, и сила давления равна равнодействующей этих сил. Соотношение формы и поверхности тела обусловлено отрывом пограничного слоя от поверхности.

Точка на поверхности тела, в которой начинается отрыв пограничного слоя, называется точка отрыва.

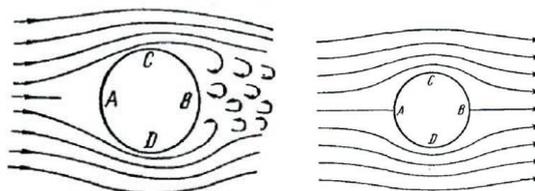


Рис.3. 6. Обтекание тела:  
а) реальной жидкостью; б) идеальной жидкостью

Отрыв пограничного слоя приводит к образованию отрывного вихревого течения за телом. Изменение течения в пограничном слое связано с тем, что происходит резкое перемещение точки отрыва пограничного слоя от поверхности тела.

В результате перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный и возникновения поперечных пульсаций происходит резкое изменение сопротивления трения и давления, которое получило название «кризис сопротивления». Это относится к плохо обтекаемым телам. Давление на тыльную сторону тела зависит от расположения точки отрыва и ширины зоны отрыва пограничного слоя.

Установлено, что для хорошо обтекаемых тел (например, удлиненные по отношению к набегающему потоку тела) может не наблюдаться отрыва пограничного слоя от поверхности тела. Сопrotивление давления для этих тел зависит от режима течения в пограничном слое.

## 4. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДАХ

### 4.1. Гидравлический расчет трубопровода

Для транспортировки жидкостей, газов, а иногда и твердых тел, используются трубопроводы, изготавливаемые из различных материалов (металл, бетон, дерево и т.д.).

В зависимости от рода перекачиваемой жидкости различают: водопроводы, нефтепроводы, газопроводы, паропроводы, пульповоды и т.п.

По принципу работы трубопроводы разделяются на: напорные и безнапорные. В напорных жидкость находится под избыточным давлением и полностью заполняет все поперечное сечение. Безнапорные трубопроводы работают неполным сечением и характеризуются наличием свободной поверхности, обычно подверженной атмосферному давлению.

В зависимости от длины и гидравлических условий расчета их делят на: длинные и короткие.

Короткими трубопроводами являются трубопроводы с достаточно малой длиной (при  $d$  до 200–500мм менее 200–1000м), в которых местные сопротивления составляют более 10% гидравлических потерь по длине. Например, к ним относят: сифонные трубопроводы, трубопроводы внутри зданий и сооружений, всасывающие трубы лопастных насосов, дюкеры (напорные водопроводные трубы под насыпью дороги) и т.п.

Длинными трубопроводами называют трубопроводы сравнительно большой длины, в которых потери напора по длине значительно преобладают над местными потерями. Местные потери составляют менее 5–10% потерь по длине трубопровода, и поэтому ими можно пренебречь или ввести при гидравлических расчетах увеличивающий коэффициент, равный 1,05–1,1. Длинные трубопроводы входят в систему водопроводных сетей, водоводов насосных станций, трубопроводов промышленных предприятий и т.п.

В зависимости от конфигурации различают простые и сложные трубопроводы.

Простым называют трубопровод постоянного диаметра, не имеющий ответвлений от точки забора до точки потребления.

Сложный трубопровод имеет по длине различные ответвления, т.е. трубопровод состоит из сети труб определенных диаметров и длин. Они делятся на следующие основные виды:

- тупиковые (разветвленные, т.е. составляющие совокупность нескольких трубопроводов, имеющих общее сечение – место разветвления труб (смыкание));
- параллельные;
- кольцевые (замкнутые).

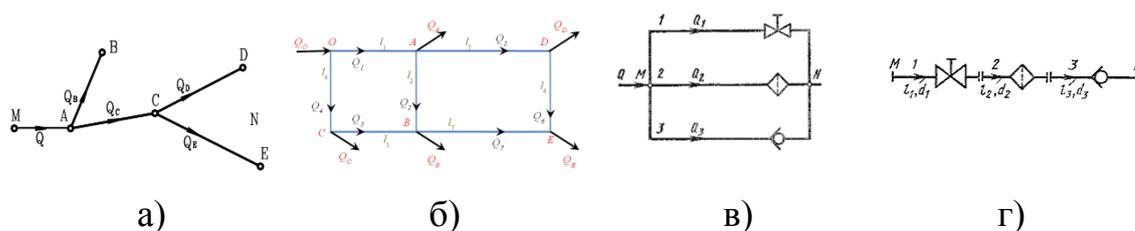


Рис. 4. 1. Схема трубопроводов: а) разветвленного; б) сложного кольцевого; в) параллельного; г) последовательного

При параллельном соединении расход в основной магистрали (т.е. до разветвления и после слияния) постоянен, а в параллельных трубопроводах, имеющих равные суммарные потери напора, различный ( $H_1=H_2=H_3$ , но  $Q=Q_1+Q_2+Q_3$ ).

При последовательном соединении трубопроводов различной длины и диаметров, содержащих разные местные сопротивления, расход в каждом трубопроводе одинаков и равен расходу на входе и выходе ( $H=H_1+H_2+H_3$ , но  $Q_1=Q_2=Q_3$ ).

Расход жидкости в трубопроводе может быть:

- транзитным, т.е. передаваемый по магистрали без отбора;

– путевым (попутным), т.е. отбираемым из магистрали в ряде промежуточных точек по пути движения жидкости. При этом расход называется сосредоточенным, если точка отбора располагается на значительном расстоянии одна от другой, и непрерывным, если эти точки расположены очень близко одна к другой.

Движение жидкости по трубопроводу обеспечивается за счет разности уровней энергии в начале и в конце трубопровода, которая создается насосом, или из-за разности уровней жидкости, или давлением газа. Гидравлический расчет трубопровода сводится, как правило, к решению трех основных задач:

- определение расхода трубопровода ( $Q$ ), если известен напор  $H$ , с учетом наличия определенных местных сопротивлений или при их отсутствии;
- определение потребного напора ( $H$ ), необходимого для обеспечения пропускания известного расхода  $Q$  по трубопроводу длиной  $L$  и диаметром  $d$ ;
- определение диаметра трубопровода ( $d$ ) в случае известных величин напора  $H$ , расхода  $Q$ .

При этом должны быть известны величины следующих параметров: длины трубопровода  $L$ , относительной шероховатости  $\frac{\Delta}{d}$ , плотности  $\rho$  и вязкости  $\nu$  жидкости, положения начального и конечного пунктов трубопровода (т.е. все его высотные отметки).

#### **4. 2. Гидравлические характеристики трубопровода**

Для расчета трубопроводов исходным является уравнение Бернулли.

Рассмотрим простой трубопровод постоянного сечения (длина  $L$  и диаметр  $d$  известны), расположенный произвольно в пространстве и содержащий ряд местных сопротивлений.

Скорость жидкости в сечениях 1–1 и 2–2, расположенных на разных геометрических высотах вследствие постоянства диаметра будет одинакова.

Скоростной напор в уравнение не входит, поскольку он одинаков для обоих сечений.

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \sum h \quad (4.1)$$

Приведем уравнение (4.1) к виду  $\frac{P_1}{\rho g} = \Delta z + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$ .

– здесь  $\frac{P_1}{\rho g} = H_{номп}$  пьезометрическая высота называется потребным напором. Если она задана, то ее называют располагаемым напором.

– сумму  $\Delta z + \frac{P_2}{\rho g} = H_{стат}$  называют статическим напором, который можно представить как эквивалентную высоту.

В некоторых случаях более удобно потери напора ( $\sum h$ ) в трубопроводе представлять как функцию расхода.

Средняя скорость в трубе диаметром  $d_2$  равна  $v_2 = \frac{Q}{\sigma} = \frac{4Q}{\pi d_2^2}$ ;

Скоростной напор  $\frac{v_2^2}{2g} = \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d_2^4} = \frac{8Q^2}{g\pi^2 d_2^4}$ .

Если потери напора в трубопроводе  $\sum h = \zeta_{суст} \frac{v^2}{2g}$ , то выражая потери напора через расход, получим основное уравнение для расчета простых трубопроводов (при турбулентном режиме):

$$\sum h = \zeta_{суст} \frac{8Q^2}{g\pi^2 d_2^4} = kQ^2, \quad \text{где } k = \zeta_{суст} \frac{8}{g\pi^2 d_2^4} \quad (4.2)$$

Величина  $k$ , являясь размерной, называется сопротивлением трубопровода.

При ламинарном течении для местных сопротивлений гидравлические потери можно выразить через эквивалентную длину (на которой  $h_m = h_l$ ), и при вычислении подставлять в формулу значение не фактической, а расчетной длины трубопровода ( $L_{расч} = L_{факт} + L_{экв}$ ). Тогда получим основное уравнение для расчета простых трубопроводов (при ламинарном режиме):

$$\sum h = \lambda \frac{L_{расч}}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{64}{Re} \frac{L_{расч}}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{64v}{vd} \frac{L_{расч}}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{32vL_{расч}}{gd^2} = \frac{32vL_{расч}}{gd^2} \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{128vL_{расч}Q}{\pi g d^4},$$

$$\sum h = \frac{128vL_{расч}Q}{\pi g d^4} = kQ, \quad \text{где } k = \frac{128vL_{расч}}{\pi g d^4}. \quad (4.3)$$

Таким образом, величина  $\sum h$  (или же потребный напор) представляет собой сумму всех потерь напора в трубопроводе, которая является степенной функцией расхода  $Q$ .

$$\sum h = kQ^m, \quad (4.4)$$

где  $m$  – показатель степени, зависящий от режима течения;

$k$  – сопротивление трубопровода.

Это основное уравнение для расчета простых трубопроводов.

Используя эту формулу, удобно выразить потери напора в зависимости от расхода, используя график.

График зависимости потерь напора в трубопроводе от пропускаемого расхода называется характеристикой трубопровода:  $\sum h = f(Q)$ .



Рис. 4. 2. Характеристическая кривая простого трубопровода при турбулентном режиме

Произвольно задаваясь рядом значений  $Q$ , вычисляют соответствующие им значения  $\Delta H$  и откладывают в масштабе по оси абсцисс значения  $Q$ , а по оси ординат – значения  $\Delta H$ .

Соединив полученные точки плавной линией, строят кривую изменения потери напора в трубопроводе в зависимости от пропускаемого расхода, т.е. характеристическую кривую.

В общем случае характеристическая кривая трубопровода состоит из отдельных участков разной формы – некоторого небольшого прямолинейного участка для ламинарного режима (при малых  $Q$ ) и параболической кривой для турбулентного режима (в области больших  $Q$ ). Крутизна кривых зависит от:

- сопротивления трубопровода;
- возрастает с увеличением длины и уменьшением диаметра;
- возрастает с увеличением местных гидравлических сопротивлений.

Если считать для простоты, что отдельные участки трубопровода лежат в одной горизонтальной плоскости, то для построения суммарной характеристики сложного трубопровода необходимо сложить характеристики отдельных участков:

- при параллельном соединении по горизонтали;
- при последовательном по вертикали.

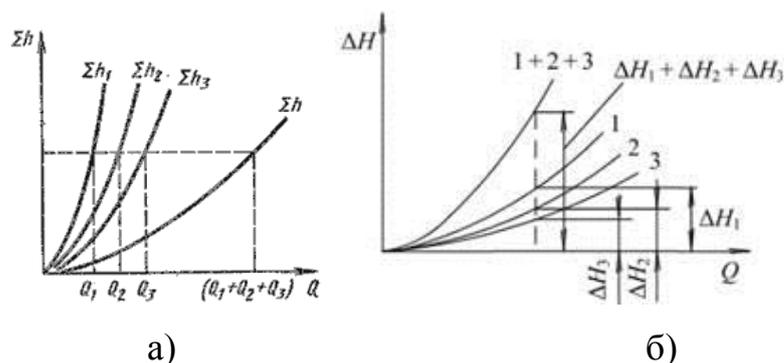


Рис.4. 3. Суммарная характеристика сложного трубопровода:

а) при параллельном соединении; б) при последовательном соединении

В общем случае, при последовательно–параллельном соединении суммарную характеристику всего трубопровода находят, складывая вначале по горизонтали характеристики параллельных участков, затем их суммарную характеристику складывают по вертикали с характеристиками участков, соединенных последовательно.

В случаях, когда отдельные участки трубопровода лежат в разных плоскостях, при построении и суммировании характеристик необходимо учитывать также разность высот  $\Delta z$  (эквивалентная высота) между начальной и конечной

точками указанных участков. Характеристики этих участков следует строить не от начала координат, а из точек, отстоящих от него на величину  $\Delta z$ . Тогда кривая называется кривой потребного напора. Значение статического напора  $H_{ст}$  (или  $\Delta z$ ) положительно в том случае, когда жидкость поднимается или движется в полость с повышенным давлением, и отрицательно, когда жидкость опускается или движется в полость с разрежением.

Точка пересечения кривой потребного напора с осью абсцисс при  $H_{ст}=0$  (точка А) определяет расход при движении жидкости самотеком, т.е. только за счет разности геометрических высот.

Потребный напор в этом случае равен нулю, т.к. давление в начале и конце трубопровода равно атмосферному. За начало трубопровода принимается свободная поверхность. В этом случае в основное уравнение трубопровода для потребного напора необходимо добавить динамический, или скоростной, напор  $\frac{v^2}{2g}$ . Формулу для потребного напора можно записать:

$$H_{потр} = H_{ст} + kQ^m \quad (4.5)$$

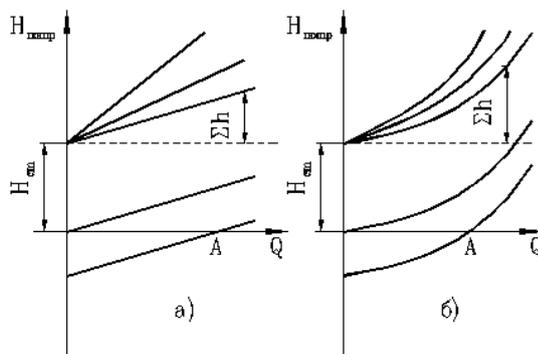


Рис. 4. 4. Зависимость потребных напоров от расхода жидкости в трубопроводе: а) ламинарное течение; б) турбулентное течение

На рисунке потери напора возрастают при одинаковом расходе с увеличением потерь как по длине, так и в местных сопротивлениях. Чем больше расход, тем больше потребный напор.

### 4.3. Основные расчетные формулы для определения потерь напора

Местные потери напора рассчитываются по формуле Вейсбаха  $h_m = \xi \frac{v^2}{2g}$

Линейные потери напора в напорных трубопроводах круглого сечения определяются по формуле Дарси-Вейсбаха  $h_n = \lambda \frac{L v^2}{d 2g}$ , где  $v$  – средняя по сечению скорость.

$$\text{Отсюда } v^2 = \frac{2g d}{\lambda} \frac{h}{L} \text{ или } v^2 = \frac{2g}{\lambda} \frac{4d}{4} \frac{h}{L},$$

где  $d/4 = R_{\text{гидр}}$  – гидравлический радиус;

$$\frac{h}{L} = i_{\text{гидр}} \text{ – гидравлический уклон.}$$

Тогда, формула примет вид

$$v = C \sqrt{R_{\text{гидр}} i_{\text{гидр}}}, \quad (4.6)$$

где  $C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$  – коэффициент Шези. Коэффициент Шези, являющийся функцией  $R_{\text{гидр}}$ ,  $i_{\text{гидр}}$ ,  $Re$ , и относительной шероховатости стенки, определяется экспериментально и имеет размерность  $(\text{м}^2 / \text{с})$ .

Ф.Шези применяется, как правило, в области квадратичного сопротивления (когда  $Re \geq 500 \frac{d}{k_{\text{экв}}}$ ), при равномерном движении жидкости.

С целью упрощения гидравлических расчетов ф.Шези представляют несколько в ином виде. Учитывая, что  $Q = v\sigma$ , получим  $Q = C \sqrt{R_{\text{гидр}} i_{\text{гидр}}} \sigma = C \sigma \sqrt{R_{\text{гидр}} i_{\text{гидр}}}$ . Обозначив  $K = C \sigma \sqrt{R_{\text{гидр}}}$ , получим

$$Q = K \sqrt{i_{\text{гидр}}} \text{ или } Q^2 = K^2 i_{\text{гидр}}$$

Отсюда (т.к.  $i = h/L$ ) потери напора будут:

$$h = \frac{Q^2 L}{K^2} \text{ (вторая водопроводная формула)} \quad (4.7)$$

Эту формулу используют для практических расчетов в области турбулентного течения при квадратичном законе сопротивления, что соответствует движению жидкости при больших значениях числа  $Re$ , которое на практике происходит в водопроводах. Поэтому данную формулу называют «водопроводной».

Величину  $K$  (имеющую размерность расхода  $m^3/c$ ) называют модулем расхода или расходной характеристикой. Он определяется опытным путем, его значения приводятся в гидравлических справочниках для различных труб в зависимости от их диаметра и шероховатости.

Если представить  $K$ , как параметр  $A = \frac{1}{K^2}$  – удельное сопротивление трубопровода, то формула для определения потерь напора по длине (т.е. для длинных трубопроводов) примет вид:

$$h = ALQ^2 \text{ (трубопроводная формула)} \quad (4.8)$$

где  $A = \frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5}$ ,

#### **4. 4. Расчет коротких простых трубопроводов. Примеры решения основных расчетных задач**

При расчете коротких трубопроводов учитываются как местные потери напора, так и потери по длине.

1. Для определения  $Q$  – пропускной способности трубопровода, т.е. расхода проходящего через него, можно использовать следующее уравнение

$$Q = \mu_c \sigma \sqrt{2g\Delta H} \text{ , где} \quad (4.9)$$

$\mu_c$  – коэффициент расхода системы трубопровода постоянного диаметра.

Оно получено, исходя из того, что  $\Delta H = \zeta_c \frac{v^2}{2g}$ , откуда  $v = \sqrt{\frac{2g\Delta H}{\zeta_c}}$ .

Если представить  $\mu_c = \frac{1}{\sqrt{\zeta_c}}$ , тогда получим  $v = \mu_c \sqrt{2g\Delta H}$ .

Откуда можно получить искомую формулу  $Q = \sigma v = \mu_c \sigma \sqrt{2g\Delta H}$ .

2. Для нахождения напора  $H$ , необходимого для обеспечения заданного потребного расхода  $Q$  (пропускной способности) используют выражение

$$H = \kappa Q^2,$$

где  $k = \zeta_{\text{сист}} \frac{8}{g\pi^2 d^4}$  сопротивление трубопровода.

– по исходному расходу  $Q$  и диаметру  $d$  находят скорость течения  $v = \frac{4Q}{\pi d^2}$

;

– по  $v, d, \nu$  находят  $Re = \frac{vd}{\nu}$  и определяют режим течения;

– определяют коэффициенты местных сопротивлений  $\xi$  и соответственно

потери напора  $h_m = \xi \frac{v^2}{2g}$ ;

– по числу  $Re$  и заданной шероховатости  $\Delta$  определяют  $\lambda$  (коэффициент Дарси), например, по формуле Альтшуля  $\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}$ ;

– определяют сопротивление трубопровода ( $\kappa$ ) или модуль расхода ( $K$ ) и решают основное уравнение трубопровода, по которому находят напор  $H$ :

$$H = \kappa Q^2, \text{ где}$$

– для ламинарного режима  $k = \frac{128\nu L_{\text{расч}}}{g\pi d^4}$ ,

– для турбулентного режима  $k = \zeta_{\text{сист}} \frac{8}{g\pi^2 d^4}$ .

3. Для нахождения расхода  $Q$ :

– для ламинарного течения используют формулу

$$\sum h = \frac{128\nu L_{\text{расч}} Q}{\pi g d^4} = k Q,$$

где показатель степени  $m=1$ . Откуда  $Q = \frac{\pi g d^4}{128\nu L} H$ .

Для турбулентного течения решают задачу методом последовательных приближений.

В уравнении  $\sum h = \zeta_{суст} \frac{8Q^2}{g\pi^2 d_2^4} = kQ^2$ , где  $k = \zeta_{суст} \frac{8}{g\pi^2 d_2^4}$  неизвестны  $Q$

и  $k$ , тогда:

– задаются значением  $\lambda_T$  с учетом шероховатости ( $\lambda_m = 0,015-0,04$ );

– определяют  $k$  по формуле:  $k = \zeta_{суст} \frac{8}{g\pi^2 d_2^4}$ ;

– решают  $H = kQ^2$  относительно  $Q$ , т.е.  $Q = \sqrt{\frac{H}{k}}$ ;

– по найденному  $Q$  находят  $Re$ ;

– по найденному  $Re$  определяют  $\lambda_T$ ;

– подставляют найденное значение  $\lambda_T$  в уравнение  $k = \zeta_{суст} \frac{8}{g\pi^2 d_2^4}$  и в ука-

занном выше порядке находят:  $Q \rightarrow Re \rightarrow \lambda_T$  и т.д.

Вычисления ведут до тех пор, пока разница между значениями расхода, полученными в данном и предыдущем вычислениях, не станет незначительной, т.е. пока не будет обеспечена приемлемая точность.

4. Определение диаметра. При решении задачи для определения диаметра может быть множество вариантов, т.к. при изменении диаметра меняется и  $HI$ : чем больше диаметр, тем меньше потребный напор. Поэтому величину диаметра трубопровода обычно определяют из экономических соображений.

Исходя из режима течения жидкости, формулы для определения диаметра могут быть:

– при ламинарном режиме  $d = \sqrt[4]{\frac{128\nu L Q}{\pi g H}}$ ;

– при турбулентном режиме (в простейшем случае, когда местными сопротивлениями можно пренебречь)  $h_n = \lambda \frac{L v^2}{d 2g}$ , а т.к.  $v^2 = \frac{16Q^2}{\pi^2 g^4}$ , то

$$H = \lambda \frac{L}{d^5} Q \frac{8}{\pi^2 g}, \text{ отсюда}$$

$$d = \sqrt[5]{\frac{8\lambda L Q}{g\pi^2 H}} \quad (4.10)$$

Подсчитав диаметр, определяют больший стандартный диаметр.

#### 4.5. Определение экономически выгодного диаметра

Экономически выгоднейшим диаметром трубопровода является такой, при котором жидкость в трубопроводе имеет экономическую скорость (примерно равную 1,0 м/с), обеспечиваются наиболее эффективные строительные и эксплуатационные затраты.

При слишком малых скоростях жидкости трубопроводы должны иметь большие диаметры, что увеличивает капитальные затраты. Но одновременно с этим будут уменьшаться и эксплуатационные расходы, т.к. при  $>d$  уменьшаются потери напора и уменьшаются расходы энергии на перекачку жидкости.

При больших скоростях жидкости диаметр труб уменьшается и резко растут потери напора, что требует увеличения энергии на их преодоление (мощности насоса), т.е. возрастают эксплуатационные расходы.

Для нахождения экономически выгодного  $d$  строят график, по которому определяют минимум полной стоимости системы. Здесь  $\mathcal{E}_1$  – капитальные затраты (руб.), вычисленные с учетом срока окупаемости;  $\mathcal{E}_2$  – эксплуатационные расходы. Тогда суммарные затраты выразятся кривой, полученной как сумма  $\mathcal{E} = \mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2 = f(d)$ .

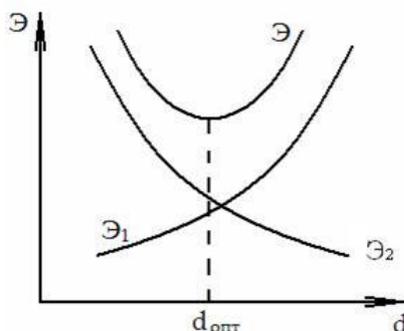


Рис. 4. 5. К определению оптимального диаметра трубопровода

## 4.6. Сифонные трубопроводы

Трубы различных диаметров и различной длины, обеспечивающие при равных потерях напора одинаковые расходы, называются эквивалентными трубами.

Сифонный трубопровод (сифон) представляет собой короткий самотечный трубопровод, часть которого располагается выше уровня жидкости в питающем резервуаре. Он работает под разряжением (вакуумом).

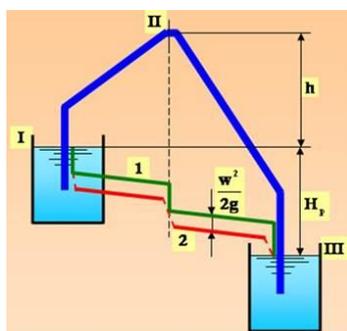


Рис.4. 6. Сифонный трубопровод: 1 – напорная линия; 2 – пьезометрическая линия

Их используют, например, для слива нефтепродуктов из цистерн, опорожнения водоемов, прокладке водоводов через возвышенности и т.п.

Для приведения сифона в действие из него необходимо предварительно удалить воздух и создать в нем первоначальное разрежение. Обычно это достигается путем отсасывания воздуха воздушным насосом из верхней части сифона или же заполнением сифона жидкостью извне, например, водой из водопровода и т.п.

В верхней точке сифона имеет место разрежение – вакуум. При расчете сифонов важным условием является определение давления в наиболее высоко расположенном сечении трубопровода, где имеется вакуум, чтобы минимальное абсолютное давление в верхней его части было больше давления насыщенных паров. Наличие разрежения вызывает выделение из жидкости растворенного в ней воздуха, а при большом разрежении может начаться испарение

самой жидкости (ее кипение). При кавитации из жидкости будет выделяться растворимый газ и пузырьки пара, что приведет к снижению расхода жидкости в сифоне, и он может резко уменьшиться. Разрыв столба жидкости вследствие резкого снижения расхода может привести к срыву работы сифонного устройства, т.к. подача жидкости в приемный резервуар прекращается.

Гидравлический расчет сифонных трубопроводов принципиально не отличается от расчета обычных трубопроводов – необходимо лишь произвести проверку давления в наивысшей точке сифона.

#### **4.7. Магистральные нефтепроводы**

Магистральные нефтепроводы являются связующим звеном между районами добычи и пунктом переработки и потребления нефти. Нефтепроводы обычно работают в следующих режимах течения:

- ламинарном при перекачке очень вязких нефтей;
- турбулентном в области «гидравлически гладких» труб при перекачке нефтей средней вязкости:
- турбулентном в доквадратичной области смешанного трения при перекачке маловязких нефтей и светлых нефтепродуктов.

Магистральные нефтепроводы состоят из следующих основных объектов:

- насосных станций;
- резервуарных парков;
- линейной части, т.е. самого трубопровода.

Магистральные газопроводы, нефтепроводы и нефтепродуктопроводы следует прокладывать подземно (подземная прокладка). Прокладка трубопроводов по поверхности земли в насыпи (наземная прокладка) или на опорах (надземная прокладка) допускается только как исключение при соответствующем обосновании. При этом должны предусматриваться специальные мероприятия, обеспечивающие надежную и безопасную эксплуатацию трубопроводов.

Прокладка трубопроводов может осуществляться одиночно или параллельно другим действующим или проектируемым магистральным трубопроводам в техническом коридоре. В отдельных случаях при технико-экономическом обосновании и условии обеспечения надежности работы трубопроводов допускается совместная прокладка в одном техническом коридоре нефтепроводов (нефтепродуктопроводов) и газопроводов.

При прокладке магистральных нефтепроводов по территории городов и других населенных пунктов для подключения их к предприятиям по переработке, перевалке и хранению нефти номинальный диаметр нефтепровода должен быть не более DN 700. При этом для нефтепровода номинальным диаметром свыше DN 500 до DN 700 должны выполняться следующие дополнительные требования:

- рабочее давление должно быть не более 2,5 МПа;
- безопасные расстояния от нефтепровода до зданий и сооружений должны быть не менее предусмотренных СНиП 2.05.06–85\*.

Для нефтепровода номинальным диаметром DN 500 и менее должны соблюдаться требования СП (СНиП 2.05.13–90). Прокладка магистральных нефтепроводов по селитебным территориям не допускается.

Для обеспечения нормальных условий эксплуатации и исключения возможности повреждения магистральных трубопроводов на территориях, прилегающих к ним, устанавливаются охранные зоны, размеры которых и порядок производства в них сельскохозяйственных и других работ регламентируются Правилами охраны магистральных трубопроводов.

Температура газа, нефти (нефтепродуктов), поступающих в трубопровод, должна устанавливаться исходя из возможности транспортирования продукта и требований, предъявляемых к сохранности изоляционных покрытий, прочности, устойчивости и надежности трубопровода.

#### Состав магистральных трубопроводов

В состав магистральных трубопроводов входят:

– трубопровод (от места выхода с промысла подготовленной к дальнейшему транспорту товарной продукции) с ответвлениями и лупингами, запорной арматурой, переходами через естественные и искусственные препятствия, узлами подключения НПС, КС, ПС, УЗРГ, ПРГ, узлами пуска и приема очистных устройств, конденсатосборниками и устройствами для ввода метанола;

– установки электрохимической защиты трубопроводов от коррозии, сооружения технологической связи, средства автоматики и телемеханики;

– линии электропередачи, предназначенные для энергообеспечения трубопроводов и устройства электроснабжения и дистанционного управления запорной арматурой и установками электрохимической защиты трубопроводов, сети связи;

– сооружения и средства противопожарной защиты трубопроводов, противозэрозийные и защитные сооружения;

– емкости для хранения и разгазирования конденсата, земляные амбары для аварийного выпуска нефти, нефтепродуктов, конденсата и сжиженных углеводородов;

– здания и сооружения линейной службы эксплуатации трубопроводов;

– вдольтрассовые проезды и вертолетные площадки, расположенные вдоль трассы трубопровода, и подъезды к ним, опознавательные и сигнальные знаки местонахождения трубопроводов;

– головные и промежуточные НПС, ПС и наливные станции, НС, резервуарные парки, КС и ГРС, объекты перевалки товарной продукции на другие виды транспорта;

– СПХГ;

– пункты подогрева нефти и нефтепродуктов;

– указатели и предупредительные знаки.

Классификация и категории магистральных трубопроводов

Магистральные газопроводы в зависимости от рабочего давления в трубопроводе подразделяются на два класса:

I – при рабочем давлении свыше 2,5 до 10,0 МПа включительно;

II – при рабочем давлении свыше 1,2 до 2,5 МПа включительно.

Магистральные нефтепроводы и нефтепродуктопроводы в зависимости от диаметра трубопровода подразделяются на четыре класса:

I – при номинальном диаметре свыше DN 1000 до DN 1200 включительно;

II – то же, свыше DN 500 до DN 1000 включительно;

III – то же, свыше DN 300 до DN 500 включительно;

IV – DN 300 и менее.

Магистральные нефтепродуктопроводы подразделяются на следующие классы:

II – при номинальном диаметре свыше DN 500 до DN 700 включительно;

III – то же, свыше DN 300 до DN 500 включительно;

IV – DN 300 и менее.

Основные требования к трассе трубопровода

Выбор трассы трубопроводов должен производиться на основе оценки технико – экономической целесообразности и экологической допустимости из нескольких возможных вариантов с учетом природных особенностей территории, расположения населенных пунктов, залегания торфяников, транспортных коммуникаций, которые могут оказать негативное влияние на магистральный трубопровод.

Земельные участки для строительства трубопроводов следует выбирать в соответствии с требованиями, предусмотренными действующим законодательством Российской Федерации.

Возмещение убытков землепользователям, потерь сельскохозяйственного производства при отводе земель для строительства трубопровода и ущерба рыбному хозяйству следует определять в порядке, установленном действующим законодательством Российской Федерации.

Для проезда к трубопроводам должны быть максимально использованы существующие дороги общей сети. Необходимость строительства дорог, вдоль-трассовых и технологических проездов на период строительства и для эксплуа-

тации трубопровода определяется в задании на проектирование. При выборе трассы трубопровода необходимо учитывать перспективное развитие городов и других населенных пунктов, промышленных и сельскохозяйственных предприятий, железных и автомобильных дорог и других объектов и проектируемого трубопровода на ближайшие 20 лет, а также условия строительства и обслуживания трубопровода в период его эксплуатации (существующие, строящиеся, проектируемые и реконструируемые здания и сооружения, мелиорация заболоченных земель, ирригация пустынных и степных районов, использование водных объектов и т.д.), выполнять прогнозирование изменений природных условий в процессе строительства и эксплуатации магистральных трубопроводов.

Не допускается предусматривать прокладку магистральных трубопроводов в тоннелях железных и автомобильных дорог, а также в тоннелях совместно с электрическими кабелями и кабелями связи и трубопроводами иного назначения, принадлежащими другим организациям собственникам коммуникаций и сооружений.

Не допускается прокладка трубопроводов по мостам железных и автомобильных дорог всех категорий и в одной траншее с электрическими кабелями, кабелями связи и другими трубопроводами, за исключением случаев прокладки:

- кабеля технологической связи данного трубопровода на подводных переходах (в одной траншее) и на переходах через железные и автомобильные дороги (в одном футляре);

- газопроводов номинальным диаметром до DN 1000 на давление до 2,5 МПа и нефтепроводов и нефтепродуктопроводов номинальным диаметром DN 500 и менее по несгораемым мостам автомобильных дорог III, IV и V категорий.

Прокладку трубопроводов по мостам, по которым проложены кабели междугородной связи, допускается производить только по согласованию с операторами связи – владельцами коммуникаций.

Прокладку трубопровода на оползневых участках следует предусматривать ниже зеркала скольжения или надземно на опорах, заглубленных ниже зеркала скольжения на глубину, исключающую возможность смещения опор. Трассу трубопроводов, пересекающих селевые потоки, следует выбирать вне зоны динамического удара потока.

При выборе трассы для подземных трубопроводов на многолетнемерзлых грунтах следует по возможности избегать участки с подземными льдами, наледями и буграми пучения, проявлениями термокарста, косогоров с льдонасыщенными, глинистыми и переувлажненными пылеватыми грунтами. Бугры пучения следует обходить с низовой стороны. Основным принципом использования многолетнемерзлых грунтов в качестве основания для трубопроводов и их сооружений является принцип использования их в мерзлом состоянии, сохраняемом в процессе строительства и в течение всего периода эксплуатации трубопроводов и их сооружений.

При прокладке газопроводов на участках с малольдистыми многолетнемерзлыми грунтами допускается их оттаивание в процессе строительства или эксплуатации. На участках с таликами рекомендуется грунты основания газопроводов использовать в талом состоянии. Допускается промораживание талых непучинистых грунтов при прокладке газопроводов, транспортирующих газ с отрицательной температурой.

При прокладке газопроводов, транспортирующих газ с температурой ниже  $0^{\circ}\text{C}$ , на участках, сложенных талыми пучинистыми грунтами, необходимо предусматривать специальные мероприятия в соответствии с требованиями СНиП 2.02.04–88, осуществление которых исключает возможность проявления недопустимых деформаций оснований под трубопроводами.

Проектируемые трубопроводы должны располагаться на всем протяжении, как правило, с одной стороны от существующих трубопроводов при параллельной их прокладке. При прокладке нефтепроводов и нефтепродуктопроводов вблизи населенных пунктов и промышленных предприятий, расположенных на отметках ниже этих трубопроводов на расстоянии от них менее 500 м

при номинальном диаметре труб DN 700 и менее и 1000 м – при номинальном диаметре труб свыше DN 700, должно предусматриваться устройство с низовой стороны трубопровода защитного вала или канавы, обеспечивающего отвод разлившегося продукта при аварии. Сбор разлившегося продукта должен осуществляться в защитные амбары, расположение которых должно исключать попадание продукта в водотоки и на территорию населенных пунктов.

Места расстановки НПС, ПС определяются в проектной документации по результатам инженерных изысканий, с учетом профиля трассы магистрального нефтепровода (нефтепродуктопровода) и возможных режимов перекачки.

В местах пересечений магистральных трубопроводов с линиями электропередачи напряжением 110 кВ и выше должна предусматриваться только подземная прокладка трубопроводов под углом не менее 60 °. При этом трубопроводы, прокладываемые в районах Западной Сибири и Крайнего Севера на расстоянии 1000 м в обе стороны от пересечения, должны приниматься II категории.

Размещение запорной и другой арматуры на трубопроводах

Расстановка запорной арматуры на трубопроводах должна определяться расчетом в проектной документации, при этом расстояние между соседними узлами запорной арматуры не должно превышать 30 км.

Установка запорной арматуры на нефтепроводах и нефтепродуктопроводах должна предусматриваться в пониженных местах профиля трубопровода для уменьшения ущерба окружающей среде при возможных авариях и оптимизации освобождения трубопровода от продукта при проведении плановых ремонтных работ.

Кроме того, установку запорной арматуры необходимо предусматривать:

– на обоих берегах водных преград при их пересечении трубопроводом в две нитки и более согласно требованиям и на однопунктных подводных и надземных переходах категорий В;

- в начале каждого ответвления от трубопровода на расстоянии, допускающем установку монтажного узла, его ремонт и безопасную эксплуатацию;
- на ответвлениях к ГРС при протяженности ответвлений свыше 1000 м на расстоянии 300–500 м от ГРС;
- на входе и выходе газопроводов из УКПГ, КС, СПХГ и головных сооружений на расстоянии, м, не менее: газопровода номинальным диаметром DN 1400 – 1000; газопровода номинальным диаметром менее DN 1400 до DN 1000 включительно – 750; газопровода номинальным диаметром менее DN 1000 – 500 (охранные краны); 30 – по обеим сторонам автомобильных мостов (при прокладке по ним газопровода) на расстоянии не менее 250 м;
- на одном или обоих концах участков нефтепроводов и нефтепродуктопроводов, проходящих на отметках выше городов и других населенных пунктов и промышленных предприятий на расстоянии, устанавливаемом в проектной документацией в зависимости от рельефа местности;
- на обоих берегах болот III типа протяженностью свыше 500 м. На одиночных подводных переходах газопроводов через водные преграды установка запорной арматуры предусматривается при необходимости. Место установки запорной арматуры для нефтепродуктопроводов, как правило, должно совмещаться с местами соединения участков трубопроводов с различной толщиной стенок. Место установки охранных кранов от головных сооружений принимается от границ их территорий, КС – от границ узла подключения КС к магистрали (от осей врезок крайних внешних всасывающего и нагнетательного газопроводов). При удалении КС от магистрального газопровода на расстоянии свыше 700 м при наличии естественных препятствий (оврагов, сложного рельефа и т.п.) следует предусматривать установку запорной арматуры с продувочными свечами (КИП и А по аналогии с кранами на узле подключения КС в магистральный газопровод) на всасывающих и нагнетательных газопроводах КС («шлейфах») на расстоянии 250 м от ограды КС.

При параллельной прокладке двух ниток или более газопроводов узлы линейной запорной арматуры на отдельных нитках надлежит смещать на расстояние не менее 100 м друг от друга по радиусу.

В сложных условиях трассы (горный рельеф, болота, искусственные и естественные препятствия) указанное расстояние допускается уменьшать до 50 м. При параллельном подключении одного газопровода–ответвления к двум или нескольким основным ниткам газопровода или подключении нескольких ниток ответвления к одному газопроводу узлы линейной запорной арматуры необходимо смещать на расстояние не менее 30 м друг от друга. Требование настоящего пункта на линейную запорную арматуру узлов подключения не распространяется. Запорная арматура номинальным диаметром DN 400 и более должна устанавливаться на фундаментные плиты, укладываемые на уплотненное основание. Газопроводы и арматура обвязки линейной запорной арматуры, находящейся под давлением, – байпасы, продувочные линии и перемычки – следует предусматривать в подземном исполнении с кранами бесколодезной установки. Доступ обслуживающего персонала должен предусматриваться только к приводу арматуры. На обоих концах участков газопроводов между запорной арматурой, на узлах подключения КС и узлах приема и пуска очистных устройств следует предусматривать установку продувочных свечей на расстоянии не менее 15 м от запорной арматуры при номинальном диаметре газопровода до DN 1000 и не менее 50 м – при номинальном диаметре газопровода DN 1000 и более. Диаметр продувочной свечи следует определять из условия опорожнения участка газопровода между запорной арматурой в течение 1,5–2 ч. Установку запорной арматуры и продувочных свечей следует предусматривать на расстоянии от зданий и сооружений, не относящихся к газопроводу, не менее 300 м.

При прокладке газопроводов параллельно автомобильным дорогам и железным дорогам, линиям электропередачи и связи запорную арматуру с продувочными свечами допускается располагать на том же расстоянии от дорог и линий, что и газопровод. При пересечении газопроводом автомобильных и же-

лезных дорог, линий электропередачи и связи расстояние от продувочных свечей до указанных сооружений должно приниматься не менее значений, предусмотренных при их параллельной прокладке. Во всех перечисленных случаях расстояние от продувочных свечей запорной арматуры до мостов и виадуков должно быть не менее 300 м. Расстояние до продувочных свечей на магистральных газопроводах от крайних неотклоненных проводов воздушной линии электропередачи высокого напряжения, следует принимать не менее 300 м.

На участках стесненной трассы воздушной линии электропередачи высокого напряжения это расстояние может быть уменьшено до 150 м, кроме многоцепных воздушных линий электропередачи высокого напряжения, располагаемых как на общих, так и на отдельных опорах. Высота продувочной свечи должна быть не менее 3 м от уровня земли.

Для контроля наличия конденсата и выпуска его на газопроводах следует предусматривать установку конденсатосборников. Места установок конденсатосборников определяются проектной документацией. Параллельно прокладываемые трубопроводы одного назначения должны быть связаны между собой перемычками. Узлы установки запорной арматуры должны проектироваться из унифицированных заготовок.

Запорная арматура, устанавливаемая на нефтепроводах, нефтепродуктопроводах и трубопроводах сжиженного газа должна быть оборудована устройствами, обеспечивающими дистанционное управление. Запорная арматура, устанавливаемая на переходах через водные преграды:

- для газопроводов I класса номинальным диаметром DN 1000 и более должна быть оснащена автоматикой аварийного закрытия;

- для нефтепроводов и нефтепродуктопроводов должна быть обеспечена электроснабжением от двух независимых взаимно резервирующих источников питания с устройствами автоматического восстановления питания (потребители первой категории электроснабжения).

## Библиографический список

1. Басниев К.С. Нефтегазовая гидромеханика./ Басниев К.С., Дмитриев Н.М., Розенберг Г.Д. Москва-Ижевск. : Институт компьютерных исследований , 2005.– 544 с.
2. Асатур К.Г., Маховиков Б.С. Гидромеханика: учеб. пособие для вузов.- СПб, 2008. – 326 с.
3. Лурье М.В. Гидравлика и ее приложения в нефтегазовом производстве./ Лурье М.В., Астрахан И.М., Кадет В.В. - М.:МАКС Пресс, 2010. –332 с.
4. Хавкин А.Я. Введение в нефтегазодобычу/ Учебное пособие.- М., Нефть и газ. 2013. – 375 с.
5. Кадет В.В., Дмитриев Н.М. Подземная гидромеханика: Учебное пособие для студ. высш. образования. – М.: Издательский центр «Академия», 2014. – 256 с.
6. Самусь О. Р. Водоснабжение и водоотведение с основами гидравлики / Самусь О. Р., Овсянников В. М., Кондратьев А. С.–М.-Берлин: Директ-Медиа , 2014 год.– 128 с.
7. Ловкис З. В. Гидравлика / Издательский дом “Белорусская наука”, 2012.–439 с.
8. Суханов П. П. Гидравлика и гидравлические машины: учебное пособие /Суханов П. П., Разинов Ю. И. Изд-во:КГТУ, 2010 год . –159 с.
9. Пазушкина О. В.Гидравлика и гидропневмопривод: учебно-практическое пособие. / УлГТУ, 2012 год, – 135 с.
10. Штеренлихт Д. Гидравлика (учебник для вузов) М.: Энергоатомиздат, 1984. – 640 с.
11. Метревелли В.Н. Сборник задач по курсу гидравлики с решениями.//М.:Высшая школа, 2008.–192 с.
12. Абрикосов, А. А. Основы теории металлов : [учебное пособие] / А. А. Абрикосов ; под ред. Л. А. Фальковский .– 2-е изд., доп. и испр. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2010 .– 598 с.

13. Высоцкий Л. И. Продольно-однородные осредненные турбулентные потоки : монография / Л. И. Высоцкий, И. С. Высоцкий .– Изд. 2-е, доп. – Санкт-Петербург [и др.] : Лань, 2015 .– 672 с.
14. Гимранов, Э. Г. Нестационарные гидрогазодинамические эффекты в системах гидравлических и пневматических приводов : [учебное пособие для студентов высших учебных заведений], / Э. Г. Гимранов, А. А. Целищев ; ГОУ ВПО УГАТУ.– Уфа : УГАТУ, 2008 .–188 с.
15. СП 34-112-97 Строительство магистральных и промысловых трубопроводов. Комплексная технология и организация.
16. СНиП 2.04.12-86 Расчет на прочность стальных трубопроводов.
17. РД 153-39.4-113-01 Нормы технологического проектирования магистральных нефтепроводов.
18. СП 34-116-97 ВСН Инструкция по проектированию, строительству и реконструкции промысловых нефтегазопроводов.
19. СНиП 2.05.06-85\* Магистральные трубопроводы.
20. СНиП 2.04.08-87\* Газоснабжение.

*Учебное издание*

**ФОКЕЕВА ЛИЯ ХАЙДАРОВНА**

**ГИДРАВЛИКА И НЕФТЕГАЗОВАЯ  
ГИДРОДИНАМИКА**

**Часть 2**

**Гидродинамика**

Дизайн обложки

*М.А. Ахметов*

Подписано в печать \_\_\_\_\_

Бумага офсетная. Печать цифровая.

Формат 60x84 1/16. Гарнитура «Times New Roman». Усл. печ. л. .

Тираж    экз. Заказ

Отпечатано с готового оригинал-макета  
в типографии Издательства Казанского университета

420008, г. Казань, ул. Профессора Нужи́на, 1/37

тел. (843) 233-73-59, 233-73-28