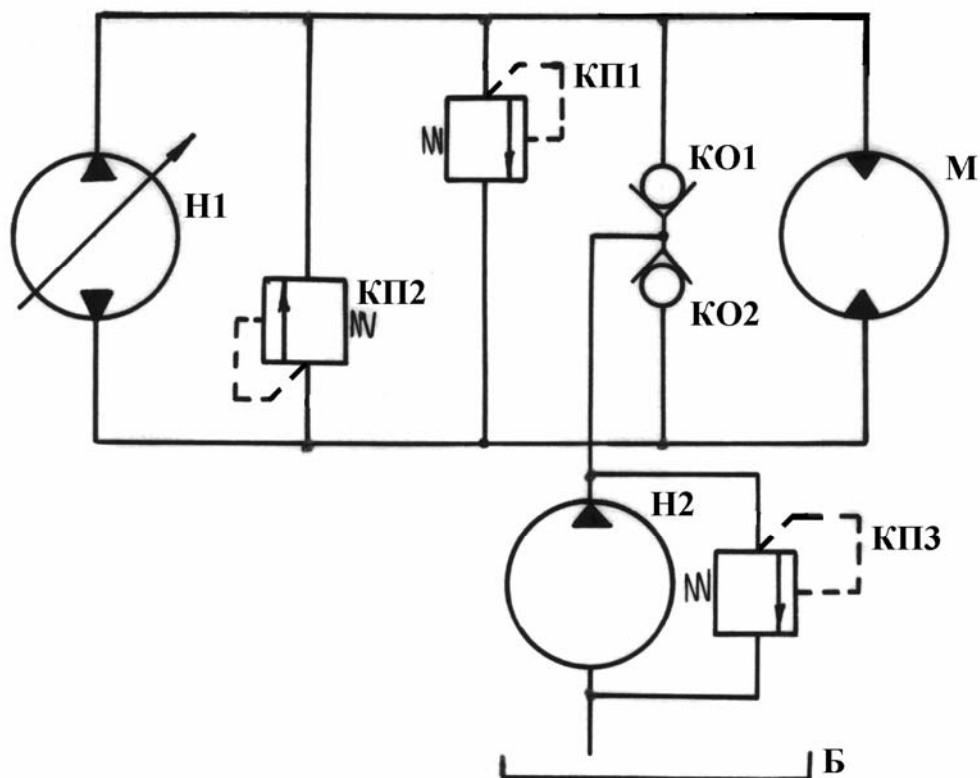


**Н.С. Галдин**

# **ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ГИДРОПРИВОДА**

**Учебное пособие**



Федеральное агентство по образованию  
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия  
(СибАДИ)

Н.С. Галдин

## ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ГИДРОПРИВОДА

Учебное пособие

*Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» направления подготовки специалистов «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы» и специальностям направления подготовки специалистов «Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования»*

Омск  
Издательство СибАДИ  
2006

УДК 532.536+625.76:626.226  
ББК 39.91 – 948.5  
Г 15

*Рецензенты:*

д-р техн. наук, проф. В.Г.Хомченко,  
канд. техн. наук, доц. Н.Г.Скабкин  
(кафедра «Автоматизация и робототехника» ОмГТУ);

д-р техн. наук, проф. В.И.Трушляков (ОмГТУ),  
д-р техн. наук, проф.В.С.Щербаков (СибАДИ)

Работа одобрена редакционно-издательским советом академии в качестве учебного пособия для специальностей 190205 (170900) «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование», 190603 (230100.03) «Сервис транспортных и технологических машин (строительные, дорожные и коммунальные машины)», 190601 (150200) «Автомобили и автомобильное хозяйство» и других.

Галдин Н.С. **Основы гидравлики и гидропривода:** Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 145 с.

В учебном пособии изложены основные принципы и общие положения гидравлики, гидропривода, знание которых необходимо студенту для успешного освоения курса гидравлических машин и гидроприводов.

Учебное пособие написано в соответствии с рабочими программами дисциплин «Гидравлика и гидропневмопривод», «Основы гидравлики и гидропривода», утвержденными для студентов механических специальностей вузов и содержит основные разделы этих программ.

Учебное пособие будет также полезно аспирантам и инженерно-техническим работникам, занимающимся проектированием объемного гидропривода мобильных машин.

Табл. 3 . Ил. 62. Библиогр.:20 назв.

### Список основных принятых сокращений:

- $d$  – внутренний диаметр трубопровода;
- $E$  – объемный модуль упругости;
- $F$  – сила давления;
- $G$  – сила тяжести;
- $g$  – ускорение свободного падения;
- $H$  – напор;
- $h$  – глубина расположения точки или сечения;
- $h_{\text{пот}}$  – потери напора;
- $h_{\ell}$  – путевые потери напора;
- $h_{\text{м}}$  – местные потери напора;
- $\ell$  – длина трубопровода;
- $m$  – масса;
- $p$  – давление;
- $Q$  – объемный расход жидкости;
- $Re$  – число Рейнольдса;
- $S$  – площадь;
- $T$  – сила внутреннего трения;
- $V$  – объем;
- $v$  – скорость движения жидкости;
- $z$  – геометрическая высота;
- $\alpha$  – коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса);
- $\gamma$  – объемный вес;
- $\Delta p$  – потери давления;
- $\lambda$  – коэффициент путевых потерь (Дарси);
- $\mu$  – динамический коэффициент вязкости;
- $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости;
- $\rho$  – плотность;
- $\tau$  – касательные напряжения.

## ВВЕДЕНИЕ

Гидравлика (техническая механика жидкости) является одной из технических наук, составляющих фундамент инженерных знаний. Практическое значение гидравлики возрастает в связи с потребностями современной техники в создании высокопроизводительных средств механизации и автоматизации на основе гидропривода, в решении вопросов проектирования разнообразных гидротехнических сооружений и т.д. /1, 3 – 11, 13 – 15, 18, 20/.

Законы движения жидкости и вопросы использования ее энергии занимали человечество с древнейших времен. Подлинным основателем гидростатики считается греческий ученый Архимед, живший во II в. до н.э. Замечательным трудом является его трактат «О плавающих телах», в котором излагалась теория плавания тел. Примерно с этого же времени началось использование энергии движущейся жидкости в практических целях. Архимед изобрел водоподъемный механизм (архимедов винт), являющийся прообразом корабельных и воздушных винтов. В начале I в. до н.э. Герон Александрийский изобрел водяные часы, пожарный насос и др. В дальнейшем теоретические работы по гидравлике велись вплоть до XV в. разрозненно, без связи между собой.

В XVI – XVII вв. в гидростатике был достигнут значительный прогресс, что было вызвано техническими запросами (строительством каналов, плотин, других гидротехнических сооружений, дальними океанскими плаваниями и т.д.). С.Стевин (1548 – 1620) в 1586 г. произвел расчет давления жидкости на дно и боковые стенки сосудов. В особую заслугу С.Стевину надо поставить открытие и разъяснение гидростатического парадокса. В 1612 г. Г.Галилей (1564 – 1642) сформулировал условия равновесия жидкости и теоретически подтвердил справедливость закона Архимеда о плавании тел в своей работе «Рассуждение о телах, пребывающих в воде». Вместе с Г.Галилеем основоположником классической гидростатики считается Б.Паскаль (1623 – 1662). Он первый оперирует представлением о передаче давления через жидкость и формулирует таким образом принцип гидравлического пресса, который служит основой конструирования многих гидравлических машин. Б.Паскаль переоткрыл явления гидростатического парадокса. И.Ньютон (1642 – 1727) высказал основные положения о внутреннем трении в жидкости.

Гидравлика как самостоятельная наука, возникла лишь в XVIII в. Ее основоположниками были академики Российской Академии наук М.В.Ломоносов (1711 – 1765 ), Л.Эйлер (1707 – 1783) и Д.Бернулли (1700 – 1782). М.В.Ломоносов впервые сформулировал закон сохранения вещества и энергии, а также выполнил ряд работ по прикладным вопросам механики жидкости. Л.Эйлер – основоположник классической гидромеханики, а Д.Бернулли – основоположник инженерной гидравлики.

С конца XVIII в. многие ученые и инженеры (А.Шези, А.Дарси, А.Базен, В.Вейсбах и др.) опытным путем изучали движение воды в различных частных случаях, в результате чего гидравлика обогатилась значительным числом эмпирических формул.

В XIX и начале XX в. гидравлика как самостоятельная наука быстро продвинулась вперед. В это время Н.П.Петров (1836 – 1920) опубликовал свои работы по гидродинамической теории смазки, являющейся одним из разделов гидродинамики. В развитии учения о движении жидкости (газов) велика роль Д.И.Менделеева (1834 – 1907), он впервые предсказал существование двух режимов течения жидкости, которые позднее были экспериментально подтверждены английским физиком О.Рейнольдсом (1842 – 1912). Н.Е.Жуковским (1847 – 1921) были выполнены исследования по гидравлическому удару в водопроводных трубах, а также ряд других исследований в области водоснабжения и гидротехники.

В XX в. быстрый рост гидротехники, теплоэнергетики, гидромашиностроения, а также авиационной техники привели к интенсивному развитию гидравлики, которое характеризуется синтезом теоретических и экспериментальных методов.

Большой вклад в развитие современной гидравлики внесли советские ученые Н.Н.Павловский (теория равномерного и неравномерного движения жидкости), А.Н.Колмогоров (теория турбулентности), С.А.Христианович (теория неустановившегося движения жидкости) и другие.

Отечественная наука в области объемного и гидродинамического привода всегда занимала и в настоящее время занимает ведущую роль.

В данном учебном пособии излагаются основные принципы и общие положения гидравлики, необходимые для понимания принципа действия, процессов, протекающих в гидромашинах и гидроприводе мобильных машин.

# 1. ЖИДКОСТЬ И ЕЕ ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА

## 1.1. Общие сведения о жидкости

Жидкость – физическое тело, обладающее свойством текучести и почти полным отсутствием сопротивления разрыва.

Текучесть жидкости – это отсутствие собственной формы, т.е. способность жидкости принимать форму сосуда, в который она помещена.

Жидкости в гидромеханике делят на два вида: капельные и газообразные. К капельным жидкостям относятся вода, нефть, бензин, ртуть, спирт, масло и др.

Эти жидкости в малых объемах принимают форму капли, а в больших для них характерно наличие поверхности раздела с газом – свободной поверхности.

Капельные жидкости характеризуются:

- большим сопротивлением сжатию (практически несжимаемы);
- малым сопротивлением растягивающим и касательным усилиям (незначительные силы сцепления и трения между частицами жидкости);
- незначительной температурной расширяемостью;
- наличием свободной поверхности – поверхности раздела между газообразной средой и жидкостью.

Газообразные жидкости – это легко сжимаемые газы (воздух, азот, кислород и др.).

В дальнейшем под термином «жидкость» будем понимать только капельную жидкость.

Существуют два понятия: реальная жидкость и идеальная жидкость.

Реальная жидкость – это жидкость, существующая в природе.

Идеальная жидкость – это несжимающаяся, нерасширяющаяся, обладающая абсолютной подвижностью частиц, отсутствием сил внутреннего трения.

Это понятие введено для облегчения решения задач гидромеханики.

## 1.2. Основные физические свойства жидкостей, единицы измерения

### 1.2.1. Единицы измерения

Используются различные системы измерения физических величин: СИ (международная), СГС (физическая) и МКГСС (техническая). В табл. 1.1 приведены основные величины и их единицы измерения.

Таблица 1.1

| Наименование величины               | СИ                                 | СГС                               | МКГСС                              |
|-------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| Длина                               | м                                  | см                                | м                                  |
| Масса                               | кг                                 | г                                 | кгс·с <sup>2</sup> /м              |
| Время                               | с                                  | с                                 | с                                  |
| Плотность                           | кг/м <sup>3</sup>                  | г/см <sup>3</sup>                 | кгс·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup> |
| Сила                                | Н (ньютон)                         | дин (дина)                        | кгс                                |
| Удельный вес                        | Н/м <sup>3</sup>                   | дин/см <sup>3</sup>               | кгс/м <sup>3</sup>                 |
| Работа, энергия                     | Дж (джоуль)                        | эрг                               | кгс·м                              |
| Мощность                            | Вт (ватт)                          | эрг/с                             | кгс·м/с                            |
| Давление                            | Па = Н/м <sup>2</sup><br>(паскаль) | дин/см <sup>2</sup>               | кгс/м <sup>2</sup>                 |
| Динамический коэффициент вязкости   | Н·с/м <sup>2</sup>                 | П=дин·с/см <sup>2</sup><br>(пуаз) | кгс·с/м <sup>2</sup>               |
| Кинематический коэффициент вязкости | м <sup>2</sup> /с                  | Ст=см <sup>2</sup> /с<br>(стокс)  | м <sup>2</sup> /с                  |

Это не все физические величины, небольшая часть, которая понадобится при изучении курса гидравлики.

Кроме рассмотренных систем единиц в современной литературе широко используются внесистемные единицы.

Рассмотрим, в частности, единицы, характеризующие давление:

1 бар = 10<sup>5</sup> Па;

1 мм.рт.ст. = 133,3224 Па;

1 мм. вод. ст. = 9,80665 Па = 10 Па (для учебных целей);

1 ат = 1 кгс/см<sup>2</sup> (техническая атмосфера) = 9,80665 · 10<sup>4</sup> Па;

1 атм – (физическая атмосфера) = 760 мм.рт.ст. = 1,033 кгс/см<sup>2</sup> = 1,01325 бар.

Будем пользоваться системой единиц СИ. Паскаль (Па) – очень малая величина и пользуются мегапаскалем (МПа).

$$1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па};$$

$$10 \text{ ат} = 1 \text{ МПа}.$$

Ознакомившись с системами единиц, перейдем к рассмотрению основных физических свойств жидкости.

### ***1.2.2. Плотность и удельный вес***

Основными физическими свойствами жидкостей являются: плотность, удельный вес, сжимаемость, вязкость. А для жидкостей, применяемых в гидроприводах, еще и смазывающая способность, физическая, механическая, химическая стабильность.

Распределение жидкости по объему характеризуется плотностью и удельным весом.

Плотность жидкости  $\rho$  – это отношение массы однородной жидкости к ее объему:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (1.1)$$

где  $m$  – масса жидкости;  $V$  – объем жидкости.

Понятие относительной плотности широко используется в гидравлике.

Относительной плотностью жидкости  $\rho_0$  называется отношение плотности жидкости к плотности воды  $\rho_B$ , взятой при  $t = 3,98 \text{ }^\circ\text{C}$ , т.е.

$$\rho_0 = \frac{\rho}{\rho_B}. \quad (1.2)$$

Относительная плотность – величина безразмерная.

Удельный вес жидкости  $\gamma$  – это отношение веса жидкости  $G$  к ее объему:

$$\gamma = \frac{G}{V}. \quad (1.3)$$

Между удельным весом и плотностью существует следующая связь: т.к. согласно закону Ньютона масса и вес связаны соотношением  $G = mg$ , где  $g$  – ускорение свободного падения, то

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g. \quad (1.4)$$

Относительный удельный вес жидкости  $\gamma_0$  при определенной температуре этой жидкости можно найти из равенства

$$\gamma_0 = \frac{\gamma_t}{\gamma_B}, \quad (1.5)$$

где  $\gamma_t$  – удельный вес жидкости, взятый при определенной температуре;  $\gamma_B$  – удельный вес воды, взятый при  $t = 3,98^\circ\text{C}$ .

Плотность, так же как и удельный вес, зависит от давления и температуры. Плотность и удельный вес жидкостей уменьшаются с повышением температуры и уменьшением давления. Вода в диапазоне от 0 до  $3,98^\circ\text{C}$  представляет исключение: при  $t = 3,98^\circ\text{C}$  вода характеризуется наибольшими значениями  $\rho$  и  $\gamma$ .

Следующее свойство: удельный объем.

Удельный объем – это величина, обратная плотности:

$$v = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m}. \quad (1.6)$$

Отсюда можем записать, что  $v \rho = 1$ .

Мы рассмотрели общие свойства жидкости..

### ***1.2.3. Сжимаемость жидкости***

Сжимаемость жидкости – это свойство жидкости изменять свой объем (плотность) при изменении давления и температуры.

Величина сжатия, зависящая от давления, характеризуется коэффициентом объемного сжатия  $\beta_v$  ( $\beta_p$ ).

Коэффициент объемного сжатия показывает относительное изменение объема жидкости, приходящееся на единицу изменения давления:

$$\beta_v = -\frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta p}, \quad (1.7)$$

где  $V_0$  – начальный объем жидкости (при начальном давлении  $p_0$ );  $\Delta V = V_p - V_0$  – изменение объема жидкости при изменении давления на величину  $\Delta p = p - p_0$ .

Знак «–» в формуле обусловлен тем, что положительному приращению давления соответствует отрицательное приращение (уменьшение) объема.

Единицы измерения  $\beta_v$ : СИ – м<sup>2</sup>/Н, СГС – см<sup>2</sup>/дин, МКГСС – м<sup>2</sup>/кгс.

Например, для минеральных масел, применяемых в гидроприводах, значения  $\beta_v$  (при  $t = 20$  °С) равны:  $\beta_v = 60,4 \cdot 10^{-11}$  м<sup>2</sup>/Н при 7 МПа,  $\beta_v = 44 \cdot 10^{-11}$  м<sup>2</sup>/Н при 70 МПа. Величина  $\beta_v$  весьма мала. В практических задачах изменением объема (плотности) при изменении давления пренебрегают. Однако обязательно учитывают при гидроударе, колебаниях жидкости.

Следующим параметром, характеризующим сжимаемость, является объемный модуль упругости.

Объемный модуль упругости  $E$  – это величина обратная коэффициенту объемного сжатия жидкости:

$$E = \frac{1}{\beta_v}. \quad (1.8)$$

Единицы измерения  $E$ : в системе СИ – Н/м<sup>2</sup>, СГС – дин/см<sup>2</sup>, МКГСС – кгс/м<sup>2</sup>.

Значения  $\beta_v$  и  $E$  зависят от давления и температуры, т.е.  $\beta_v = f(p, t)$ ,  $E = f(p, t)$ . Обычно с ростом давления значение  $E$  увеличивается, а с ростом температуры значение  $E$  уменьшается.

Различают адиабатический и изотермический модули объемной упругости жидкости. Адиабатический модуль упругости по величине больше изотермического и применяется при исследовании быстро – протекающих (динамических) процессов, т.е. когда отсутствует теплообмен из-за инерционности тепловых свойств жидкости. Изотермический модуль упругости является статическим показателем и используется при изучении статических и динамических низкочастотных процессов, когда температура жидкости очень медленно изменяется при медленном сжатии жидкости или остается постоянной:  $E_{ад} \cong 1,5E_{из}$ .

Модуль упругости минеральных масел, применяемых в гидроприводах, находится в пределах 1350...1750 МПа, а воды ~ 2000 МПа.

Следующий коэффициент, который рассмотрим, называется коэффициентом температурного расширения. Коэффициент темпера-

турного расширения показывает относительное изменение объема жидкости, приходящееся на единицу изменения температуры:

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta t}, \quad (1.9)$$

где  $\Delta V = V_t - V_0$  – изменение объема жидкости, вызванное изменением температуры на величину  $\Delta t = t - t_0$ .

Объем жидкости при нагревании до температуры  $t$  вычисляется по формуле

$$V_t = V_0(1 + \beta_t \Delta t) = V_0[1 + \beta_t(t - t_0)]. \quad (1.10)$$

Это следует учитывать при расчете емкостей.

Для минеральных масел, применяемых в гидроприводах,  $\beta_t \approx \approx 0,00006 \dots 0,00085 \text{ 1/}^\circ\text{C}$ .

Коэффициенты температурного расширения для жидкостей значительно выше их коэффициентов объемного сжатия, тем не менее, они также очень малы. Поэтому на практике для большинства инженерных расчетов их не учитывают.

Следующее важное свойство жидкости, которое рассмотрим, называется вязкостью.

#### ***1.2.4. Вязкость жидкости***

Вязкость – это свойство реальной жидкости оказывать сопротивление относительному перемещению (сдвигу) отдельных частиц или слоев жидкости при приложении внешних сил. Вязкость проявляется лишь при течении жидкости.

Рассмотрим поток жидкости (рис. 1.1), условно состоящий как бы из отдельных слоев. Обозначим оси в прямоугольной системе координат. По оси абсцисс отложим скорость частиц жидкости в слое  $V$ , а по оси ординат – расстояние между слоями  $y$ .

Если ось  $V$  находится на дне водоема, то скорость в точке  $O$  равна нулю. Слои жидкости движутся с различной скоростью. Скорости слоев изменяются по параболической кривой.

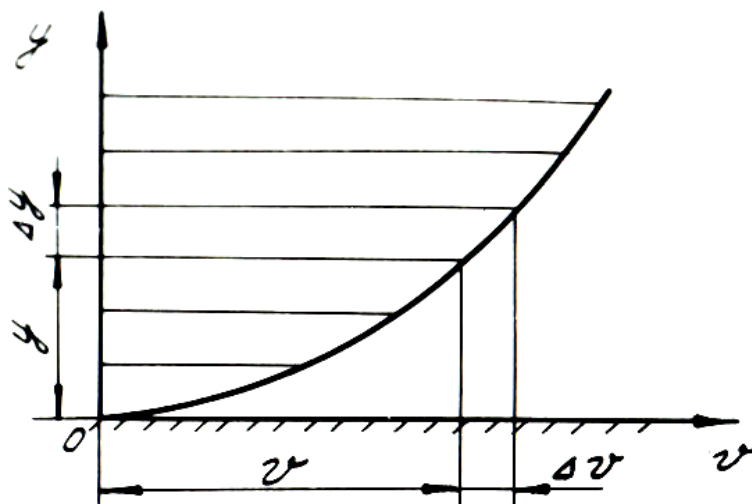


Рис. 1.1. Течение вязкой жидкости вдоль твердой стенки

При течении вязкой жидкости происходит проскальзывание между слоями жидкости, которое сопровождается возникновением касательных напряжений (напряжений трения).

Удельная сила трения – это сила внутреннего трения между слоями жидкости, приходящаяся на единицу поверхности.

Согласно гипотезе, высказанной И. Ньютоном в 1686 году и экспериментально обоснованной проф. Н.П.Петровым в 1883 году, удельная сила трения (касательные напряжения в жидкости  $\tau$ ) прямо пропорциональна поперечному градиенту скорости и зависит от рода жидкости.

Таким образом,  $\tau$  определяется по формуле (закон вязкого трения Ньютона)

$$\tau = \mu \frac{\Delta V}{\Delta y}, \quad (1.11)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости;  $\Delta V / \Delta y$  – поперечный градиент скорости. Градиент скорости характеризует изменение скорости, приходящееся на единицу длины между слоями в направлении оси  $y$ .

Градиент скорости показывает интенсивность сдвига слоев жидкости в данной точке.

Сила трения между слоями жидкости определяется по формуле

$$T = S\tau = S\mu \frac{\Delta V}{\Delta y}, \quad (1.12)$$

где  $S$  – площадь соприкасающихся слоев.

Единицы измерения  $\mu$ : СИ – Н·с/м<sup>2</sup>, СГС – П = дин·с/см<sup>2</sup>, МКГСС – кг·с/м<sup>2</sup>.

На практике наиболее часто пользуются не динамическим коэффициентом вязкости, а его отношением к плотности жидкости, называемым кинематическим коэффициентом вязкости.

Кинематический коэффициент вязкости  $\nu$  – это отношение динамического коэффициента вязкости к плотности жидкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.13)$$

Единицы измерения кинематического коэффициента вязкости  $\nu$ : СИ – м<sup>2</sup>/с, СГС – см<sup>2</sup>/с = 1 Ст (стокс).

Стокс – большая величина. На практике пользуются сотыми долями – сантистоксами: 1 сСт = 10<sup>-2</sup> Ст.

Значения вязкости приводятся в таблицах при определенной температуре жидкости (обычно при + 50 °С). Вязкость каплеобразных жидкостей зависит от рода жидкости, давления и температуры. От температуры вязкость зависит в сильной степени: при увеличении температуры вязкость уменьшается.

Зависимость вязкости от давления существенно проявляется лишь при относительно больших изменениях давления: вязкость увеличивается с ростом давления.

Индекс вязкости характеризует степень постоянства вязкости жидкости при изменении температуры. Чем выше индекс вязкости, тем более пологой является кривая зависимости вязкости от температуры (рис. 1.2). Наилучшей жидкостью является жидкость со стабильной вязкостью во всем интервале рабочих температур.

Индекс вязкости (ИВ) определяют, сравнивая кривую  $\nu = \nu(t)$  исследуемого масла с кривыми  $\nu_1 = \nu_1(t)$ ,  $\nu_2 = \nu_2(t)$  двух эталонных масел с одинаковой вязкостью  $\nu_{100}$  при  $t = 100$  °С. Первое из этих масел (кривая 1) имеет пологую характеристику и условно имеет ИВ = 100, а второе имеет крутую характеристику (кривая 2) и условно имеет ИВ = 0. Обычно для промышленных масел ИВ = 70...100, для загущенных ИВ = 120...180. Практически ИВ определяют по номограммам.

Вязкость жидкостей измеряют опытным путем при помощи вискозиметров. Наиболее распространенным является вискозиметр Энглера.

лера (рис. 1.3), который представляет цилиндрический сосуд  $\varnothing 106$  мм с короткой трубкой  $\varnothing 2,8$  мм, встроенной в дно.

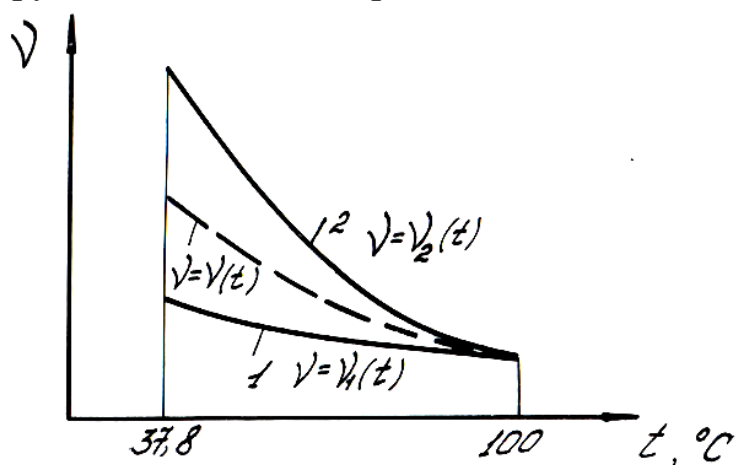


Рис. 1.2. Зависимость кинематического коэффициента вязкости от температуры

Время  $t$  истечения  $200 \text{ см}^3$  испытуемой жидкости из вискозиметра через эту трубку под действием силы тяжести, деленное на время  $t_{\text{вод}}$  истечения того же объема дистиллированной воды при  $20^\circ\text{C}$ , выражает вязкость в градусах Энглера:

$$^0E = \frac{t}{t_{\text{вод}}}, \quad (1.14)$$

где  $t_{\text{вод}} = 51,6 \text{ с}$ .

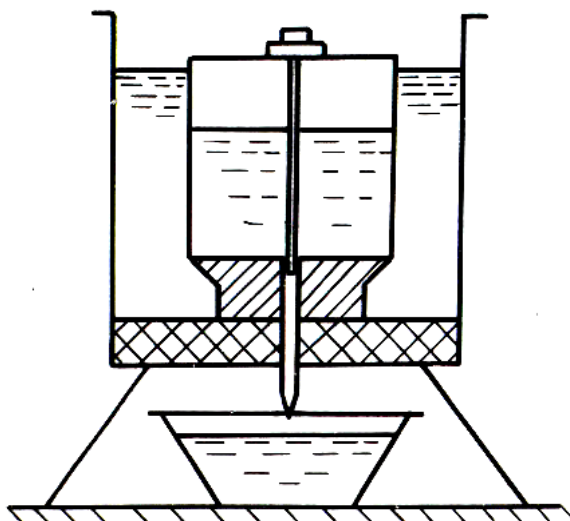


Рис. 1.3. Принципиальная схема вискозиметра Энглера

Для пересчета градусов Энглера в стоксы в случае минеральных масел применяют формулу Уббеллоде:

$$\nu = \left( 0,0731^{\circ\text{Е}} - \frac{0,0631}{^{\circ\text{Е}}} \right) \frac{\text{см}^2}{\text{с}}. \quad (1.15)$$

### 1.3. Особые состояния жидкости

#### 1.3.1. Растворение газов в жидкости

Все жидкости, в том числе и рабочие жидкости гидросистем обладают способностью растворять газ, а при определенных условиях выделять его в виде пузырьков.

Относительное количество газа, которое может раствориться в жидкости до ее насыщения, по закону Генри прямо пропорционально давлению на поверхности раздела, т.е.:

$$\frac{V_{\text{г}}}{V_{\text{ж}}} = k \frac{p}{p_0}, \quad (1.16)$$

где  $V_{\text{г}}$  – объем растворенного газа, приведенный к нормальным условиям  $p_0$ ,  $T_0$ ;  $V_{\text{ж}}$  – объем жидкости;  $p$  – давление;  $k$  – коэффициент растворимости.

Для воды коэффициент растворимости воздуха  $k = 0,016$ , для керосина  $k = 0,127$ , для минеральных масел  $k = 0,07 \dots 0,11$ .

Наличие газа в жидкости ухудшает или полностью исключает нормальную работу гидропривода, в частности, нарушается плавность движения приводимых узлов, понижается производительность насосов, появляется запаздывание действия гидропривода и др.

#### 1.3.2. Кавитация

Кавитацией называется выделение из жидкости паров и газа (местное закипание жидкости), обусловленное местным падением давления в потоке, с последующей конденсацией паров в области более высокого давления.

При кавитации нарушается неразрывность потока жидкости, происходят местные гидравлические удары с повышением давления до 100 МПа и выше.

Кавитация – крайне вредное явление, приводящее к разрушению элементов гидропривода.

Физическая стабильность жидкости – способность ее длительно сохранять свои первоначальные физические свойства (вязкость, плотность, смазывающую способность) при работе на высоких давлениях.

Механическая стабильность – способность жидкости работать при значительной вибрации без расслоения на компоненты.

Химическая стабильность жидкости – устойчивость жидкости к окислению кислородом воздуха. При окислении из жидкости выпадает осадок в виде смолы и коксоподобных веществ, которые, попадая в зазоры гидроаппаратов, парализуют их работу. Заращивание щелей гидроаппаратов называется облитерацией.

К рабочим жидкостям, применяемым в гидроприводах, предъявляют следующие основные требования:

- высокий индекс вязкости;

- хорошая смазывающая способность;

- физическая, механическая стабильность при хранении и эксплуатации.

## 2. ГИДРОСТАТИКА

Гидростатика – это раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкостей и их практические приложения (взаимодействие этой жидкости с ограничивающими ее поверхностями, равновесие твердых тел полностью или частично погруженных в жидкость).

Когда жидкость находится в равновесии, т.е. в состоянии покоя, то она характеризуется свойствами, очень близкими к свойствам идеальной жидкости.

Все задачи гидростатики, рассматриваемые с использованием понятия об идеальной жидкости, решаются с большой точностью.

### 2.1. Силы, действующие на жидкость, давление в жидкости

Вследствие текучести жидкости (подвижности ее частиц), в ней не могут действовать сосредоточенные силы, а возможно лишь действие сил непрерывно распределенных по ее объему (массе) или по поверхности.

**Жидкость, находящаяся в покое, подвергается действию внешних сил двух категорий: массовых сил и поверхностных сил.**

Массовые силы пропорциональны массе жидкости (а для однородных жидкостей и ее объему). Это силы тяжести и силы инерции.

Поверхностные силы – это силы, действующие на поверхности объемов жидкости. Эти силы обусловлены непосредственным воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или же воздействием других тел, соприкасающихся с данной жидкостью. Например, давление атмосферы на поверхность жидкости в открытом сосуде.

Как массовые, так и поверхностные силы обычно рассматривают в виде единичных сил. Массовые силы относят к единице массы, а поверхностные – к единице площади.

Так как массовая сила равна произведению массы на ускорение, то единичная массовая сила численно равна соответствующему ускорению.

Например, сила тяжести равна  $G = mg$ , единичная массовая сила равна  $m_G = \frac{G}{m} = \frac{mg}{m} = g$ .

Выполним рисунок, который поможет разобраться в том, что такое гидростатическое давление.

Рассмотрим некоторый объем покоящейся жидкости, находящейся в сосуде произвольной формы (рис. 2.1). Мысленно разделим этот объем на две части произвольной плоскостью  $OO$  и уберем I часть. Для сохранения равновесия II части к ней необходимо приложить силу  $R$ , действующую в общем случае на поверхность площадью  $S$  под некоторым углом к ней. Силу  $R$  можно разложить на нормальную  $F$  и тангенциальную  $T$  составляющие силы.

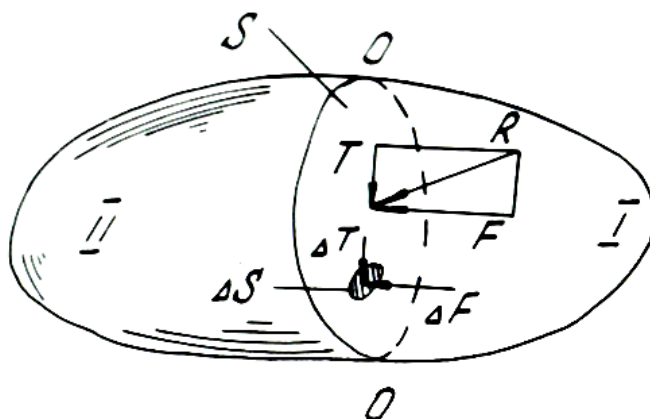


Рис. 2.1. Схема определения гидростатического давления

Нормальная составляющая – сила  $F$  – называется силой давления.

**Отношение силы давления к площади обозначается  $p_{\text{ср}}$  и называется средним гидромеханическим давлением, или давлением, т.е.**

$$p_{\text{ср}} = \frac{F}{S}. \quad (2.1)$$

Давление в данной точке равно пределу отношения  $\frac{\Delta F}{\Delta S}$  при  $\Delta S \rightarrow 0$  и обозначается  $p$ , т.е.

$$p = \lim \frac{\Delta F}{\Delta S}. \quad (2.2)$$

Касательные напряжения в жидкости, т.е. напряжения силы трения обозначаются  $\tau$  и определяются по формулам:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{T}{S}; \quad \tau = \lim \frac{\Delta T}{\Delta S}. \quad (2.3)$$

Когда жидкость находится в покое, то касательные напряжения отсутствуют и имеет место только гидромеханическое давление, которое называется гидростатическим давлением.

## 2.2. Свойства гидростатического давления

**Свойство 1.** Гидростатическое давление всегда направлено по внутренней нормали к площадке, на которую оно действует. Это следует из определения гидростатического давления, как единичной поверхностной силы давления.

**Свойство 2.** В любой точке жидкости гидростатическое давление по всем направлениям одинаково, оно не зависит от ориентации площадки, на которую действует.

Для доказательства этого свойства выделим в неподвижной жидкости некоторый элементарный объем в форме тетраэдра с ребрами  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  (рис. 2.2). Три грани тетраэдра лежат в координатных плоскостях, а наклонная грань является замыкающей. Обозначим через  $p_x$  гидростатическое давление, действующее на грань, нормальную к оси  $x$ , аналогично обозначим давления  $p_y$ ,  $p_z$ . Гидростатическое давление, действующее на наклонную грань, обозначим  $p_n$ , а площадь этой грани через  $S_n$ .

Помимо поверхностных сил на выделенный объем жидкости действует массовая сила. Проекции единичной массовой силы (т.е. ускорений) на оси координат обозначим  $g_x$ ,  $g_y$ ,  $g_z$ .

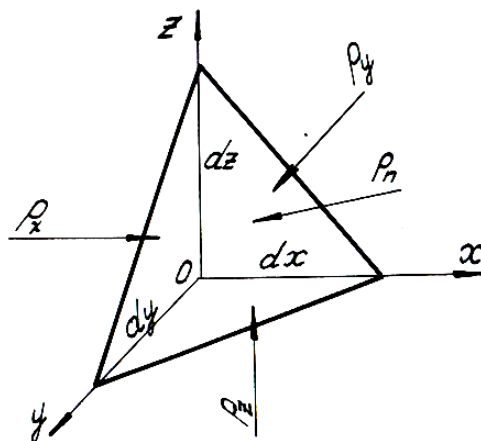


Рис. 2.2. Схема, иллюстрирующая свойства гидростатического давления

Составим уравнения равновесия выделенного объема жидкости. Из теоретической механики известно, что если тело находится в равновесии, то сумма проекций на оси  $x$ ,  $y$ ,  $z$  всех действующих на него сил равна нулю.

Для рассматриваемого тетраэдра можно записать условия равновесия:

$$\begin{cases} \frac{1}{2} p_x dydz - p_n S_n \cos(n^{\wedge}x) + \frac{1}{6} g_x \rho dx dy dz = 0; \\ \frac{1}{2} p_y dx dz - p_n S_n \cos(n^{\wedge}y) + \frac{1}{6} g_y \rho dx dy dz = 0; \\ \frac{1}{2} p_z dx dy - p_n S_n \cos(n^{\wedge}z) + \frac{1}{6} g_z \rho dx dy dz = 0. \end{cases} \quad (2.4)$$

Так как  $S_n \cos(n^{\wedge}x) = \frac{1}{2} dydz$ ;  $S_n \cos(n^{\wedge}y) = \frac{1}{2} dx dz$ ;  $S_n \cos(n^{\wedge}z) = \frac{1}{2} dx dy$ , то разделив первое уравнение системы (2.4) на  $\frac{1}{2} dydz$ , получим уравнение

$$p_x - p_n + \frac{1}{3} g_x \rho dx = 0. \quad (2.5)$$

При стремлении размеров тетраэдра к нулю ( $dx \rightarrow 0$ ) последний член уравнения стремится к нулю. Следовательно, в пределе получим  $p_x = p_n$ .

Аналогично находим  $p_y = p_n$ ;  $p_z = p_n$ .

$$\text{Или} \quad p_x = p_y = p_z = p_n. \quad (2.6)$$

Так как размеры тетраэдра  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  взяты произвольно, то и наклон площадки  $S_n$  произволен и, следовательно, в пределе при стягивании тетраэдра в точку давление в этой точке по всем направлениям будет одинаково.

### 2.3. Дифференциальные уравнения равновесия жидкости (уравнения Эйлера)

В прямоугольной системе координат с осями  $x$ ,  $y$ ,  $z$  рассмотрим элементарный объем жидкости в форме прямоугольного параллелепипеда с ребрами, параллельными координатным осям и соответственно равными  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  (рис. 2.3). В центре параллелепипеда возьмем точку  $A$  с координатами  $x$ ,  $y$ ,  $z$ .

Покажем, что на левую грань действует гидростатическое давление  $p_l$ , на правую  $p_n$ . Покажем, что вдоль оси  $x$  действует градиент давления  $\partial p / \partial x$ . Проекции единичной массовой силы (ускорений) на оси координат обозначим  $g_x$ ,  $g_y$ ,  $g_z$ . Окружающая жидкость заменяется силами, действующими на все грани параллелепипеда.

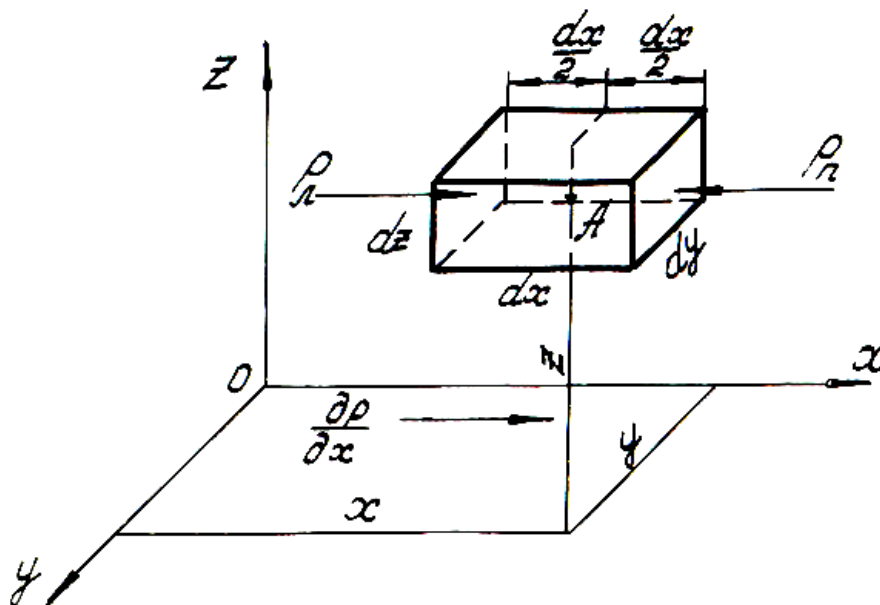


Рис. 2.3. Схема к выводу дифференциального уравнения равновесия жидкости

Предположим, что в точке  $A$  действует давление  $p$ , тогда на боковые грани действуют давления:

$$p_l = p - \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x}; \quad (2.7)$$

$$p_n = p + \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (2.8)$$

Соответствующие силы, действующие на левую и правую грани, могут быть определены следующим образом:

$$F_{\text{л}} = \left( p - \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x} \right) dz dy; \quad (2.9)$$

$$F_{\text{п}} = \left( p + \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x} \right) dz dy. \quad (2.10)$$

Кроме поверхностных сил на выделенный элементарный объем жидкости действуют также массовые силы. Так, вдоль оси  $x$  действует ускорение  $g_x$  и вызывает массовую силу  $F_x$ :

$$F_x = g_x m = g_x \rho dx dy dz. \quad (2.11)$$

Объем жидкости находится в покое (равновесии), следовательно, сумма проекций всех сил на ось  $x$  равна нулю, т.е.

$$\left( p - \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy dz - \left( p + \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy dx + g_x \rho dx dy dz = 0. \quad (2.12)$$

Проведя алгебраические преобразования, получим

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho g_x. \quad (2.13)$$

Аналогично можно рассмотреть равновесие элементарного объема жидкости по осям  $y, z$ . В результате получим систему трех дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = \rho g_x; \\ \frac{\partial p}{\partial y} = \rho g_y; \\ \frac{\partial p}{\partial z} = \rho g_z. \end{cases} \quad (2.14)$$

Полученные уравнения представляют собой общие условия равновесия жидкости в дифференциальной форме. Система дифференциальных уравнений гидростатики называется уравнениями Эйлера. Получены Леонардом Эйлером в 1755 году.

Из уравнений видно, что приращение гидростатического давления в направлении какой-либо координатной оси равно произведению плотности на проекцию результирующего ускорения на ту же ось, т.е. **приращение давления в покоящейся жидкости происходит за счет массовых сил.**

Умножим уравнения системы (2.14) соответственно на  $dx$ ,  $dy$  и  $dz$  и сложим почленно, получим

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho(g_x dx + g_y dy + g_z dz). \quad (2.15)$$

Левая часть уравнения представляет собой полный дифференциал давления  $dp$ . В окончательном виде запишем, что

$$dp = \rho(g_x dx + g_y dy + g_z dz). \quad (2.16)$$

Полученное уравнение (2.16) выражает функциональную зависимость давления от плотности жидкости и координат точек в пространстве и позволяет определить величину давления в любой точке жидкости, находящейся в равновесии.

Уравнение (2.16) называется приведенным дифференциальным уравнением равновесия жидкости.

## 2.4. Уравнение поверхности равного давления

Поверхность равного давления – это поверхность, во всех точках которой давления равны, т.е. если  $p = \text{const}$ , то  $dp = 0$ .

Запишем уравнение (2.16) для поверхности равного давления. Уравнение поверхности равного давления имеет вид:

$$g_x dx + g_y dy + g_z dz = 0. \quad (2.17)$$

Частным случаем такой поверхности является свободная поверхность – поверхность раздела жидкости и газообразной среды.

## 2.5. Основное уравнение гидростатики

Выведем основное уравнение гидростатики, используя приведенное дифференциальное уравнение равновесия жидкости (2.16), рассмотрев частный случай равновесия, когда жидкость находится под действием только сил тяжести.

В прямоугольной системе координат рассмотрим объем жидкости в виде параллелепипеда (рис. 2.4). На свободную поверхность действует внешнее давление  $p_0$ . На каком-то расстоянии  $z$  от основания рассмотрим сечение параллелепипеда плоскостью, параллельной ос-

нованию. В центре сечения возьмем точку  $A$  и давление, которое действует в этой точке, обозначим  $p$ .

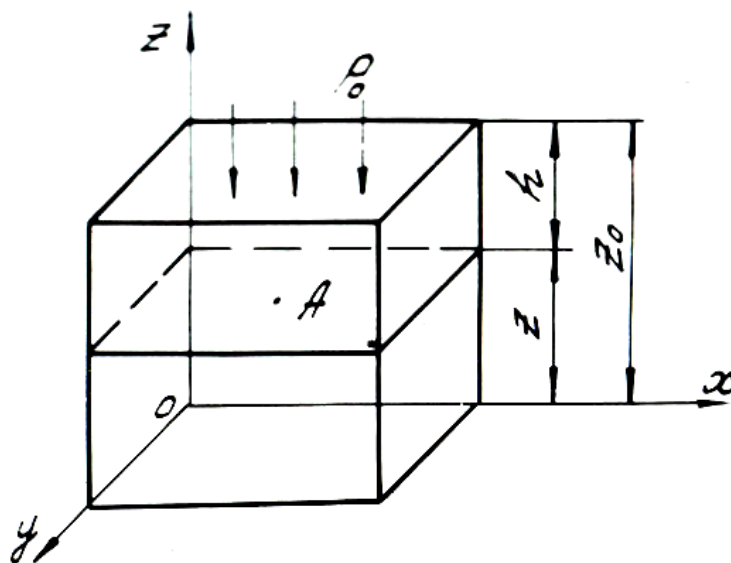


Рис. 2.4. Схема к выводу основного уравнения гидростатики

Жидкость в неподвижном сосуде находится в поле действия сил тяжести. Аналитически это будет выглядеть таким образом:

$$g_x = 0; \quad g_y = 0; \quad g_z = -g, \quad (2.18)$$

где  $g_x$ ,  $g_y$ ,  $g_z$  – проекции ускорений на оси координат;  $g$  – ускорение свободного падения.

Подставим значения ускорений в дифференциальное уравнение жидкости (2.16), получим

$$dp = -\rho g dz. \quad (2.19)$$

Проинтегрируем полученное выражение, получим

$$p = -\rho g z + c, \quad (2.20)$$

где  $c$  – постоянная интегрирования.

Постоянную интегрирования найдем из условия, записанного для свободной поверхности, т.е. при  $z = z_0$ ;  $p = p_0$ :

$$p_0 = -\rho g z_0 + c,$$

отсюда

$$c = p_0 + \rho g z_0. \quad (2.21)$$

Подставим уравнение (2.21) в уравнение (2.20), получим

$$p = -\rho g z + p_0 + \rho g z_0. \quad (2.22)$$

После преобразований получим

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g} = \text{const.} \quad (2.23)$$

Сумма  $z + \frac{p}{\rho g}$  называется гидростатическим напором.

Координата  $z$  – геометрический напор (геометрическая высота).

Величина  $\frac{p}{\rho g} = \frac{p}{\gamma}$  – пьезометрический напор (пьезометрическая высота).

Как видно из уравнения (2.23), гидростатический напор есть величина постоянная для всего объема неподвижной жидкости.

Из уравнения (2.22) получим основное уравнение гидростатики:

$$p = p_0 + \rho g h. \quad (2.24)$$

**Таким образом, давление в точке покоящейся жидкости зависит от плотности жидкости  $\rho$ , расстояния точки от свободной поверхности  $h$  и давления  $p_0$ , действующего на свободную поверхность жидкости.**

## 2.6. Давление абсолютное, избыточное (манометрическое) и вакуумметрическое

В открытых сосудах на свободную поверхность жидкости действует атмосферное давление, которое будем обозначать  $p_{\text{ат}}$ . В этом случае основное уравнение гидростатики можно записать так:

$$p = p_{\text{ат}} + \rho g h, \quad (2.25)$$

где  $p$  – абсолютное или полное давление в точке.

То есть гидростатическое давление, определяемое по выражению основного закона гидростатики, называется абсолютным давлением.

Рассмотрим два случая.

1. Если  $p > p_{\text{ат}}$ .

Разность между абсолютным давлением и атмосферным называется избыточным или манометрическим давлением:

$$p_{\text{м}} = p - p_{\text{ат}}. \quad (2.26)$$

Давление  $p_{\text{м}}$  может изменяться от нуля до бесконечности.

2. Если  $p < p_{\text{ат}}$ .

Разность между атмосферным давлением и абсолютным, когда последнее меньше атмосферного, называется вакуумметрическим давлением (или давлением разряжения):

$$p_B = p_{ат} - p. \quad (2.27)$$

Оно показывает недостаток давления в данной точке до атмосферного. Давление  $p_B$  может изменяться от нуля до  $p_{ат}$ .

## 2.7. Эпюры давления

Эпюры давления – это графическое изображение распределения давления вдоль какого-либо контура или поверхности (рис. 2.5).

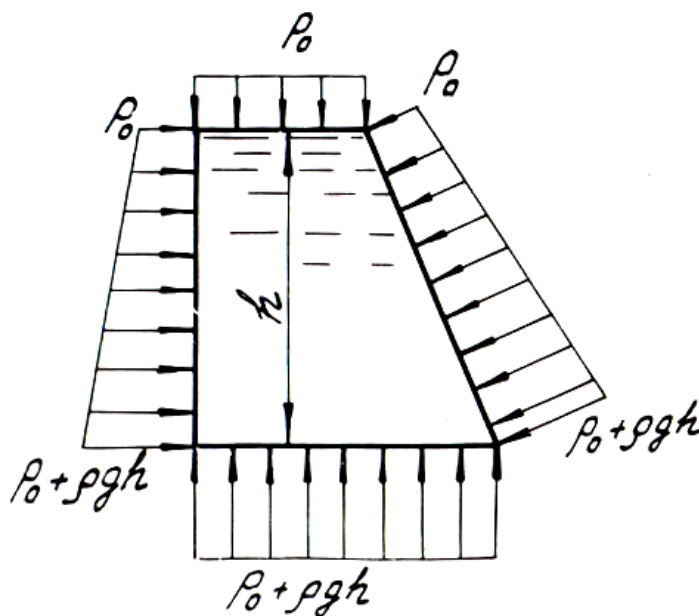


Рис. 2.5. Эпюра давления в сосуде с жидкостью

## 2.8. Закон Паскаля

Согласно закону Паскаля, **внешнее давление, производимое на жидкость, заключенную в закрытом сосуде, передается жидкостью во все точки без изменения.**

Пусть в сосуде с жидкостью (рис. 2.6) имеется поршень, на который оказывает давление сила  $F$ .

Тогда давление на жидкость от силы  $F$  определяется по формуле

$$p_F = \frac{F}{S}, \quad (2.28)$$

где  $S$  – площадь поршня.

Давления в точках  $A$ ,  $B$ ,  $C$  ( $p_A$ ,  $p_B$ ,  $p_C$ ) в соответствии с основным законом гидростатики запишутся следующим образом:

$$\begin{aligned} p_A &= p_F + \rho g h_A; \\ p_B &= p_F + \rho g h_B; \\ p_C &= p_F + \rho g h_C. \end{aligned} \quad (2.29)$$

Из уравнений (2.29) видно, что давление в различных точках имеет различное значение, но составляющая от внешнего давления во всех точках одинакова, следовательно, закон Паскаля доказан.

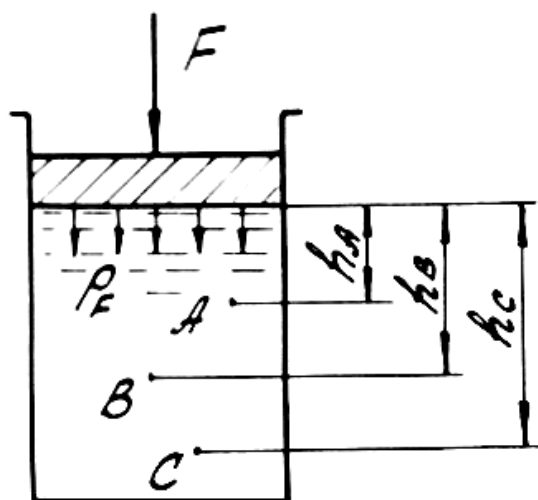


Рис. 2.6. Схема к выводу закона Паскаля

Закон Паскаля лежит в основе всех гидравлических машин объемного действия. Он имеет широкое применение в технике. Используется в механизмах, действие которых основано на передаче давления внутри жидкости. Это гидравлические прессы, тормоза, подъемники и др.

Использование закона Паскаля в технике рассмотрим на примере работы гидравлического пресса, который состоит из двух камер, соединенных между собой гидрوليнией (рис. 2.7).

В каждой из камер имеется по поршню. В меньшей камере установлен поршень 1 площадью  $S_1$ , в большей камере 2 – площадью  $S_2$ .

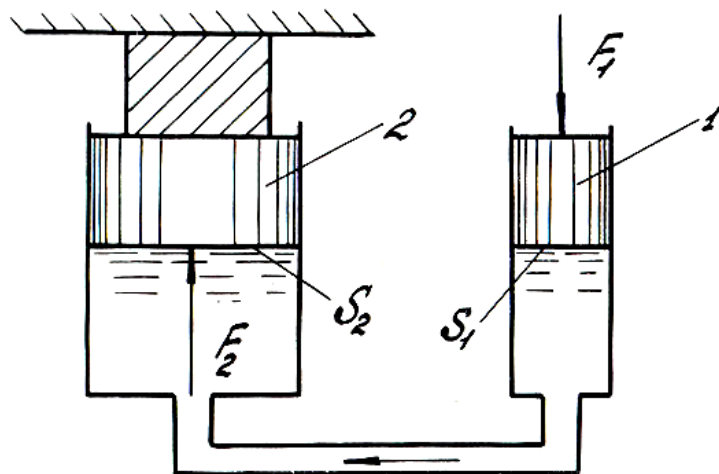


Рис. 2.7. Принципиальная схема гидравлического пресса

Если к поршню 1 приложить силу  $F_1$ , то в жидкости под поршнем создается давление  $p_1 = F_1 / S_1$ .

Согласно закону Паскаля, это давление передается во все точки жидкости, в том числе в основание поршня 2. Оно создает силу  $F_2$ , равную  $F_2 = p_1 S_2$ .

Таким образом,  $F_2 = p_1 S_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1}$ . Следовательно, сила  $F_2$  во столько раз больше силы  $F_1$ , во сколько раз площадь  $S_2 > S_1$ .

## 2.9. Сила давления жидкости на плоскую стенку

В практике часто требуется знать, с какой силой жидкость давит на стенку сосуда и точку приложения этой силы.

Рассмотрим сосуд с плоской боковой стенкой, наклоненной к горизонту под углом  $\alpha$  (рис. 2.8). Вычислим силу давления  $F$ , действующую со стороны жидкости на определенную фигуру площадью  $S$ .

Ось  $x$  направим по линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью жидкости, а ось  $y$  перпендикулярно этой линии в плоскости стенки.

Выделенную фигуру вращаем вместе с плоскостью  $xy$  до ее совмещения с плоскостью чертежа.

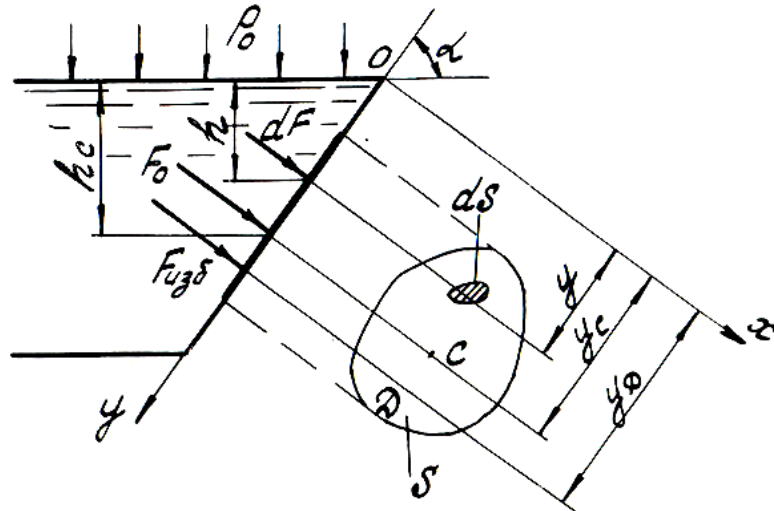


Рис. 2.8. Схема определения силы давления жидкости на плоскую стенку

Обозначим через  $p_0$  давление на свободной поверхности;  $h$  – глубину расположения элементарной площадки;  $C$  – центр тяжести фигуры.

Для определения силы давления  $F$  используем основное уравнение гидростатики (2.24).

Выразим элементарную силу давления  $dF$ , приложенную к бесконечно малой площадке  $dS$ :

$$dF = p dS = (p_0 + \rho g h) dS. \quad (2.30)$$

Заметим, что  $h = y \sin \alpha$ .

Для определения полной силы давления  $F$  проинтегрируем полученное выражение (2.30) по всей площади  $S$ , получим

$$F = p_0 \int_S dS + \rho g \int_S h dS = p_0 S + \rho g \sin \alpha \int_S y dS. \quad (2.31)$$

Интеграл  $\int_S y dS$  является статическим моментом площади  $S$  относительно оси  $x$  и равен произведению площади фигуры на координату центра тяжести  $y_c$ , т.е.  $\int_S y dS = y_c S$ .

Следовательно,

$$F = p_0 S + \rho g \sin \alpha y_c S = p_0 S + \rho g h_c S = (p_0 + \rho g h_c) S = p_c S. \quad (2.32)$$

То есть полная сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению площади стенки на гидростатическое давление  $p_c$  в центре тяжести этой площади.

Рассмотрим вопрос о точке приложения силы давления, т.е. определим центр давления.

Так как внешнее давление  $p_0$ , действующее на свободную поверхность, передается всем точкам площади  $S$  одинаково, то его равнодействующая сила  $F_0$  будет приложена в центре тяжести фигуры  $S$ .

Для нахождения точки приложения силы избыточного давления  $F_{изб} = \rho g h_c S$  (точка Д) воспользуемся уравнением механики, согласно которому момент равнодействующей силы давления относительно оси  $x$  равен сумме моментов составляющих сил, т.е.

$$F_{изб} y_D = \int_S y dF_{изб}. \quad (2.33)$$

Запишем значения  $F_{изб}$  и  $dF_{изб}$ :

$$F_{изб} = \rho g h_c S = \rho g y_c \sin \alpha S; \quad (2.34)$$

$$dF_{изб} = \rho g h dS = \rho g y \sin \alpha dS. \quad (2.35)$$

Подставляя значения  $F_{изб}$  и  $dF_{изб}$  в уравнение (2.33), получим

$$\rho g y_c \sin \alpha S y_D = \int_S \rho g \sin \alpha y^2 dS. \quad (2.36)$$

Решаем его относительно  $y_D$ :

$$y_D = \frac{\int_S y^2 dS}{y_c S} = \frac{I_x}{y_c S}, \quad (2.37)$$

где  $I_x$  – момент инерции площади фигуры  $S$  относительно оси  $x$ .

Учитывая, что  $I_x = I_{ox} + y_c^2 S$ , где  $I_{ox}$  – момент инерции площади фигуры  $S$  относительно центральной оси, параллельной  $x$ , получим

$$y_D = y_c + \frac{I_{ox}}{y_c S}. \quad (2.38)$$

Таким образом, точка приложения силы  $F_{изб}$  расположена ниже центра тяжести площади фигуры.

Если давление  $p_0$  равно атмосферному ( $p_0 = p_{ат}$ ) и воздействует на стенку с обеих сторон, то точка Д и будет центром давления.

Если  $p_0 > p_{ат}$ , но действует на стенку только с одной стороны, то центр давления находится по правилам механики, как точка приложения двух сил  $F_0 = p_0 S$  и  $F_{изб} = \rho g h_c S$ .

Чем больше  $p_0$ , тем очевидно, центр давления будет находиться ближе к центру тяжести площади  $S$ .

Если  $\alpha = 0$  (горизонтальное дно сосуда), то сила давления на дно будет равна  $F = (p_0 + \rho g H) S$ .

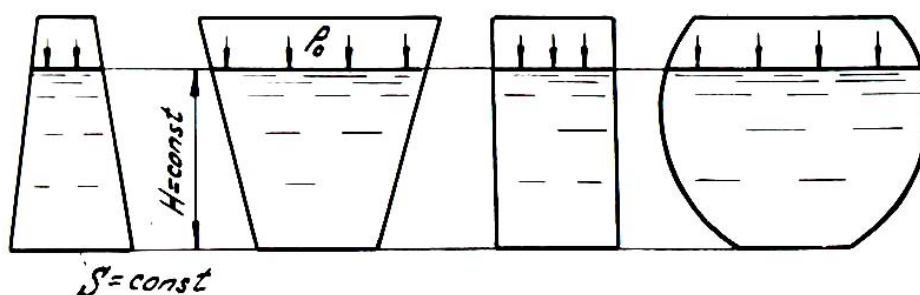


Рис. 2.9. Схема, иллюстрирующая гидростатический парадокс

Вывод: различные по форме сосуды, имеющие одинаковые площади днища и заполненные одинаковой жидкостью на одну и ту же высоту (рис. 2.9), будут иметь одинаковую силу давления на дно, независимо от формы сосуда и количества находящейся в нем жидкости (гидростатический парадокс).

## 2.10. Сила давления жидкости на криволинейную стенку

Задача о силе давления жидкости на криволинейную поверхность в общем случае сводится к определению трех составляющих суммарной силы давления и трех моментов.

На практике чаще всего приходится иметь дело с цилиндрическими или сферическими поверхностями, имеющими плоскость симметрии.

Определение силы давления в этом случае сводится к определению составляющих сил давления по осям координат, а затем и равнодействующей.

Рассмотрим сосуд с жидкостью, имеющий цилиндрическую поверхность АВ с образующей, перпендикулярной плоскости чертежа (рис. 2.10) и определим силу давления жидкости на эту поверхность.

Выделим объем жидкости ABCD, ограниченный рассматриваемой поверхностью АВ, вертикальными поверхностями СВ и АД и свободной поверхностью жидкости.

Покажем действующие силы на выделенный объем жидкости и рассмотрим условия равновесия выделенного объема жидкости в вертикальном и горизонтальном направлениях.

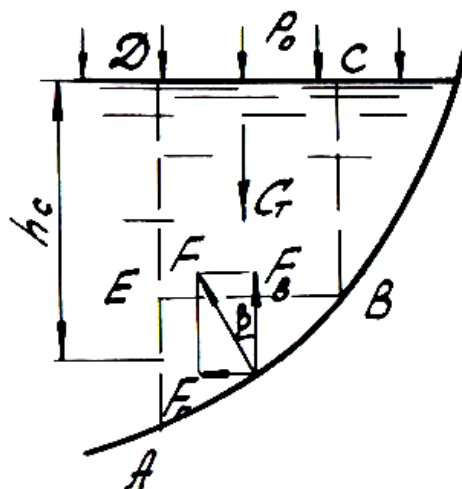


Рис. 2.10. Схема определения силы давления жидкости на стенку

Запишем условие равновесия объема жидкости (ABCD) в вертикальном направлении:

$$p_0 S_{\Gamma} + G - F_B = 0, \quad (2.39)$$

где  $S_{\Gamma}$  – площадь горизонтальной проекции поверхности АВ;  $G = \rho g V$  – сила тяжести выделенного объема жидкости, здесь  $V$  – объем жидкости;  $F_B$  – вертикальная составляющая силы давления.

Из данного уравнения следует, что

$$F_B = p_0 S_{\Gamma} + G. \quad (2.40)$$

Вертикальная составляющая силы давления жидкости на криволинейную стенку равна силе тяжести жидкости в объеме  $V$ , называемом телом давления, и силе давления, действующей на свободную поверхность жидкости.

Тело давления – это объем, ограниченный рассматриваемой криволинейной стенкой, смоченной жидкостью, вертикальной цилиндри-

ческой поверхностью, проведенной через контур этой стенки и горизонтальной плоскостью, проведенной по свободной поверхности жидкости.

Условие равновесия того же объема жидкости в горизонтальном направлении запишем с учетом того, что силы давления жидкости на поверхности ДЕ и СВ взаимно уравновешиваются и остается лишь сила давления на поверхность АЕ, т.е.

$$F_{AE} - F_{\Gamma} = 0, \quad (2.41)$$

где  $F_{AE} = p_0 S_B + \rho g h_c S_B$  – сила давления жидкости на поверхность АЕ, имеющую площадь, равную площади вертикальной проекции поверхности АВ –  $S_B$ , здесь  $h_c$  – глубина расположения центра тяжести поверхности АЕ под уровнем свободной поверхности жидкости.

Из данного условия равновесия (2.41) следует, что

$$F_{\Gamma} = p_0 S_B + \rho g h_c S_B. \quad (2.42)$$

Определив вертикальную и горизонтальную составляющие полной силы давления, найдем эту силу:

$$F = \sqrt{F_B^2 + F_{\Gamma}^2}. \quad (2.43)$$

Угол направления  $\beta$  находится из соотношения  $\operatorname{tg} \beta = \frac{F_{\Gamma}}{F_B}$ :

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{F_{\Gamma}}{F_B}. \quad (2.44)$$

Когда жидкость расположена снизу поверхности АВ (рис. 2.11), гидростатическое давление во всех точках поверхности АВ имеет те же значения, что и в предыдущем случае, но направления их будут противоположны.

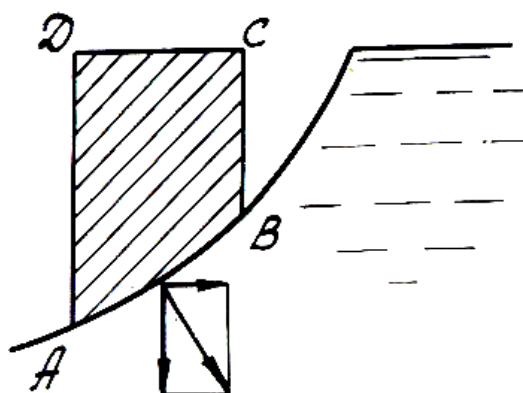


Рис. 2.11. Схема к расчету силы давления жидкости на стенку

Силы  $F_B$  и  $F'_B$  определяются по формулам (2.40), (2.42), но направлены будут противоположно. Под  $G$  понимается сила тяжести жидкости в объеме, равном  $ABCD$ , хотя и не заполненном жидкостью.

## 2.11. Закон Архимеда

В покоящуюся жидкость погружено тело произвольной формы объемом  $V$  (рис. 2.12). Горизонтальной плоскостью разделим тело на две части: верхнюю с криволинейной поверхностью  $ACB$  и нижнюю с поверхностью  $AC'B$ . Определим вертикальные составляющие силы давления жидкости, действующие на поверхность тела.

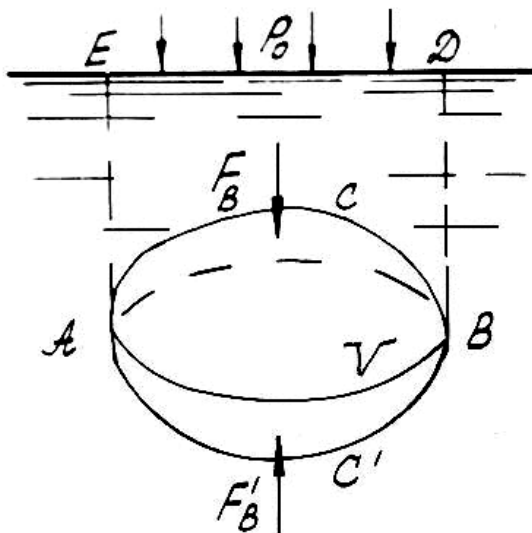


Рис. 2.12. Схема к выводу закона Архимеда

На поверхность тела  $ACB$  действует сила  $F_B$ :

$$F_B = p_0 S_\Gamma + \rho g V_{ACBDE}, \quad (2.45)$$

где  $S_\Gamma$  – площадь горизонтальной проекции поверхности  $ACB$ ;  $V_{ACBDE}$  – объем жидкости над телом.

На поверхность  $AC'B$  действует сила  $F'_B$ :

$$F'_B = p_0 S_\Gamma + \rho g V_{AC'BDE}. \quad (2.46)$$

где  $V_{AC'BDE}$  – объем тела давления,  $V_{AC'BDE} = V_{ACBDE} + V_{AC'BC}$ , здесь  $V_{AC'BC}$  – объем жидкости,  $V_{AC'BC} = V$ .

Таким образом, тело находится под действием вертикальных сил, результирующая которых будет равна

$$F_A = F'_B - F_B = \rho g V_{AC'BC} = \rho g V. \quad (2.47)$$

Сила  $F_A$  называется архимедовой силой или силой поддержания. Таким образом, получено математическое выражение закона Архимеда, которое формулируется следующим образом: **«Тело, погруженное в жидкость, теряет в своем весе столько, сколько весит вытесненная им жидкость»**.

Тело, погруженное в жидкость, находится под действием двух сил: силы тяжести  $G$  и архимедовой силы  $F_A$ .

Тело тонет, если сила тяжести больше архимедовой силы, т.е. при  $G > F_A$ .

Тело находится в состоянии равновесия (плавает), когда  $G = F_A$ .

Тело всплывает, если  $F_A > G$ .

## 4. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Предположение о существовании двух режимов движения жидкости впервые высказал Д.И.Менделеев в 1880 г., а через 3 года английский физик Осборн Рейнольдс экспериментально подтвердил существование двух режимов. Режимы были названы **ламинарным** и **турбулентным**.

Схема установки О.Рейнольдса приведена на рис. 4.1.

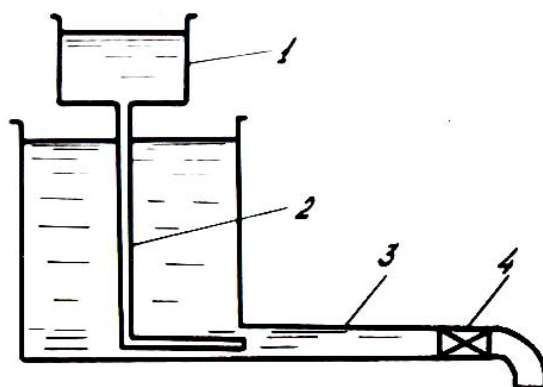


Рис. 4.1. Принципиальная схема установки Рейнольдса

Рейнольдс пропускал воду через стеклянные трубки разного диаметра, регулируя скорость движения воды краном 4. По тонкой трубке 2 к потоку подводилась окрашенная жидкость из сосуда 1. Опыты показали, что при малых скоростях движения воды в трубке 3 окрашенная жидкость движется в виде тонкой струйки внутри нее, не перемешиваясь с водой (**ламинарный режим**). Наблюдается такая картина движения воды (рис. 4.2).

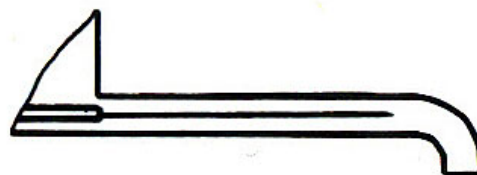


Рис. 4.2. Схема ламинарного режима

После достижения определенной для данных условий опыта скорости движения воды движение частиц жидкости приобретает беспорядочный характер. Струйка окрашенной жидкости разрушается, размывается, от чего вся вода в трубке окрашивается, наступает **турбу-**

**лентный режим.** Наблюдается следующая картина движения воды (рис. 4.3).

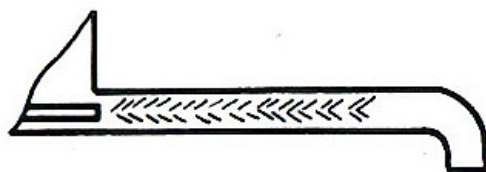


Рис. 4.3. Схема турбулентного режима

Таким образом, в ламинарном режиме жидкость движется струйчато или слоисто, без перемешивания. В турбулентном режиме частицы жидкости движутся хаотично, струйки быстро разрушаются.

Рейнольдс установил, что критерием режима движения жидкости является безразмерная величина, которая впоследствии была названа числом Рейнольдса  $Re$ .

В общем случае число Рейнольдса  $Re$  определяют по формуле

$$Re = \frac{vD_r}{\nu}, \quad (4.1)$$

где  $v$  – средняя скорость потока;  $D_r$  – гидравлический диаметр сечения,  $D_r = 4R_r$ ;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Для потоков в трубах круглого сечения число  $Re$  определяется по формуле

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (4.2)$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубы.

Значение числа Рейнольдса, соответствующее переходу ламинарного режима движения жидкости в турбулентный и наоборот, называется критическим числом Рейнольдса  $Re_{кр}$ .

Если  $Re > Re_{кр}$  – режим турбулентный.

Если  $Re < Re_{кр}$  – режим ламинарный.

Значения  $Re_{кр}$  различны для определенных элементов гидропривода. Для жесткой трубы круглого сечения  $Re_{кр} = 2320$ .

В табл. 4.1 приведены значения  $Re_{кр}$  для различных элементов гидропривода.

Таблица 4.1

| Элемент гидропривода             | $Re_{кр}$ |
|----------------------------------|-----------|
| Труба круглого сечения (жесткая) | 2320      |
| Гибкий рукав или шланг           | 1600      |
| Концентрическая гладкая щель     | 1100      |
| Краны                            | 550–750   |
| Расходные окна золотников        | 260       |
| Плоские и конусные клапаны       | 20–100    |
| Фильтр сетчатый                  | 460       |

#### 4.1. Ламинарный режим движения жидкости

Ламинарный режим движения жидкости характеризуется струйчатым, параллельным, упорядоченным движением жидкости без перемешивания. Для этого режима все закономерности могут быть выведены аналитически. Теория ламинарного режима основывается на законе вязкого трения Ньютона (см. формулу (1.11)).

##### 4.1.1. Закон распределения скоростей по сечению в ламинарном потоке

Рассмотрим установившееся ламинарное движение жидкости в горизонтальной цилиндрической трубе с внутренним радиусом  $r$  (рис. 4.4). Выделим в ней часть потока длиной  $\ell$  между сечениями 1 и 2. В потоке жидкости выделим элементарный цилиндрический объем жидкости радиусом  $y$ , соосный с трубой и имеющий основание в выбранных сечениях.

Введем обозначения:  $u$  – скорость поверхностного слоя элементарного объема;  $T$  – сила внутреннего трения на боковой поверхности элементарного объема;  $p_1$ ,  $p_2$  – давления, действующие на сечения выделенного объема;  $F_1$ ,  $F_2$  – силы давления.

Запишем действующие силы на элементарный объем жидкости.

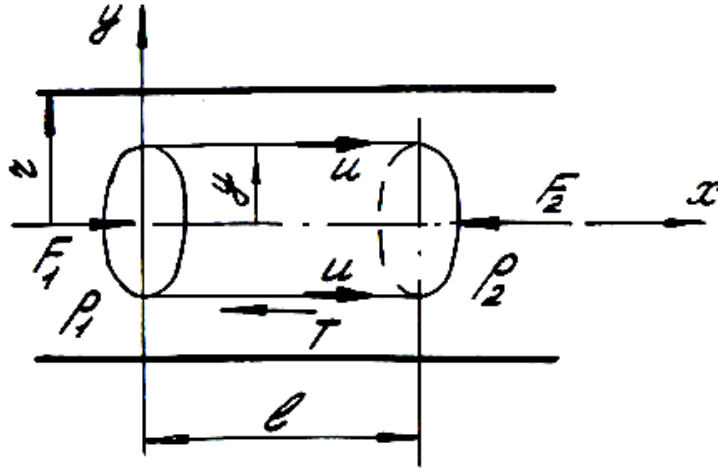


Рис. 4.4. Схема к определению закона распределения скоростей

Сила внутреннего трения может быть найдена по формуле (1.12):

$$T = -\mu S \frac{du}{dy}, \quad (4.3)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости,  $\mu = \rho \nu$ ;  $S$  – площадь боковой поверхности элементарного объема, здесь  $S = 2\pi y l$ .

Получим

$$T = -2\pi y l \nu \rho \frac{du}{dy}. \quad (4.4)$$

Знак минус в формуле (4.3) означает, что  $\frac{du}{dy} < 0$ , т.е. с увеличением  $y$  скорость  $u$  уменьшается.

Движущей силой является в данном случае сила давления  $F$ :

$$F = F_1 - F_2 = (p_1 - p_2) \pi y^2. \quad (4.5)$$

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1 и 2, учитывая, что труба расположена горизонтально, а за плоскость сравнения принята ось трубы, т.е.  $z_1 = z_2 = 0$ . Скорость  $u$  и коэффициент  $\alpha$  вдоль потока являются неизменными ввиду постоянства диаметра трубы.

Тогда можем записать уравнение

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + h_{\text{пот}}. \quad (4.6)$$

Откуда

$$p_1 - p_2 = \gamma h_{\text{пот}} = \rho g h_{\text{пот}}. \quad (4.7)$$

Учитывая, что гидравлический уклон характеризует величину потерь напора на единицу длины ( $i = h_{\text{пот}} / \ell$ ), запишем

$$h_{\text{пот}} = \ell i. \quad (4.8)$$

Тогда движущая сила определится выражением

$$F = \rho g \ell i \pi y^2. \quad (4.9)$$

При равномерном движении движущая сила и сила сопротивления движению равны, т.е.

$$F = T. \quad (4.10)$$

Подставим в формулу (4.10) выражения (4.9) и (4.4):

$$\rho g \ell i \pi y^2 = -2\pi y \ell \nu \rho \frac{du}{dy}. \quad (4.11)$$

Откуда после преобразований получим

$$\frac{du}{dy} = \frac{-ig}{2\nu} y, \quad (4.12)$$

или

$$du = \frac{-igydy}{2\nu}. \quad (4.13)$$

Проинтегрируем (4.13), получим

$$u = -\frac{ig}{4\nu} y^2 + C, \quad (4.14)$$

где  $C$  – постоянная интегрирования, которую найдем из условия: при  $y = r$  (у стенки трубопровода)  $u = 0$ , т.е.

$$0 = -\frac{ig}{4\nu} r^2 + C.$$

Отсюда

$$C = \frac{ig}{4\nu} r^2. \quad (4.15)$$

В результате получим выражение для скорости:

$$u = \frac{ig}{4\nu} (r^2 - y^2). \quad (4.16)$$

Таким образом, **в ламинарном потоке эпюра скоростей имеет вид параболы** (рис. 4.5).

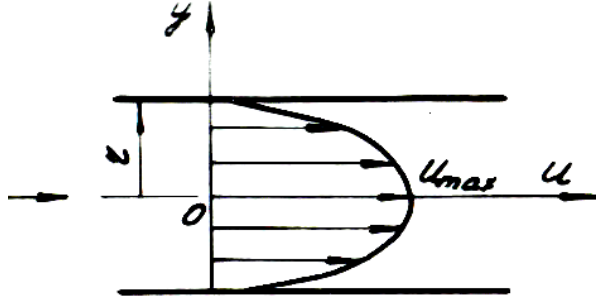


Рис. 4.5. Эпюра скоростей ламинарного потока

Максимальное значение скорости будет при  $y = 0$  (по оси трубопровода) и определяется выражением

$$u_{\max} = \frac{ig}{4\nu} r^2. \quad (4.17)$$

#### **4.1.2. Закон распределения касательных напряжений в ламинарном потоке**

Для установившегося движения жидкости закон изменения касательных напряжений вдоль радиуса может быть получен из формулы Ньютона:

$$\tau = -\mu \frac{du}{dy}. \quad (4.18)$$

Подставим выражение (4.12) в формулу (4.18), получим

$$\tau = \mu \frac{ig}{2\nu} y = \frac{\rho ig}{2} y. \quad (4.19)$$

Таким образом, **при ламинарном течении жидкости изменение касательных напряжений вдоль радиуса носит линейный характер**,  $\tau_{\min} = 0$  при  $y = 0$ ,  $\tau_{\max} = \rho ig r / 2$  при  $y = r$ .

Эпюра касательных напряжений показана на рис. 4.6.

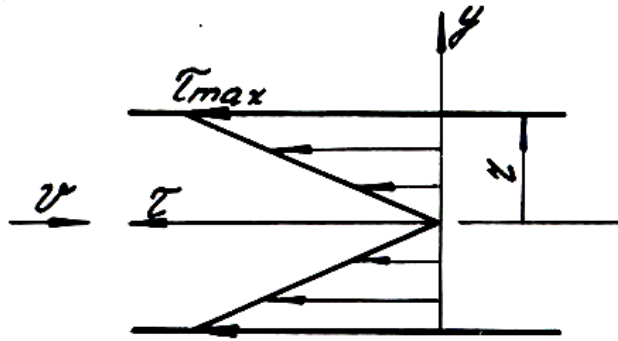


Рис. 4.6. Эпюра касательных напряжений ламинарного потока

#### 4.1.3. Расход и средняя скорость ламинарного потока

Рассмотрим поперечное сечение потока жидкости (рис. 4.7). В нем возьмем элементарное живое сечение кольцевой формы радиусом  $y$  и шириной  $dy$ . Для определения объемного расхода жидкости используем закон распределения скоростей жидкости в ламинарном потоке (формулу (4.16)).

Элементарный расход жидкости  $dQ$  через кольцевое сечение будет равен:

$$dQ = u dS, \quad (4.20)$$

где  $u$  – скорость жидкости в кольцевом сечении,  $u = \frac{ig}{4\nu}(r^2 - y^2)$ ;

$dS$  – площадь кольцевого сечения,  $dS = 2\pi y dy$ .

Учитывая, что полный расход  $Q = \int_S dQ$ , будем иметь

$$Q = \int_0^r \frac{ig}{4\nu}(r^2 - y^2) 2\pi y dy = \frac{\pi i g r^4}{8\nu}. \quad (4.21)$$

Таким образом, расход жидкости в ламинарном потоке определяется по формуле

$$Q = \frac{\pi i g r^4}{8\nu}. \quad (4.22)$$

Учитывая, что в трубе круглого сечения площадь живого сечения потока  $S = \pi r^2$ , можно определить среднюю скорость потока  $V$  по формуле

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{igr^2}{8v}. \quad (4.23)$$

Для характеристики значений средней скорости потока по отношению к ее максимальному значению введем коэффициент средней скорости, который обозначается  $k$  и равен отношению  $v/u_{\max}$ , т.е.

$$k = \frac{v}{u_{\max}} = 0,5. \quad (4.24)$$

Это говорит о том, что **в ламинарном потоке средняя скорость движения жидкости в два раза меньше максимальной**, и ламинарный поток может быть заменен эквивалентным потоком со средней скоростью, равной  $0,5u_{\max}$ .

Коэффициент Кориолиса, учитывающий изменение кинетической энергии вследствие неравномерности распределения скоростей в живом сечении ламинарного потока, может быть также определен теоретически. Коэффициент Кориолиса в ламинарном потоке равен 2, т.е.  $\alpha = 2$ .

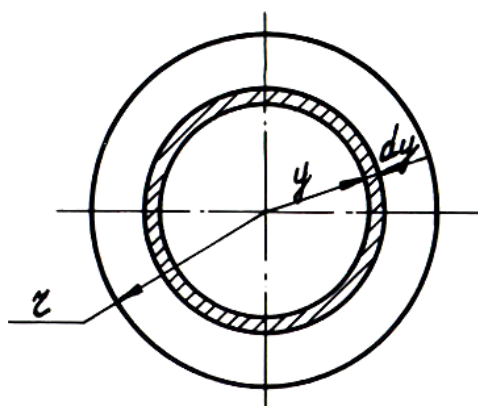


Рис. 4.7. Схема к определению расхода жидкости в ламинарном потоке

Итак, истинная кинетическая энергия ламинарного потока с параболическим распределением скоростей в два раза превосходит кинетическую энергию того же потока, но при равномерном распределении скоростей.

#### **4.1.4. Закон гидравлического сопротивления в ламинарном потоке**

В выражение (4.23) для средней скорости потока подставим значения для гидравлического уклона  $i = h_{\text{пот}} / \ell$  и  $r = d / 2$ , получим

$$v = \frac{h_{\text{пот}} g d^2}{32 \ell \nu}. \quad (4.25)$$

Откуда найдем  $h_{\text{пот}}$ :

$$h_{\text{пот}} = \frac{32 \ell \nu v}{g d^2}. \quad (4.26)$$

Полученное выражение представляет собой математическое выражение закона гидравлического сопротивления при ламинарном режиме движения. **В ламинарном режиме потери напора по длине трубопровода прямо пропорциональны средней скорости потока в первой степени** (следовательно, и расходу, т.к.  $Q = vS$ ).

#### **4.1.5. Коэффициент Дарси**

Умножив числитель и знаменатель формулы (4.26) для  $h_{\text{пот}}$  на  $2\nu$ , получим

$$h_{\text{пот}} = \frac{32 \ell \nu v}{g d^2} \cdot \frac{2\nu}{2\nu} = \frac{64}{\frac{\nu d}{v}} \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}. \quad (4.27)$$

Сравнивая полученное выражение с формулой Дарси – Вейсбаха, видно, что при ламинарном течении жидкости в круглой трубе коэффициент Дарси (коэффициент путевых потерь) равен

$$\lambda = \frac{64}{\frac{\nu d}{v}} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (4.28)$$

В общем случае коэффициент Дарси для ламинарного режима движения жидкости определяется так

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}}. \quad (4.29)$$

Значения коэффициента  $A$  берутся из справочников. Экспериментально установлено, что в зависимости от состояния трубопровода  $A = 64 \dots 150$ . Так, например, для гидролиний гидроприводов принимают значения  $A = 75$ .

## 4.2. Турбулентный режим движения жидкости и его закономерности

Турбулентный режим движения жидкости является наиболее распространенным в природе и технике, представляет сложное гидравлическое явление. В настоящее время нет стройной теории турбулентного режима. Поэтому используют экспериментальные данные и так называемые, полуэмпирические теории турбулентности и эмпирические формулы.

### 4.2.1. Пульсация скоростей и давлений

Ранее отмечалось, что турбулентное течение – это беспорядочное движение жидкости. Для него характерны перемешивание жидкости, пульсация скоростей и давлений в процессе течения.

В результате сложного характера движения частиц жидкости в турбулентном потоке в любой его точке в каждый момент времени мгновенная скорость может принимать новые значения по величине и направлению. Эти колебания во времени мгновенной местной скорости называются пульсацией скорости. Пульсация скорости сопровождается пульсацией давления.

Если с помощью особо чувствительного прибора-самописца измерить и записать пульсацию скорости в функции времени, получим следующую картину (рис. 4.8).

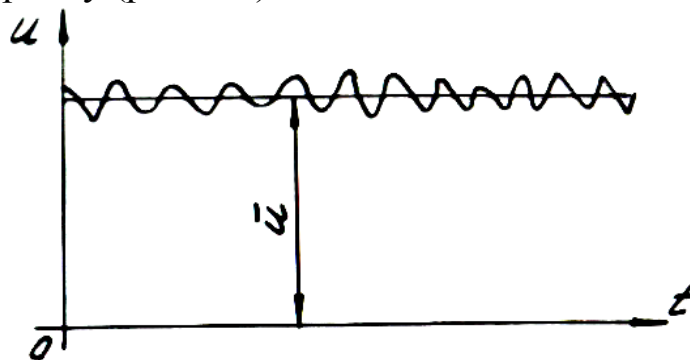


Рис. 4.8. График пульсации скоростей

Величина скорости беспорядочно колеблется около некоторого осредненного по времени значения  $\bar{u}$ , которое в данном случае остается постоянным.

Для упрощения расчетов вводится понятие «средняя местная скорость  $\bar{u}$ ». Это фиктивная средняя скорость в данной точке потока за достаточно длинный промежуток времени. Эта скорость, как показывают опыты, несмотря на значительные колебания мгновенных скоростей, остается практически постоянной и параллельной оси потока.

Это позволяет применять для турбулентных потоков уравнение Бернулли.

Наряду с осреднением скоростей при турбулентном режиме осредняют давление, плотность жидкости.

Осреднив по времени местные скорости в различных точках живого сечения, находят среднюю скорость потока  $V$  в этом живом сечении как среднюю скорость из осредненных скоростей.

#### 4.2.2. Структура турбулентного потока

Экспериментальными исследованиями было установлено, что при турбулентном режиме движения жидкости основную часть потока составляет турбулентное ядро, а около стенок трубы существует пограничный слой, состоящий из тонкого ламинарного слоя и тонкого переходного слоя (рис. 4.9).

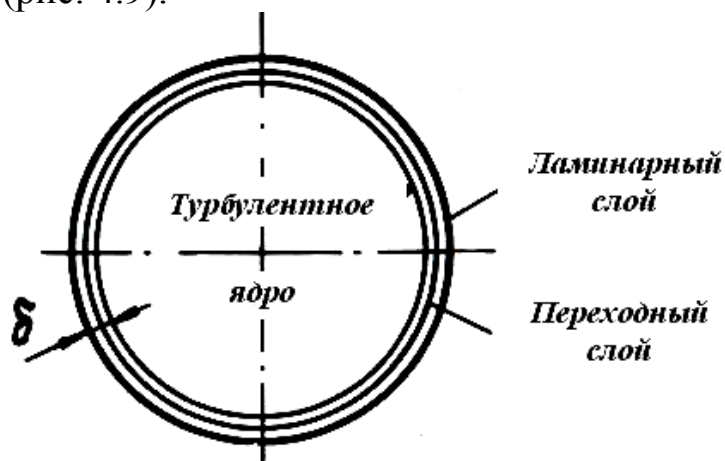


Рис. 4.9. Структура турбулентного потока

Толщина ламинарного слоя определяется по формуле

$$\delta = \frac{30\nu}{v\sqrt{\lambda}} = \frac{30d}{Re\sqrt{\lambda}}, \quad (4.30)$$

где  $\delta$  – толщина ламинарного слоя;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости;  $v$  – средняя скорость потока;  $\lambda$  – коэффициент путевых потерь;  $Re$  – число Рейнольдса;  $d$  – диаметр трубопровода.

#### **4.2.3. Касательные напряжения**

Поперечные перемещения частиц жидкости создают дополнительные касательные напряжения.

В соответствии с полуэмпирической теорией Прандтля полное касательное напряжение в турбулентном потоке складывается из двух составляющих: вязкого и турбулентного напряжений:

$$\tau = \tau' + \tau'' = \mu \frac{du}{dy} + \rho \ell^2 \left( \frac{du}{dy} \right)^2, \quad (4.31)$$

где  $\tau'$  – касательные напряжения, вызываемые вязкостью жидкости (определяются по закону Ньютона);  $\tau''$  – касательные напряжения, вызываемые поперечными перемещениями частиц жидкости в потоке (определяются по закону Прандтля);  $\ell$  – длина пути поперечного перемешивания частиц жидкости (путь смещения);  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости;  $\rho$  – плотность жидкости.

Записанное выражение справедливо лишь в области турбулентного потока, т.е. за пределами ламинарного слоя.

При малых значениях  $Re$  доминирующим является первое слагаемое  $\tau'$ . С увеличением  $Re$  величина  $\ell$  быстро возрастает и  $\tau''$  становится больше  $\tau'$ . При достаточно больших  $Re$   $\tau'$  становится малой величиной.

#### 4.2.4. Закон распределения скоростей по сечению в турбулентном потоке

Закон распределения скоростей по сечению турбулентного потока можно определить из формулы касательных напряжений, пренебрегая малым слагаемым  $\tau'$ . Можем записать:

$$\tau = \tau'' = \rho \ell^2 \left( \frac{du}{dy} \right)^2. \quad (4.32)$$

Откуда 
$$du = \frac{1}{\ell} \sqrt{\frac{\tau}{\rho}} dy. \quad (4.33)$$

Величина  $\sqrt{\frac{\tau}{\rho}}$  имеет размерность скорости и получила название динамической скорости  $u^*$ , т.е.  $u^* = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}}$ .

Тогда 
$$du = \frac{u^*}{\ell} dy. \quad (4.34)$$

Прандтль предложил считать длину поперечного перемешивания  $\ell$  линейно зависящей от расстояния между стенкой и рассматриваемой точкой  $y$ , т.е.

$$\ell = Ky. \quad (4.35)$$

где  $K$  – коэффициент пропорциональности, безразмерная величина (универсальная постоянная турбулентного потока).

Тогда 
$$du = \frac{u^*}{Ky} dy. \quad (4.36)$$

Проинтегрировав выражение (4.36), получим

$$u = \frac{u^*}{K} \ln y + C. \quad (4.37)$$

Значение постоянной  $C$  найдем из условия, что при  $y = r$

$u = u_{\max}$ , т.е. 
$$u_{\max} = \frac{u^*}{K} \ln r + C. \quad (4.38)$$

Откуда 
$$C = u_{\max} - \frac{u^*}{K} \ln r. \quad (4.39)$$

Подставив значение  $C$  из выражения (4.39) в формулу (4.37), получим

$$u = u_{\max} + \frac{u^*}{K} \ln \frac{y}{r}. \quad (4.40)$$

Таким образом, получили закон распределения скоростей слоев жидкости при турбулентном режиме, который является логарифмическим. На рис. 4.10 представлена эпюра скоростей турбулентного потока.

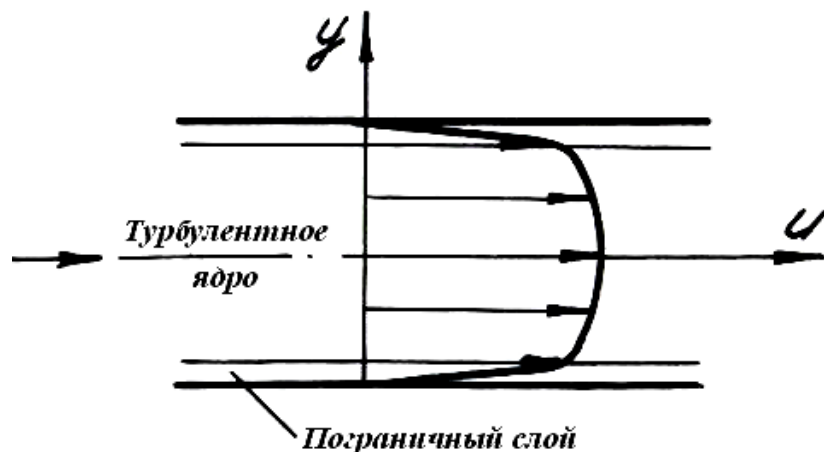


Рис. 4.10. Эпюра скоростей турбулентного потока

В пограничном слое эпюра скоростей имеет параболический вид, соответствующий ламинарному режиму. В центре потока скорости изменяются по логарифмическому закону, что соответствует турбулентному режиму.

#### 4.2.5. Гидравлически гладкие и шероховатые трубы

Стенки труб имеют шероховатость (рис. 4.11). Высоту выступов шероховатости обозначим через  $\Delta$  (абсолютная шероховатость). В зависимости от соотношения толщины ламинарного слоя  $\delta$  и высоты шероховатости  $\Delta$  различают гидравлически гладкие трубы, если  $\delta > \Delta$ , и гидравлически шероховатые, если  $\delta < \Delta$ .

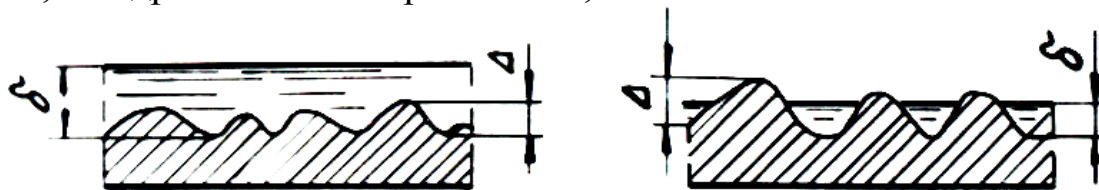


Рис. 4.11. Схема, иллюстрирующая шероховатость трубопроводов

При различных числах Рейнольдса одна и та же труба может быть как гидравлически гладкой, так и шероховатой.

Шероховатость обычно характеризуется не высотой выступов шероховатости  $\Delta$ , а отношением  $\Delta$  к радиусу или диаметру трубы, т.е.  $\frac{\Delta}{r}$  или  $\frac{\Delta}{d}$ , и называется относительной шероховатостью.

#### **4.2.6. Законы гидравлического сопротивления турбулентного режима**

Экспериментально установлено, что **гидравлическое сопротивление (коэффициент путевых потерь) при турбулентном режиме и коэффициент Дарси в общем случае зависят от шероховатости трубопроводов и числа Рейнольдса.**

Если  $\delta > \Delta$  и  $2320 < Re < 10^5$ , пользуются формулой Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (4.41)$$

Если  $\delta > \Delta$  и  $10^5 < Re < 3 \cdot 10^6$ , используют формулу Конакова:

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \cdot \lg Re - 1,5)^2}. \quad (4.42)$$

В формулах (4.41) и (4.42) есть число Рейнольдса, но нет шероховатости.

Если  $\delta < \Delta$ , то рекомендуют пользоваться формулой Никурадзе:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg Re \frac{d}{2\Delta}\right)^2}. \quad (4.43)$$

По этой формуле коэффициент  $\lambda$  зависит от относительной шероховатости стенок, нет числа Рейнольдса.

В общем случае, когда необходимо учесть и шероховатость, и число Рейнольдса, пользуются формулой Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (4.44)$$

Эта формула является универсальной. При числах  $Re < 10 \frac{\Delta}{d}$ , когда трубы являются гидравлически гладкими, формула (4.44) дает значения, близкие формуле (4.41).

В случае, когда  $Re$  находится в диапазоне  $10 \frac{\Delta}{d} < Re < 500 \frac{\Delta}{d}$ , необходимо использовать формулу (4.44). В случае, когда  $Re > 500 \frac{\Delta}{d}$ , труба гидравлически шероховата и формула (4.44) дает значения, близкие к формуле (4.43).

### 4.3. График Никурадзе

Опыты по исследованию изменения коэффициента гидравлического сопротивления (коэффициента Дарси, путевых потерь) в зависимости от числа Рейнольдса и шероховатости труб были проведены И.И.Никурадзе. Шероховатость в трубах создавалась искусственно, путем наклеивания на внутреннюю поверхность труб песчинок определенного размера.

На основе экспериментальных исследований Никурадзе предложил график (рис. 4.12), позволяющий определять значение коэффициента путевых потерь от режима и шероховатости труб.

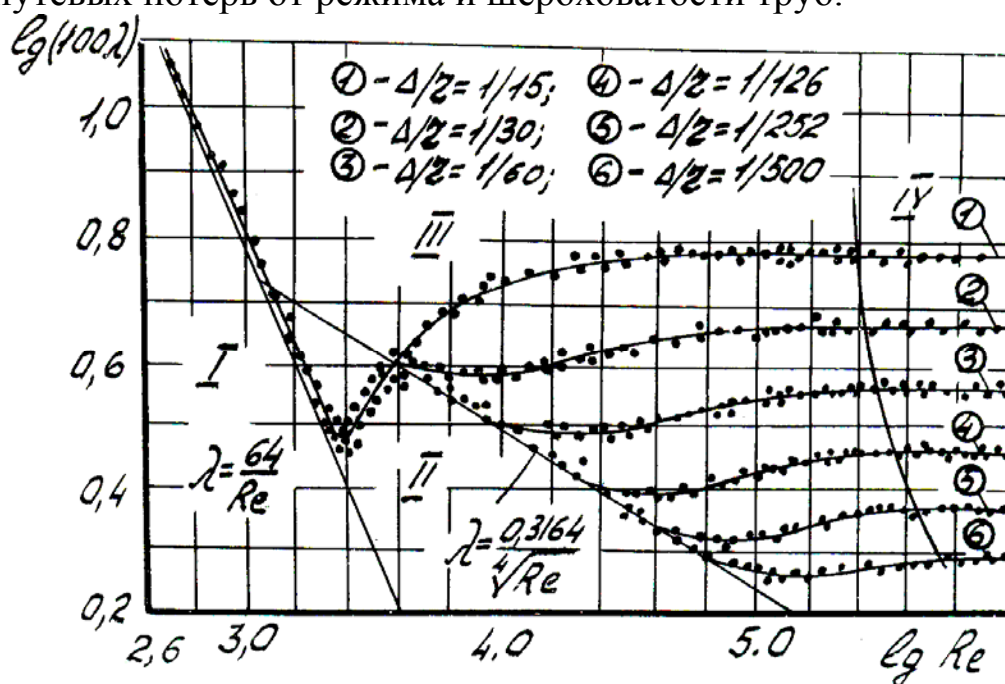


Рис. 4.12. График Никурадзе

В зоне I существует ламинарный режим. Шероховатость влияния на значение коэффициента  $\lambda$  не оказывает,  $\lambda = f(Re)$ .

Зона II – зона турбулентного режима в гидравлически гладких трубах. Хорошую сходимость с этими графиками дает уравнение Блазиуса.

Зона III. В этой зоне на величину  $\lambda$  существенное влияние оказывает и число Рейнольдса  $Re$ , и шероховатость. Необходимо пользоваться формулой Альтшуля.

Зона IV – зона турбулентного режима (квадратичного сопротивления). Число  $Re$  не влияет на  $\lambda$ , линии идут параллельно оси абсцисс. Здесь на величину  $\lambda$  влияет только шероховатость труб. В этой зоне можно использовать формулу Никурадзе для определения  $\lambda$ .

**Особенность турбулентного режима движения жидкости проявляется в том, что существует несколько формул для определения коэффициента путевых потерь  $\lambda$  в зависимости от числа Рейнольдса и шероховатости трубопроводов.** Это видно и на графике Никурадзе. Для ламинарного режима движения жидкости имеем одну формулу для определения величины  $\lambda$  (см. формулу (4.29)).

#### 4.4. Местные сопротивления

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

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

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на следующие виды:

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

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

ных сопротивлений. На рис. 4.13 представлены некоторые виды местных сопротивлений.

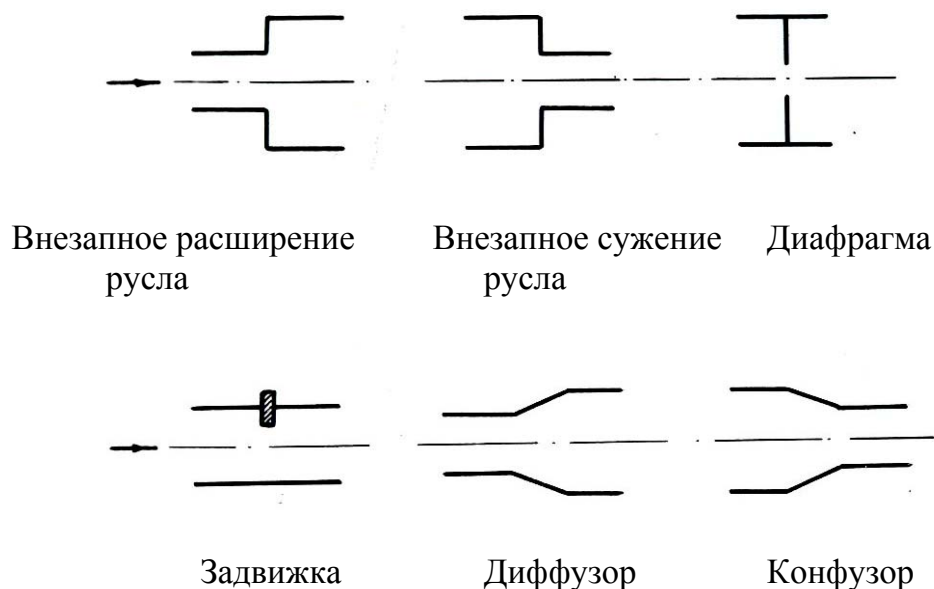


Рис. 4.13. Местные сопротивления

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

Местные потери удельной энергии (напора) при турбулентном и ламинарном режимах определяются по формуле Вейсбаха (3.34), по которой

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g}.$$

Местные потери в единицах давления определяются по формуле (3.35).

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

Внезапное расширение трубы и соответствующая ему схема течения жидкости показаны на рис. 4.14. Поток срывается с угла и расширяется не внезапно, как русло, а постепенно, причем в кольцевом пространстве между потоком и стенкой трубы получаются вихреобразования, которые являются причиной потерь энергии в данном случае.

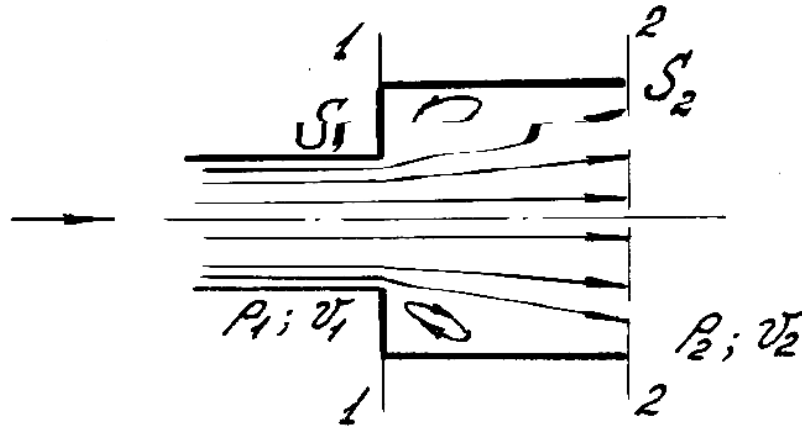


Рис. 4.14. Внезапное расширение потока

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

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

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_m. \quad (4.45)$$

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

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

$$mv_2 - mv_1 = pQ\Delta t(v_2 - v_1). \quad (4.46)$$

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

$$p_1 S_2 \Delta t - p_2 S_2 \Delta t = (p_1 - p_2) S_2 \Delta t. \quad (4.47)$$

Приравнявая одно выражение другому, получим

$$pQ\Delta t(v_2 - v_1) = (p_1 - p_2) S_2 \Delta t. \quad (4.48)$$

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

$$\frac{v_2(v_2 - v_1)}{g} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}. \quad (4.49)$$

Преобразуем левую часть уравнения следующим образом:

$$\frac{2v_2^2}{2g} - \frac{2v_1v_2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}. \quad (4.50)$$

Сгруппировав члены выражения, получим

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{2v_1v_2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g}, \quad (4.51)$$

или

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}.$$

Сравнив полученное уравнение с уравнением Бернулли, убеждаемся в полной аналогии двух уравнений, откуда делаем вывод, что

$$h_m = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}. \quad (4.52)$$

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

Пользуясь уравнением постоянства расходов  $v_1S_1 = v_2S_2$ , формулу для  $h_m$  можно записать в следующем виде:

$$h_m = \frac{\left(\frac{v_1}{v_2} - 1\right)^2 v_2^2}{2g} = \frac{\left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2 v_2^2}{2g}. \quad (4.53)$$

Сравнивая с формулой Вейсбаха (3.34), можно заметить, что

$$\xi = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2. \quad (4.54)$$

Таким образом, теоретически определен коэффициент местного сопротивления, что хорошо подтверждается опытом.

## 5. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

### 5.1 Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре

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

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

Возьмем большой резервуар с жидкостью (рис. 5.1), который имеет малое отверстие в стенке на достаточно большой глубине  $H$  от свободной поверхности. Через отверстие жидкость вытекает свободной струей.

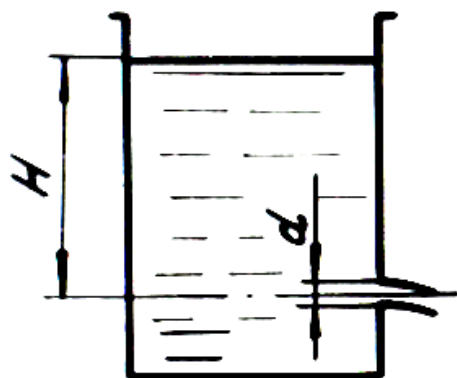


Рис. 5.1. Истечение жидкости из резервуара

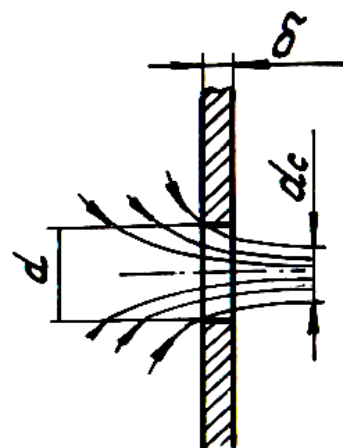


Рис. 5.2. Тонкая стенка

Малым отверстием называется такое, у которого диаметр  $d$  не превышает 0,1 величины напора  $H$ . При этом условии можно считать давление и скорость жидкости во всех точках отверстия одинаковыми.

Стенки подразделяются на тонкие и толстые. Тонкой стенкой (рис. 5.2) называют такую, толщина которой не влияет на характер истечения, т.е. отсутствуют путевые потери.

Опытами установлено, что толщина тонкой стенки не должна превышать 1,0...1,5 диаметра, т.е.  $\delta < (1...1,5)d$ .

Частицы жидкости (см. рис. 5.2) приближаются к отверстию из всего прилежащего объема, двигаясь ускоренно по различным плавным траекториям. Вытекающая из отверстия струя не сохраняет свою форму, а постепенно деформируется, т.е. отрывается от стенки у кромки отверстия и несколько сжимается.

Цилиндрическую форму струя принимает на расстоянии  $(0,5 \dots 1,0)d$  от плоскости отверстия. Сжатие струи обусловлено необходимостью плавного перехода от различных направлений движения частиц жидкости в резервуаре, в том числе от радиального направления движения по стенке, к осевому направлению движения в струе.

Коэффициентом сжатия называется отношение площади сжатого сечения струи  $S_c$  к площади отверстия  $S$ , т.е.

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S} = \left( \frac{d_c}{d} \right)^2. \quad (5.1)$$

Сжатие струи может быть полным и неполным. Полное сжатие – это всестороннее сжатие. Оно имеет место тогда, когда отверстие в достаточной мере удалено от боковых поверхностей стенок сосуда. Если же часть периметра отверстия совпадает с боковой стенкой или дном сосуда, то сжатие струи будет неполным. Полное сжатие может быть совершенным или несовершенным. Сжатие считается совершенным, если до ограждающих поверхностей будет не менее трех размеров отверстия, и несовершенным, если расстояние до стенок или дна – менее трех размеров отверстия.

Найдем скорость истечения и расход жидкости при истечении жидкости через малое отверстие в тонкой стенке (рис. 5.3).

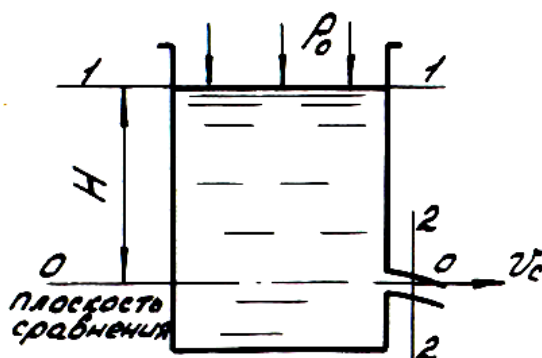


Рис. 5.3. Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке

Возьмем сосуд с жидкостью. В стенке выполнено малое отверстие на глубине  $H$  от свободной поверхности жидкости. Возьмем два сечения 1–1 и 2–2 по свободной поверхности жидкости и в сжатом сечении струи соответственно.

За плоскость сравнения примем горизонтальную плоскость, проходящую через центр тяжести отверстия.

Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 в общем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{пот}}, \quad (5.2)$$

где  $z_1$  – геометрическая высота сечения 1–1,  $z_1 = H$ ;  $p_1$  – давление в сечении 1–1,  $p_1 = p_0$ ;  $v_1$  – скорость в сечении 1–1, скорость  $v_1$  можно считать равной нулю,  $v_1 = 0$ , так как из уравнения расходов  $v_1 S_1 = v_2 S_2$  следует, что  $v_1 = \frac{v_2 S_2}{S_1}$ , но так как  $S_1 \gg S_2$ , то  $v_1 = 0$ ;

$z_2$  – геометрическая высота сечения 2–2,  $z_2 = 0$ ;  $p_2 = p_{\text{ат}}$ ;  $\alpha_1$  – коэффициент Кориолиса в сечении 1–1,  $\alpha_1 = 1,0$ ;  $\alpha_2$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скоростей в сжатом сечении, при равномерном распределении скоростей в струе  $\alpha_2 = \alpha_c = 1,0$ ;  $v_2$  – скорость в сжатом сечении струи,  $v_2 = v_c$ ;  $h_{\text{пот}}$  – потери напора при движении жидкости через отверстие.

Потери напора (удельной энергии) при движении жидкости через отверстие вызываются местными сопротивлениями, т.е. можно определять по формуле Вейсбаха:

$$h_{\text{пот}} = \xi \frac{v_c^2}{2g}, \quad (5.3)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления отверстия.

С учетом вышеизложенного уравнение Бернулли (5.2) запишется следующим образом:

$$H + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma} + \frac{\alpha_c v_c^2}{2g} + \frac{v_c^2}{2g},$$

или

$$H + \frac{p_0 - p_{\text{ат}}}{\gamma} = \frac{v_c^2}{2g} (\alpha_c + \xi). \quad (5.4)$$

Решим уравнение (5.4) относительно скорости  $v_c$ , получим

$$v_c = \frac{\sqrt{2g \left( H + \frac{p_0 - p_{ат}}{\gamma} \right)}}{\sqrt{\alpha_c + \xi}}. \quad (5.5)$$

Обозначим через  $\varphi$  выражение:  $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \xi}}$ , которое называется коэффициентом скорости.

Обозначим через  $H_0$  (расчетный напор) величину:  $H_0 = H + \frac{p_0 - p_{ат}}{\gamma}$ . После подстановки указанных выражений в формулу для скорости,  $v_c$ , получим

$$v_c = \varphi \sqrt{2gH_0}. \quad (5.6)$$

Обычно коэффициент скорости принимает значения  $\varphi = 0,97 \dots 0,98$  ( $\xi = 0,06$ ). В случае истечения идеальной жидкости  $\xi = 0$ ,  $\varphi = 1,0$  и теоретическая скорость истечения равна  $v_T = \sqrt{2gH_0}$ .

Таким образом, коэффициент  $\varphi$  есть отношение действительной скорости истечения к теоретической:

$$\varphi = \frac{v_c}{\sqrt{2gH_0}} = \frac{v_c}{v_T}. \quad (5.7)$$

Действительная скорость истечения всегда меньше теоретической за счет сопротивления, следовательно, коэффициент  $\varphi$  всегда меньше 1,0.

Расход жидкости найдем как произведение действительной скорости истечения на фактическую площадь сечения струи:

$$Q = v_c S_c. \quad (5.8)$$

Подставив в формулу (5.8) выражения для  $S_c$  из формулы (5.1) и  $v_c$  из формулы (5.6) получим:

$$Q = \varepsilon S \varphi \sqrt{2gH_0}, \quad (5.9)$$

где  $S$  – площадь отверстия;  $\varepsilon$  – коэффициент сжатия струи.

Произведение  $\varepsilon$  и  $\varphi$  принято обозначать буквой  $\mu$  и называть коэффициентом расхода:

$$\mu = \varepsilon \varphi. \quad (5.10)$$

Окончательно выражение для расхода жидкости запишется в виде

$$Q = \mu S \sqrt{2gH_0} . \quad (5.11)$$

**Полученное выражение является основным для данного раздела. Оно решает основную задачу – определяет расход. Применимо для всех случаев истечения.**

Экспериментально установлено, что значение коэффициента  $\mu$  колеблется в пределах 0,59...0,63, составляя в среднем 0,61. Из уравнения (5.11) следует, что  $\mu = Q / S \sqrt{2gH_0} = Q / Q_T$ . Это значит, что коэффициент расхода есть отношение действительного расхода к теоретическому, т.е. к тому расходу, который имел бы место при отсутствии сжатия струи и сопротивления.

Следует иметь в виду, что  $Q_T = S \sqrt{2gH_0}$  не есть расход при истечении идеальной жидкости, т.к. сжатие струи будет иметь место и при отсутствии гидравлических потерь.

## 5.2. Истечение жидкости через затопленное отверстие

Если пространство, куда вытекает жидкость, заполнено этой же жидкостью, то такое истечение называется истечением через затопленное отверстие или истечением под уровень.

Возьмем два сосуда (рис. 5.4). В общей для двух сосудов стенке выполнено малое отверстие. Плоскость сравнения О–О проведем через центр тяжести отверстия. Давления на свободной поверхности обозначим через  $p_H$  и  $p_K$ . В частном случае они могут быть равны атмосферному  $p_{ат}$ . Выберем сечение 1–1 на свободной поверхности и 2–2 – через сжатое сечение струи.

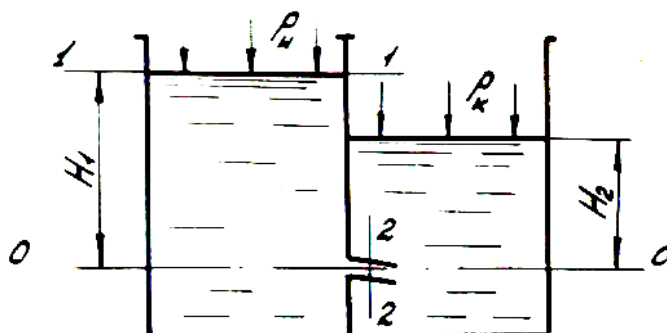


Рис. 5.4. Истечение через затопленное отверстие

Запишем уравнение Бернулли для выбранных сечений 1–1 и 2–2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{пот}}, \quad (5.12)$$

где  $z_1$  – геометрическая высота сечения 1–1,  $z_1 = H$ ;  $p_1$  – давление в сечении 1–1,  $p_1 = p_H$ ;  $v_1$  – скорость жидкости в сечении 1–1,  $v_1 = 0$ ;  $\alpha_1$  – коэффициент Кориолиса в сечении 1–1,  $\alpha_1 = 1,0$ ;  $z_2$  – геометрическая высота сечения 2–2,  $z_2 = 0$ ;  $p_2$  – давление в сечении 2–2,  $p_2 = p_K + \gamma H_2$ , здесь  $H_2$  – глубина расположения сечения 2–2 от свободной поверхности второго сосуда;  $v_2$  – скорость жидкости в сжатом сечении,  $v_2 = v_C$ ;  $\alpha_2$  – коэффициент Кориолиса в сечении 2–2,  $\alpha_2 = \alpha_C$ ;  $h_{\text{пот}}$  – потери напора в местном сопротивлении (малом отверстии),  $h_{\text{пот}} = \xi \frac{v_C^2}{2g}$ , здесь  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления малого отверстия.

После подстановки получим уравнение Бернулли в виде

$$H_1 + \frac{p_H}{\gamma} = \frac{p_K + \gamma H_2}{\gamma} + \frac{v_C^2}{2g} (\alpha_C + \xi),$$

или

$$H_1 - H_2 + \frac{p_H - p_K}{\gamma} = \frac{v_C^2}{2g} (\alpha_C + \xi). \quad (5.13)$$

Откуда найдем  $v_C$ :

$$v_C = \frac{\sqrt{2g \left( H_1 - H_2 + \frac{p_H - p_K}{\gamma} \right)}}{\sqrt{\alpha_C + \xi}}. \quad (5.14)$$

Обозначим через  $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_C + \xi}}$  коэффициент скорости, а через

$H_0 = H_1 - H_2 + \frac{p_H - p_K}{\gamma}$  – расчетный напор.

Получим

$$v_C = \varphi \sqrt{2gH_0}. \quad (5.15)$$

Расход жидкости определяется по формуле

$$Q = S_c v_c = \varepsilon S \varphi \sqrt{2gH_0} = \mu S \sqrt{2gH_0}. \quad (5.16)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода жидкости через малое отверстие.

Таким образом, имеем те же расчетные формулы, что и при течении жидкости в атмосферу, только расчетный напор в данном случае представляет собой разность гидростатических напоров по обе стороны стенки, т.е. скорость и расход не зависят от высоты расположения отверстия в стенке сосуда.

Значения коэффициента скорости  $\varphi$ , сжатия струи  $\varepsilon$ , расхода  $\mu$  для малого затопленного отверстия в тонкой стенке практически не отличаются от соответствующих коэффициентов для незатопленного отверстия.

### 5.3. Истечение жидкости из больших прямоугольных отверстий с тонкой стенкой при постоянном напоре

При истечении жидкости через большие прямоугольные отверстия (рис. 5.5) напор в отдельных сечениях является переменной величиной, изменяясь от  $H_1$  в верхней части до  $H_2$  в нижней части.

Для определения расхода жидкости разобьем площадь сечения прямоугольного отверстия на горизонтальные полосы высотой  $dH$ , каждую из которых можно рассматривать как малое отверстие с постоянным расходом и напором.

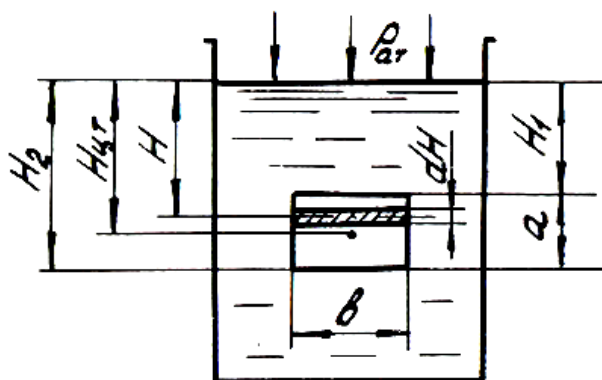


Рис. 5.5. Истечение через большое прямоугольное отверстие

Элементарный расход жидкости через малое прямоугольное отверстие запишется таким образом:

$$dQ = \mu dS \sqrt{2gH} = \mu b dH \sqrt{2gH}, \quad (5.17)$$

где  $b$  – ширина отверстия;  $H$  – расстояние до центра тяжести прямоугольной полоски (напор);  $\mu$  – коэффициент расхода.

Принимая  $\mu = \text{const}$ , найдем расход жидкости  $Q$  через отверстие, интегрируя выражение для  $dQ$  в границах от  $H_1$  до  $H_2$ , получим:

$$Q = \mu b \int_{H_1}^{H_2} \sqrt{2gH} dH = \mu b \sqrt{2g} \int_{H_1}^{H_2} \sqrt{H} dH = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} \left( H_2^{\frac{3}{2}} - H_1^{\frac{3}{2}} \right), \quad (5.18)$$

Или

$$Q = \mu_0 b \sqrt{2g} (H_2 \sqrt{H_2} - H_1 \sqrt{H_1}), \quad (5.19)$$

где  $\mu_0 = \frac{2}{3} \mu$  – коэффициент расхода большого отверстия, определяется опытным путем.

Обозначим напор до центра тяжести отверстия через  $H_{ц.т.}$  и выразим напоры  $H_1$ ,  $H_2$  через  $H_{ц.т.}$ , получим  $H_1 = H_{ц.т.} - \frac{a}{2}$ ;

$$H_2 = H_{ц.т.} + \frac{a}{2}.$$

После преобразования формулы (5.19) с учетом выражений для  $H_1$  и  $H_2$  можно получить приближенное выражение для определения расхода жидкости через большое прямоугольное отверстие.

$$Q = \mu_0 a b \sqrt{2gH_{ц.т.}}. \quad (5.20)$$

#### 5.4. Истечение жидкости через насадки

Насадком называют короткую трубу, присоединенную к отверстию в тонкой стенке. Длина насадка равна трем–шести диаметрам отверстия, т.е.  $\ell = (3 \dots 6)d$ .

По форме насадки бывают (рис. 5.6): внешние цилиндрические (I тип), внутренние цилиндрические (II тип), конические сходящиеся (III тип), конические расходящиеся (IV тип), коноидальные (V тип).

Расход жидкости через насадок определяется по формуле расхода через малое отверстие в тонкой стенке, где коэффициент расхода  $\mu$  принимают в зависимости от формы насадков.

Насадки типов I, II, IV применяют для увеличения пропускной способности отверстия. Насадки типов III, V применяют для изменения кинетической энергии струи.

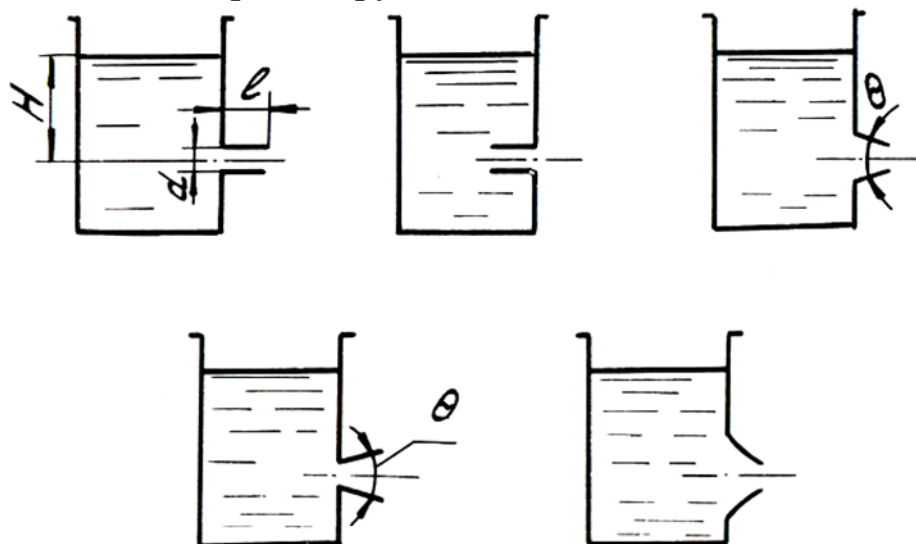


Рис. 5.6. Типы насадков

В табл. 5.1 приведены численные значения коэффициентов расхода  $\mu$ , скорости  $\varphi$ , сжатия  $\varepsilon$  и сопротивления  $\xi$  для насадков различных типов.

Таблица 5.1

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

### 5.5. Истечение жидкости при переменном напоре (опорожнение сосудов)

При переменном напоре истечения жидкости через отверстия и насадки имеет место неустановившееся движение жидкости. Однако если изменение напора, а следовательно, и скорость истечения происходит медленно, можно с достаточной для практических целей точностью принять законы установившегося движения. То есть можем принять уравнение Бернулли для установившегося движения жидкости.

Расчет опорожнения сосуда заключается в определении времени этого процесса. Рассмотрим сосуд с жидкостью с отверстием в донной части (рис. 5.7).

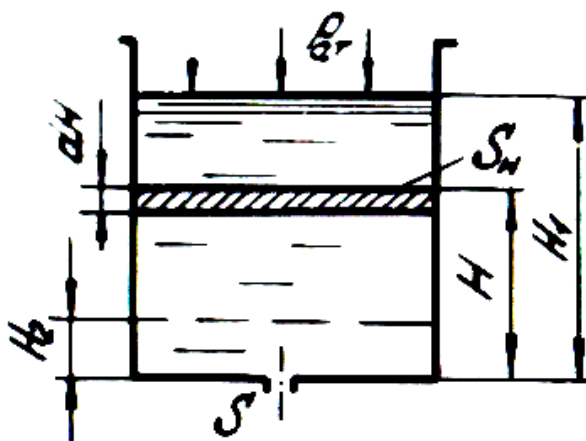


Рис. 5.7. Истечение жидкости при переменном напоре

Обозначим через  $H$  переменную высоту уровня жидкости в сосуде, отсчитываемую от дна в момент времени  $t$ ;  $S_H$  – площадь сечения резервуара на этом уровне;  $S$  – площадь отверстия.

Начальная высота жидкости в сосуде обозначается через  $H_1$ , конечная – через  $H_2$ . Взяв бесконечно малый промежуток времени  $dt$ , запишем следующее уравнение объемов:

$$-S_H dH = \mu S \sqrt{2gH} dt, \quad (5.21)$$

где  $dH$  – снижение уровня жидкости в сосуде за время  $dt$ .

Знак минус в формуле обусловлен тем, что положительному приращению времени  $dt$  соответствует отрицательное приращение уровня жидкости  $dH$ . Из уравнения (5.21) найдем  $dt$ :

$$dt = \frac{-S_H dH}{\mu S \sqrt{2gH}}. \quad (5.22)$$

Время истечения жидкости с уровня  $H_1$  до  $H_2$  определится следующим образом (при  $\mu = \text{const}$ ):

$$t = \int_{H_1}^{H_2} \frac{-S_H dH}{\mu S \sqrt{2gH}} = \frac{1}{\mu S \sqrt{2g}} \int_{H_2}^{H_1} \frac{S_H}{\sqrt{H}} dH. \quad (5.23)$$

Интеграл может быть подсчитан, если известен закон изменения площади  $S_H$  по высоте. Рассмотрим частный случай, когда площадь поперечного сечения сосуда постоянна по высоте, т.е.  $S_H = S_p = \text{const}$ .

В этом случае время истечения определяется по формуле

$$t = \frac{S_p}{\mu S \sqrt{2g}} \int_{H_2}^{H_1} \frac{dH}{\sqrt{H}} = \frac{2S_p (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu S \sqrt{2g}}. \quad (5.24)$$

Найдем время полного опорожнения сосуда, т.е. когда  $H_2 = 0$ .

Получим

$$t = \frac{2S_p \sqrt{H_1}}{\mu S \sqrt{2g}} = \frac{2S_p \sqrt{H_1}}{\mu S \sqrt{2g}} \cdot \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H_1}} = \frac{2S_p H_1}{\mu S \sqrt{2gH_1}}, \quad (5.25)$$

или

$$t = \frac{2V}{Q_{\max}}, \quad (5.26)$$

где  $V$  – объем сосуда;  $Q_{\max}$  – максимальный расход жидкости при начальном напоре  $H_1$ .

Время истечения того же объема жидкости  $V$  при постоянном напоре  $H_1$  равно

$$t_{H_1} = \frac{V}{Q_{\max}}. \quad (5.27)$$

Сравнив формулы (5.26) и (5.27), можно сделать вывод о том, что время опорожнения сосуда при переменном напоре в два раза больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре.

## 5.6. Гидравлические струи жидкости

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

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

### 5.6.1. Структура струи

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

Рассматривая струю, мы должны различать ее границу, т.е. поверхность раздела, отделяющую саму струю от окружающей среды. На рис. 5.8 представлена структура затопленной струи.

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

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

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

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

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

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

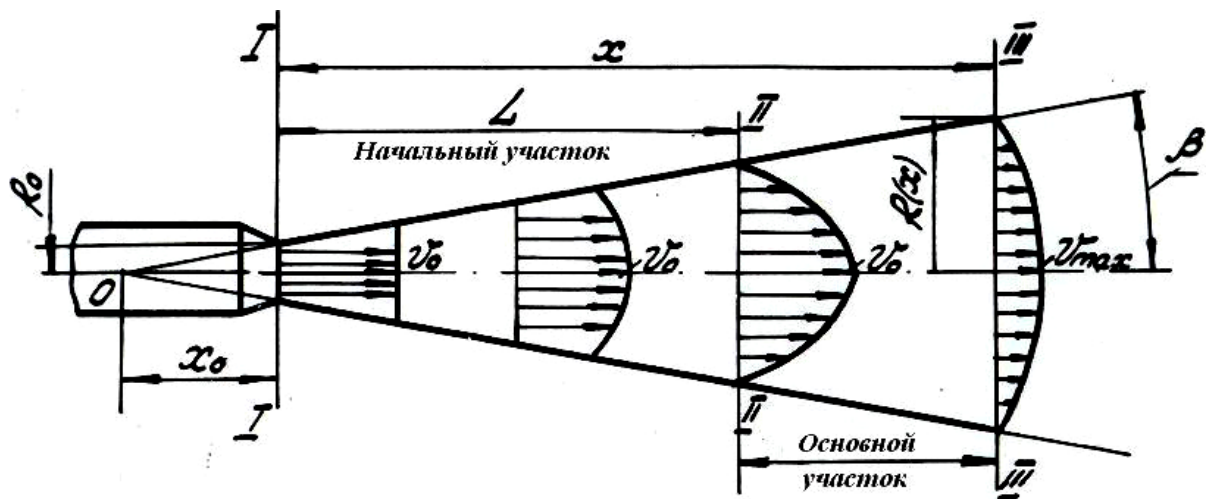


Рис. 5.8. Структура затопленной струи

Практический интерес представляют величины, определяющие изучаемую струю:

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

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

### 5.6.2. Сила давления струи на твердую преграду

Основной задачей при рассмотрении взаимодействия струи с различными твердыми преградами является определение силы давления струи на эти преграды. Рассмотрим взаимодействие струи, вытекающей из насадка ( $H = \text{const}$ ), с твердой стенкой конической формы и осью, совпадающей с осью насадка (рис. 5.9).

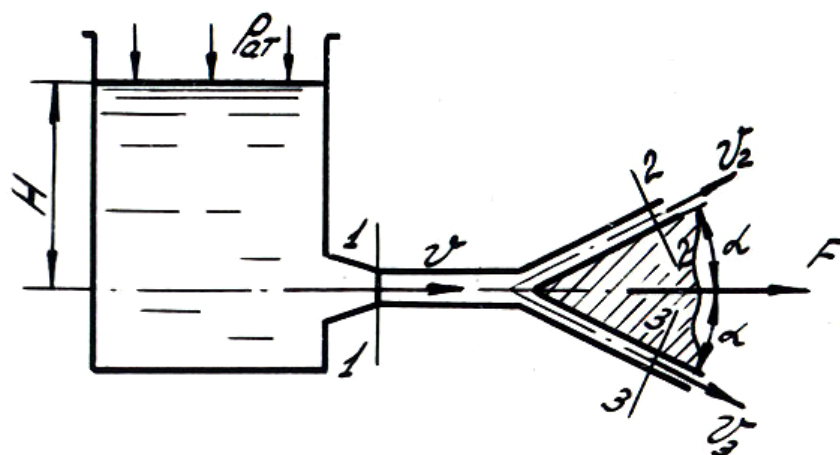


Рис. 5.9. Взаимодействие струи с твердой стенкой

Струя жидкости, вытекающая из насадка, достигнув стенки, разбивается на два равных потока, движущихся со скоростями, равными скорости жидкости в гидравлической струе.

Для определения величины силы давления  $F$  выделим из струи объем жидкости, заключенный между сечениями 1–1, 2–2 и 3–3, и применим закон об изменении количества движения.

Примем следующие допущения: весом жидкости, разницей высот точек в сечениях 2–2, 3–3 пренебрегаем; потери жидкости на гидравлическое трение между сечениями 1–2 и 1–3 отсутствуют.

Сформулируем теорему об изменении количества движения применительно к рассматриваемому случаю.

Изменение количества движения за время  $\Delta t$  в рассматриваемом объеме жидкости будет равно разности количества движения массы жидкости  $m$ , имеющей скорость  $v$ , и вошедшей за время  $\Delta t$  через сечение 1–1, и масс жидкости  $m_2$  и  $m_3$ , вышедших за время  $\Delta t$  через сечения 2–2 и 3–3 из данного объема со скоростями  $v_2$  и  $v_3$ .

Теорема об изменении количества движения в проекции на горизонтальную ось записывается следующим образом:

$$mv - m_2 v_2 \cos \alpha - m_3 v_3 \cos \alpha = F \Delta t, \quad (5.28)$$

где  $F$  – сила давления струи на стенку;  $m$  – масса жидкости, проходящая со скоростью  $v$  через сечение 1–1 за время  $\Delta t$ ;  $m_2$ ,  $m_3$  – массы жидкости, проходящие соответственно через сечения 2–2 и 3–3 со скоростями  $v_2$ ,  $v_3$ ,  $v_2 = v_3 = v$ ;  $m_2 = m_3 = m/2$  ввиду деления гидравлической струи на два разных потока.

Запишем уравнение (5.28) с учетом того, что  $m_2 = m_3 = m/2$  и  $v_2 = v_3 = v$ :

$$mv - \frac{1}{2}mv \cos \alpha - \frac{1}{2}mv \cos \alpha = F\Delta t,$$

или

$$mv - mv \cos \alpha = F\Delta t. \quad (5.29)$$

Откуда сила давления определится по формуле

$$F = \frac{mv(1 - \cos \alpha)}{\Delta t}. \quad (5.30)$$

Массу жидкости можно записать следующим образом:

$$m = \rho Q\Delta t, \quad (5.31)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости;  $Q$  – расход жидкости.

С учетом формулы (5.31) выражение для силы давления окончательно запишется следующим образом:

$$F = \rho Qv(1 - \cos \alpha). \quad (5.32)$$

Учитывая, что  $Q = \mu S\sqrt{2gH}$ , а  $v = \phi\sqrt{2gH}$ , можно записать следующее выражение:

$$F = 2\mu\phi S\rho gH(1 - \cos \alpha). \quad (5.33)$$

При угле  $\alpha = 90^\circ$ , т.е. при действии струи на плоскую стенку,  $\cos \alpha = 0$  и

$$F = \rho Qv = 2\mu\phi S\rho gH. \quad (5.34)$$

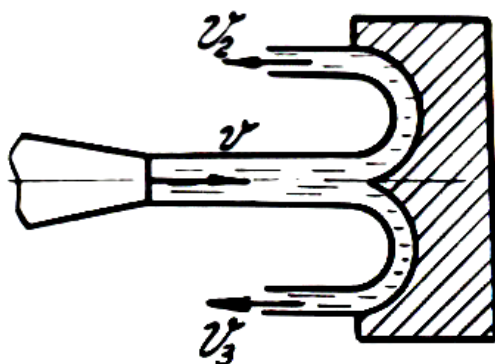


Рис. 5.10. Воздействие струи на преграду ( $\alpha = 180^\circ$ )

Если преграда имеет форму, при которой струя будет поворачиваться на угол  $\alpha = 180^\circ$  (рис. 5.10), то сила будет равна

$$F = 2\rho Qv = 4\mu\phi S\rho gH, \quad (5.35)$$

т.е. в два раза больше, чем при действии на плоскую стенку.

## 6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В ТРУБОПРОВОДАХ

При мгновенной остановке потока в напорных трубопроводах возникает явление гидравлического удара. Величина добавочного давления может привести к разрыву трубопровода. Например, в стальных трубопроводах на каждый потерянный 1 м/с скорости потока возникает добавочное давление в 1 МПа.

Различают положительный и отрицательный гидравлические удары. Положительный гидравлический удар возникает перед задвижкой и начинается с повышения давления.

Отрицательный гидравлический удар возникает позади перекрывающего устройства и начинается с понижения давления (разряжения).

Гидравлический удар называется прямым, если отраженная от напорного бака волна вернется к задвижке, когда она уже будет закрыта. Такой случай возможен при довольно большой длине трубопровода или очень быстром закрытии задвижки.

Гидравлический удар называется непрямым, если отраженная волна придет к задвижке раньше, чем она будет закрыта. Рассмотрим прямой положительный удар.

Пусть из бака (рис. 6.1) по трубопроводу длиной  $\ell$  вытекает жидкость со скоростью  $v$ . При быстром закрытии задвижки происходит гидравлический удар. Увеличение давления в трубопроводе при гидравлическом ударе в первый момент происходит непосредственно у задвижки, а затем передается через соседние слои жидкости по всей длине  $\ell$  трубопровода с некоторой скоростью  $C$ , которая называется скоростью распространения ударной волны.

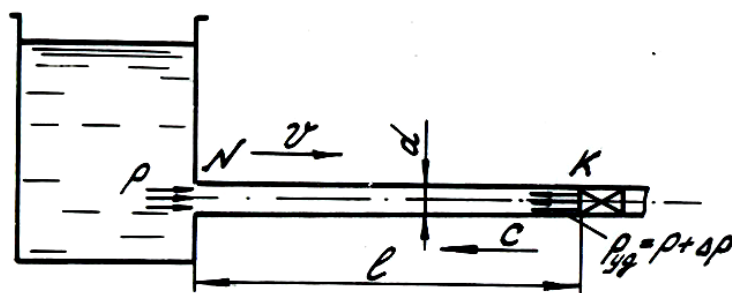


Рис. 6.1. Схема к расчету давления при гидроударе

Определим величину повышения давления при прямом гидравлическом ударе, считая перекрытие трубопровода задвижкой

мгновенным. Для этого воспользуемся теоремой об изменении количества движения, записав ее для объема жидкости, находящейся в трубопроводе между задвижкой и резервуаром.

Из теоремы об изменении количества движения следует, что приращение количества движения системы за некоторый промежуток времени равно сумме проекций импульсов сил на направление движения.

В момент закрытия крана количество движения жидкости в трубе равно

$$mv = \rho \frac{\pi d^2}{4} \ell v, \quad (6.1)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости;  $d$  – диаметр трубы;  $\ell$  – длина трубы.

А через время  $t = \frac{\ell}{C}$  вся жидкость в трубопроводе остановится и количество движения будет равно нулю. Следовательно, изменение количества движения за время  $t$  будет равно

$$0 - \rho \frac{\pi d^2}{4} \ell v = -\rho \frac{\pi d^2}{4} \ell v. \quad (6.2)$$

В течение времени  $t$  на рассматриваемый объем жидкости действовали силы:

в сечении К:

$$F_K = (p + \Delta p) \frac{\pi d^2}{4}; \quad (6.3)$$

в сечении N:

$$F_N = p \frac{\pi d^2}{4}. \quad (6.4)$$

Результирующий импульс силы  $F = F_N - F_K$  равен

$$Ft = F_N t - F_K t = -\Delta p \frac{\pi d^2}{4} \frac{\ell}{C}. \quad (6.5)$$

Приравнявая выражения (6.2) и (6.5), получим

$$-\rho \frac{\pi d^2}{4} \ell v = -\rho \frac{\pi d^2}{4} \frac{\ell}{C}. \quad (6.6)$$

Из формулы найдем повышение давления  $\Delta p$ :

$$\Delta p = \rho C v, \quad (6.7)$$

где  $C$  – скорость распространения ударной волны.

Полученное выражение является формулой Жуковского для определения величины приращения давления при прямом гидравлическом ударе.

В случае непрямого гидравлического удара приращение давления  $\Delta p$  ориентировочно определяется по формуле

$$\Delta p = \frac{2\rho \ell v}{t_{\text{зак}}}, \quad (6.8)$$

где  $t_{\text{зак}}$  – время закрытия задвижки.

В своих исследованиях Жуковский показал, что скорость распространения ударной волны  $C$  зависит от упругих свойств жидкости и трубопровода и может быть определена по формуле

$$C = \frac{\sqrt{E_{\text{ж}} / \rho}}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \frac{E_{\text{ж}}}{E}}}, \quad (6.9)$$

где  $E_{\text{ж}}$  – объемный модуль упругости жидкости;  $E$  – модуль упругости материала трубопровода;  $\delta$  – толщина стенки трубопровода;  $d$  – внутренний диаметр трубопроводов.

Ударная волна в трубопроводах является вредным явлением, поэтому для предупреждения аварий необходимо предусматривать защитные меры:

- а) снижать скорость потока в трубопроводе;
- б) обеспечивать медленное перекрытие потока;
- в) при необходимости быстрого перекрытия использовать воздушный колпак (рис. 6.2), специальный гаситель удара и т.д.

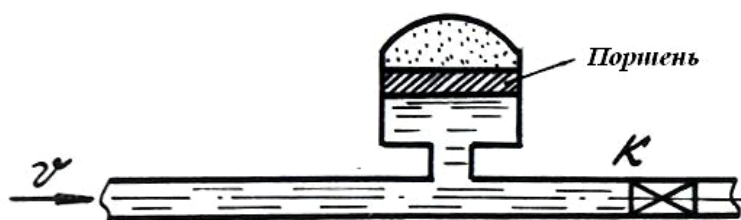


Рис. 6.2. Схема воздушного колпака

При наличии перед краном  $K$  (см. рис. 6.2) воздушного колпака в момент перекрытия крана часть жидкости поступает в воздушный колпак и через поршень сжимает находящийся там воздух, поэтому скорость жидкости будет уменьшаться не мгновенно, а постепенно. При понижении давления воздух расширяется и вытесняет из колпака жидкость.

## 7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Трубопроводы разделяют на простые и сложные.

Простым называют трубопровод без разветвлений (ответвленный).

Сложным – трубопровод с одним или несколькими разветвлениями.

Жидкость движется по трубопроводу благодаря тому, что ее энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Этот перепад энергий может быть создан работой насоса или за счет разности уровней жидкости.

В гидроприводах движение рабочей жидкости создается работой насоса.

Течение жидкости за счет разности уровней осуществляется во вспомогательных устройствах, а также в гидротехнике и водоснабжении.

### 7.1. Расчет простого трубопровода постоянного сечения

Пусть простой трубопровод (рис. 7.1) постоянного сечения, расположенный произвольно в пространстве, имеет общую длину  $\ell$  и диаметр  $d$  и содержит ряд местных сопротивлений.

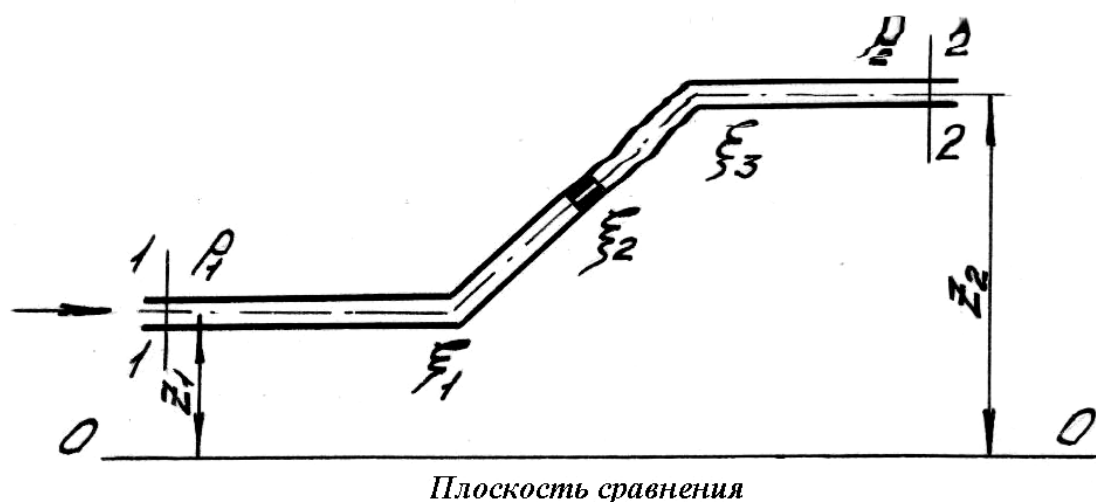


Рис. 7.1. Простой трубопровод

Проведем два сечения: сечение 1–1 в начале трубопровода с геометрической высотой  $z_1$  и давлением  $p_1$  и сечение 2–2 в конце тру-

бопровода с геометрической высотой  $z_2$  и давлением  $p_2$ . Скорость потока в этих сечениях одинакова вследствие постоянства диаметра трубы и равна  $v$ .

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 в общем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{пот1-2}}. \quad (7.1)$$

С учетом того, что  $v_1 = v_2 = v$  и считая  $\alpha_1 = \alpha_2$ , запишем уравнение Бернулли следующим образом:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + h_{\text{пот1-2}},$$

или (7.2)

$$\frac{p_1}{\gamma} = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\gamma} + h_{\text{пот1-2}}.$$

Обозначим через  $H_{\Pi}$  (потребный напор) пьезометрический напор  $p_1 / \gamma$ , через  $\Delta z$  – разность  $z_2 - z_1$ , получим

$$H_{\Pi} = \Delta z + \frac{p_2}{\gamma} + h_{\text{пот1-2}}. \quad (7.3)$$

Согласно методу положения потерь общие потери напора определим по формуле

$$h_{\text{пот1-2}} = \left( \lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (7.4)$$

Выражая скорость потока  $v$  через расход  $Q = vS = v \frac{\pi d^2}{4}$ , получим

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}. \quad (7.5)$$

Тогда потери напора определим по формуле

$$h_{\text{пот1-2}} = \left( \lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \frac{16Q^2}{2\pi^2 d^4 g} = kQ^m, \quad (7.6)$$

где величина  $k = \left( \lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \frac{16}{2\pi^2 d^4 g}$  – сопротивление трубопровода;

показатель степени  $m$  имеют разные значения в зависимости от режима движения жидкости.

После подстановки формулы (7.6) в уравнение (7.3) имеем следующее выражение:

$$H_{\Pi} = \Delta z + \frac{p_2}{\gamma} + kQ^m = H_{\text{ст}} + kQ^m, \quad (7.7)$$

где  $H_{\text{ст}}$  – статический напор (некоторая эквивалентная геометрическая высота подъема жидкости),  $H_{\text{ст}} = \Delta z + p_2 / \gamma$ . Из формулы (7.7) видно, что чем больше расход  $Q$ , тем больше должен быть потребный напор  $H_{\Pi}$ .

Формула (7.7) является основной для расчета простых трубопроводов. По ней можно построить кривую потребного напора, т.е. его зависимость от расхода жидкости в трубопроводе (рис. 7.2).

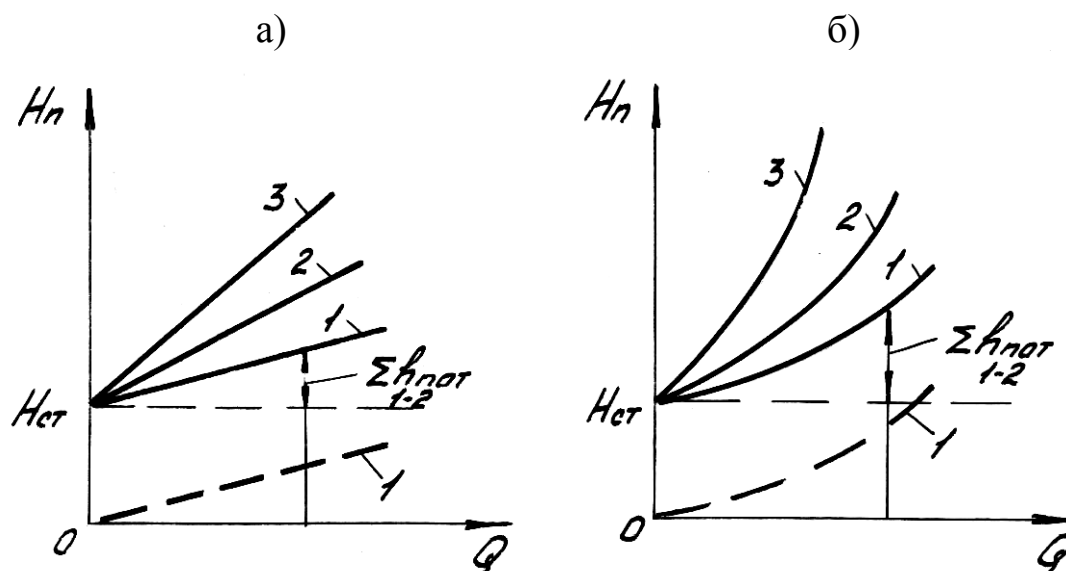


Рис. 7.2. Кривые потребного напора:  
а – ламинарный режим; б – турбулентный режим

Характеристикой трубопровода называется зависимость суммарной потери напора в трубопроводе от расхода, т.е.

$$h_{\text{пот } 1-2} = f(Q). \quad (7.8)$$

Таким образом, характеристика трубопровода представляет собой кривую потребного напора, смещенную в начало координат.

## 7.2. Последовательное соединение трубопроводов

Последовательным соединением называют соединение нескольких трубопроводов различной длины и диаметра, содержащих разные местные сопротивления.

Совершенно очевидно, что при подаче жидкости по такому трубопроводу расход во всех последовательно соединенных трубах один и тот же (рис. 7.3), а полная потеря напора между сечениями М (1-1) и N (2-2) равна сумме потерь во всех последовательно соединенных трубах.

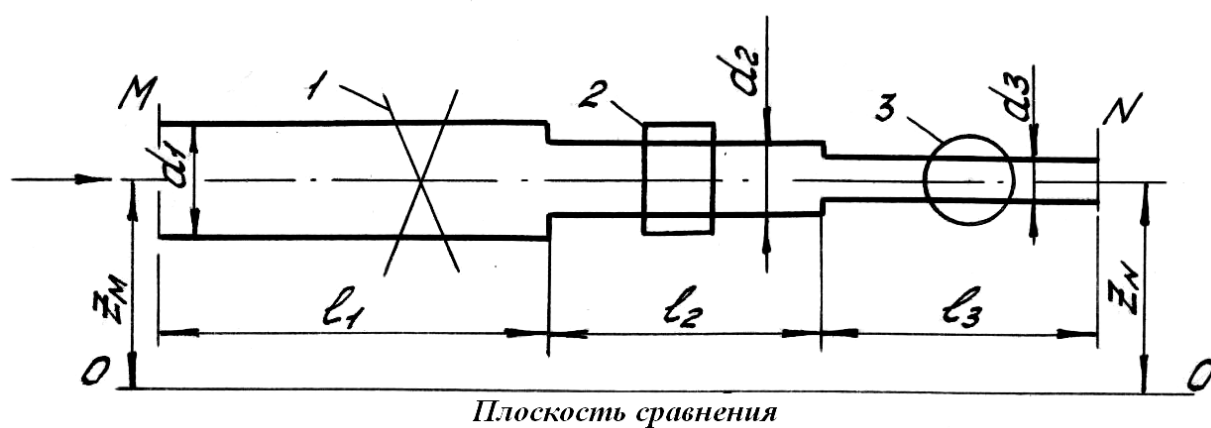


Рис. 7.3. Последовательное соединение трубопроводов

То есть имеем следующие основные уравнения:

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q; \\ \sum h_{M-N} = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3 \end{cases} \quad (7.9)$$

Эти уравнения определяют правило построения характеристик последовательного соединения трубопроводов.

Пусть нам даны характеристики (1, 2, 3) трех трубопроводов (рис. 7.4). Для того, чтобы построить характеристику М–N всего последовательного соединения, мы должны в соответствии с системой уравнений (7.9) выполнить сложение потерь напора при одинаковых расходах, т.е. сложить ординаты всех трех кривых при равных абсциссах.

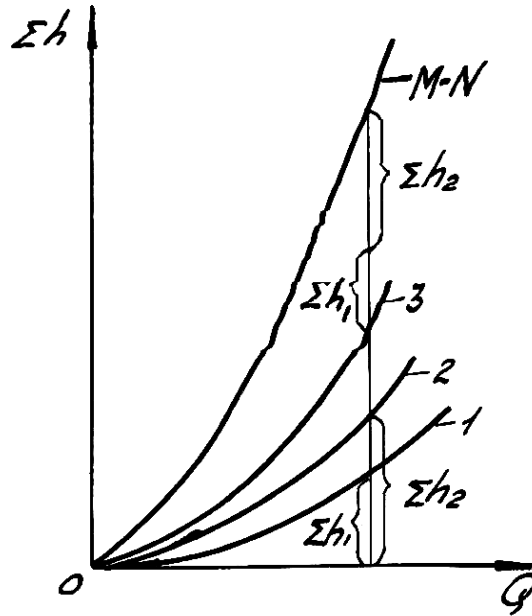


Рис. 7.4. Характеристики трубопроводов

Потребный напор для всего трубопровода М–N можно определить из уравнения Бернулли:

$$z_M + \frac{p_M}{\gamma} + \frac{\alpha_M v_M^2}{2g} = z_N + \frac{p_N}{\gamma} + \frac{\alpha_N v_N^2}{2g} + \sum h_{M-N}. \quad (7.10)$$

$$\text{Откуда } H_{\Pi} = \frac{p_M}{\gamma} = z_N - z_M + \frac{p_N}{\gamma} + \frac{\alpha_N v_N^2 - \alpha_M v_M^2}{2g} + \sum h_{M-N}. \quad (7.11)$$

Так как расход  $Q = v_N S_N = v_M S_M$ , обозначив через

$$H_{\text{ст}} = z_N - z_M + \frac{p_N}{\gamma}, \text{ а } \sum h_{M-N} = kQ^m, \text{ получим}$$

$$H_{\Pi} = H_{\text{ст}} + cQ^2 + kQ^m, \quad (7.12)$$

$$\text{где } c = \frac{1}{2g} \left( \frac{\alpha_N}{S_N^2} - \frac{\alpha_M}{S_M^2} \right).$$

Таким образом, в отличие от формулы (7.7) выражение (7.11) содержит разность скоростных напоров в конце и в начале трубопровода.

### 7.3. Параллельное соединение трубопровода

При параллельном соединении трубопроводов жидкость, подходя к точке их разветвления, течет по ответвлениям и далее снова сливается в точке соединения этих трубопроводов.

Рассмотрим движение жидкости в параллельно соединенных трубопроводах, лежащих, с целью упрощения задачи, в одной плоскости (7.5).

Обозначим расход в основной магистрали (т.е. до разветвления и после слияния) через  $Q$ , а в параллельных трубопроводах  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$  суммарные потери напора в трубопроводах обозначаем  $\sum h_1$ ,  $\sum h_2$  и  $\sum h_3$ , а полные напоры в точках М и N соответственно  $H_M$  и  $H_N$ .

Запишем следующее очевидное уравнение:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (7.13)$$

Затем выразим потери напора в каждом из трубопроводов через полные напоры в точках М и N:

$$\begin{aligned} \sum h_1 &= H_M - H_N; \\ \sum h_2 &= H_M - H_N; \\ \sum h_3 &= H_M - H_N. \end{aligned} \quad (7.14)$$

$$\text{Следовательно,} \quad \sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3, \quad (7.15)$$

то есть потери напора в параллельных трубопроводах равны между собой.

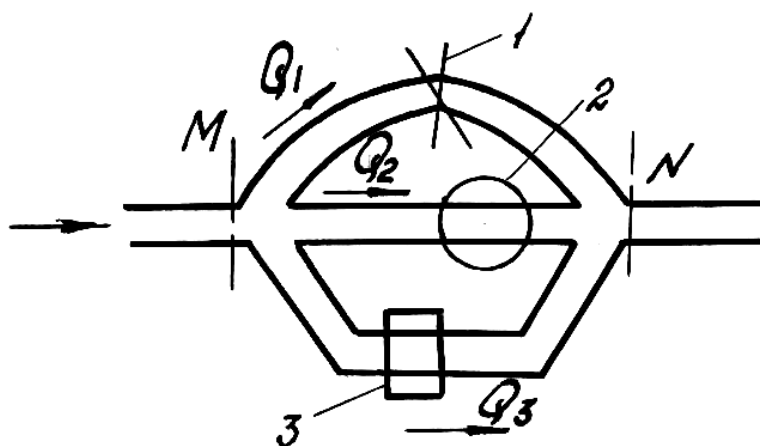


Рис. 7.5. Параллельное соединение трубопроводов

Эти потери можно выразить через соответствующие расходы в общем виде следующим образом:

$$\begin{aligned}\sum h_1 &= k_1 Q_1^{m_1}; \\ \sum h_2 &= k_2 Q_2^{m_2}; \\ \sum h_3 &= k_3 Q_3^{m_3},\end{aligned}\tag{7.16}$$

где коэффициент  $k_i$  и показатели степени  $m_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) определяются в зависимости от режимов движения жидкости.

Следовательно, в дополнение к уравнению (7.13) получаем на основе записанных равенств еще два уравнения:

$$k_1 Q_1^{m_1} = k_2 Q_2^{m_2};\tag{7.17}$$

$$k_2 Q_2^{m_2} = k_3 Q_3^{m_3}.\tag{7.18}$$

Система уравнений (7.13), (7.17), (7.18) позволяет решать, например, следующую типовую задачу: даны расход  $Q$  в основной магистрали и все размеры трубопроводов, необходимо определить расходы в параллельных трубопроводах  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$ .

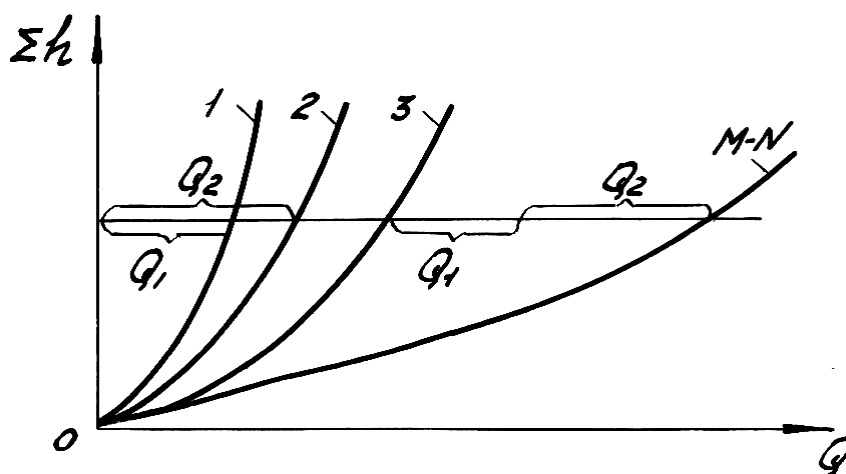


Рис. 7.6. Характеристики трубопроводов

Из соотношений (7.13) и (7.15) вытекает следующее важное правило: для построения характеристики параллельного соединения нескольких трубопроводов нужно сложить абсциссы (расходы) характеристик этих трубопроводов при одинаковых ординатах ( $\sum h$ ). Пример такого построения дан на рис. 7.6.

## 8. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНОМ ГИДРОПРИВОДЕ

Объемным гидроприводом называют совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение исполнительных механизмов машин с помощью рабочей жидкости под давлением.

В состав объемного гидропривода входят следующие устройства: гидродвигатели, насосы с приводящими двигателями, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроёмкости и гидрولинии.

Каждое из входящих в состав гидропривода устройств выполняет определенные функции.

На рис. 8.1 показана функциональная схема объемного гидропривода.

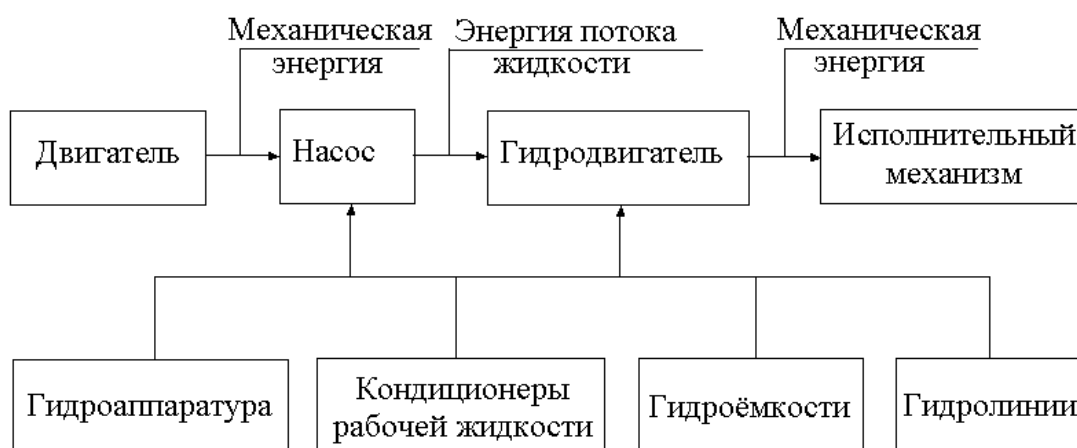


Рис. 8.1. Функциональная схема объемного гидропривода

Насосы преобразуют механическую энергию приводных (тепловых, электрических и др.) двигателей в энергию потока жидкости.

Объемные гидродвигатели (гидроцилиндры, гидромоторы и поворотные гидродвигатели) преобразуют энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию выходных звеньев (исполнительных механизмов) привода.

Гидроаппараты (клапаны, дроссели, распределители) предназначены для управления потоком рабочей жидкости. Под этим понимается изменение или поддержание заданных значений давления или рас-

хода рабочей жидкости, либо изменение направления, пуск и остановка потока рабочей жидкости, а также открытие или перекрытие отдельных гидролиний. При помощи гидроаппаратуры осуществляется управление гидроприводом и его защита от перегрузок.

Кондиционеры рабочей жидкости обеспечивают поддержание ее необходимых качественных показателей и состояния. К ним относятся фильтры, теплообменники (охладители и нагреватели), влагоотделители и пр.

Гидроемкости (гидробаки, гидроаккумуляторы) служат для хранения рабочей жидкости, которая используется в процессе работы гидропривода.

Гидролинии предназначены для движения рабочей жидкости или передачи давления от одного устройства гидропривода к другому или внутри устройства от одной полости (камеры) к другой. Различают гидролинии всасывающие, напорные, сливные, исполнительные, дренажные, управления и каналы. Конструктивно гидролинии представляют собой трубы, рукава, каналы и соединения.

Все гидравлические устройства должны быть оснащены уплотнениями для герметизации соединений.

Принцип действия объемного гидропривода основан на практической несжимаемости рабочей жидкости (высоком модуле объемного сжатия рабочей жидкости), использовании закона Паскаля и уравнения Бернулли, учитывающего течение реальной жидкости в гидросистеме. Причем для большинства практических инженерных расчетов в уравнении Бернулли можно пренебрегать геометрическим и скоростным напорами ввиду их малости.

Для изображения гидроприводов применяют в основном три типа схем: структурную, принципиальную и монтажную.

Структурная схема определяет основные функциональные части гидропривода машины и указывает на их назначение и взаимодействие. Она разрабатывается на первом этапе проектирования, предшествует разработке схем других типов и используется для общего ознакомления с машиной.

Принципиальная схема отражает полный состав элементов гидропривода и связей между ними и даёт детальное представление о принципах работы машины. Элементы и устройства гидропривода на данной схеме изображаются в виде условных графических обозначений, установленных ГОСТами (прил. 1). Требования к выполнению

принципиальной гидравлической схемы устанавливает ГОСТ 2.704-76.

Принципиальная гидравлическая схема служит основой для расчёта гидропривода, разработки схем соединений, изучения принципа действия машины, а также для её ремонта, наладки и регулировки. Действительное пространственное расположение составных частей гидропривода машины эта схема не учитывает.

Схема соединений (монтажная) определяет взаимное расположение и тип соединений элементов гидропривода между собой и обычно изображается на фоне контура конструкции машины.

Эта схема выполняется после составления принципиальной гидравлической схемы и выбора стандартного гидрооборудования, после проведения расчёта гидропривода.

### **8.1. Основные параметры объемного гидропривода**

Основными параметрами объемного гидропривода являются давление  $p$ , расход  $Q$  (для насосов – подача), полный КПД  $\eta$ , полезная  $N_{\text{п}}$  и потребляемая  $N$  мощности.

Полный КПД  $\eta$  – отношение полезной к потребляемой мощности насоса, гидродвигателя;

коэффициент подачи насоса (объемный КПД)  $\eta_{\text{об}}$  – отношение подачи насоса к его теоретической подаче;

коэффициент использования расхода гидромотора  $\eta_{\text{об}}$  – объемный КПД – величина, выражающая относительную долю объемных потерь;

гидромеханический КПД гидромашины  $\eta_{\text{гм}}$  – величина, выражающая относительную долю механических и гидравлических потерь.

Для гидродвигателей при относительно малом влиянии сжимаемости рабочей жидкости справедливо соотношение  $\eta = \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{гм}}$ . Для гидроцилиндров при относительно малой доле объемных потерь можно принимать  $\eta = \eta_{\text{гм}}$ .

Для расчета гидропривода необходимо знать выходные параметры гидродвигателей исполнительного механизма машины: величины крутящих моментов и угловых скоростей вращения вала для гидромо-

торов и величины усилий на штоках и скоростей перемещения для гидроцилиндров.

Давление может быть номинальным  $p_{\text{ном}}$ , максимальным  $p_{\text{max}}$  и рабочим.

Под номинальным понимается давление, при котором гидрооборудование работает длительное время без изменения параметров, указанных в технической характеристике.

Под максимальным давлением понимается наибольшее давление, на котором допускается кратковременная работа гидропривода.

На максимальное давление настраивается предохранительный клапан,  $p_{\text{max}} = (1,1 \dots 1,25)p_{\text{ном}}$ .

Рабочее давление – текущее фактическое давление, которое будет в гидросистеме при преодолении какого-либо сопротивления.

Согласно ГОСТ 12445–80 номинальное давление принимается равным 2,5; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 50 МПа и др.

## 8.2. Рабочая жидкость

В гидроприводе жидкость выполняет функции рабочего тела, поэтому ее называют рабочей жидкостью. С помощью рабочей жидкости энергия передается от источника (насоса) к исполнительным гидродвигателям.

Кроме того, рабочая жидкость является смазочным материалом для многочисленных пар трения, охлаждающим агентом пар трения, средой, удаляющей из пар трения продукты изнашивания и обеспечивающей при длительной эксплуатации защиту деталей от коррозии.

Поэтому одной из функций жидкости является снижение трения и устранение износа элементов гидросистемы, изготовленных из различных конструкционных материалов.

Не менее важной функцией, выполняемой рабочей жидкостью в гидросистеме, является отвод тепла от различных участков системы.

Нагрев элементов гидропривода вызывается трением подвижных частей в гидромашинах и гидроаппаратах, потерями энергии на трение и вихреобразование при течении жидкости в трубопроводах, распределителях, дросселях и других элементах гидропривода.

Для обеспечения защиты деталей элементов гидросистемы от коррозии при длительной эксплуатации машины рабочая жидкость не

должна содержать воду, для чего в некоторые жидкости вводятся специальные присадки – ингибиторы коррозии.

Исходя из основных функций, выполняемых рабочей жидкостью в гидроприводе, формулируются и требования к ней.

Рабочая жидкость должна обладать хорошей смазывающей способностью, быть стабильной в процессе хранения и эксплуатации, иметь необходимые вязкостные свойства, быть совместимой с материалами гидросистемы, обеспечивать хороший теплоотвод, иметь высокий индекс вязкости (ИВ), высокий модуль объемной упругости и низкое давление насыщенных паров, минимальную вспениваемость и высокую стойкость к образованию водных эмульсий, предотвращать образование ржавчины.

При выборе рабочей жидкости следует учитывать ее вязкость, температуру и давление, при которых будет эксплуатироваться гидросистема.

Температура застывания рабочей жидкости должна быть на 15...20 °С ниже наименьшей температуры окружающей среды. Максимальная температура рабочей жидкости в гидросистеме не должна превышать 70...80 °С.

Единой системы классификации и обозначения рабочих жидкостей не существует. Распространено обозначение рабочих жидкостей по области применения. Чаще их называют маслами гидравлическими, вводя в обозначение буквы МГ с дополнительным уточнением назначения: для гидросистем общепромышленного назначения – масла промышленные гидравлические – ИГ, для авиационной техники – АМГ, для мобильных машин – МГЕ, ВМГЗ /3, 13/.

Для гидроприводов строительных и дорожных машин рекомендуются к применению два сорта рабочей жидкости – ВМГЗ, МГ-30 и МГ-30у /3/.

Масло ВМГЗ – основной зимний сорт для гидросистем строительных и дорожных машин; допускает работу при температуре окружающей среды от – 40 до + 50 °С; рабочая температура до + 90 °С /3, 13/. В связи с интенсивным использованием строительных и дорожных машин масло, как правило, заменяют каждый сезон (летом заправляют маслом МГ-30).

### 8.3. Насосы

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

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

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

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

В гидроприводах мобильных машин наибольшее применение нашли роторные насосы.

Наименование различных конструктивных типов насосов связано с видом вытеснителя.

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

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

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

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

Теоретическая подача рабочей жидкости насоса определяется выражением

$$Q_n = q_n n_n, \quad (8.1)$$

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

Полезная мощность насоса определяется выражением

$$N_{нп} = \Delta p_n Q_n, \quad (8.2)$$

где  $N_{\text{нп}}$  – полезная мощность насоса, Вт;  $\Delta p_{\text{н}}$  – перепад давления на насосе, Па,  $\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}$ , здесь  $p_{\text{вых}}$  – давление на выходе из насоса,  $p_{\text{вх}}$  – давление на входе в насос;  $Q_{\text{н}}$  – подача, м<sup>3</sup>/с.

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

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

$$N_{\text{н}} = M_{\text{н}} \omega_{\text{н}}, \quad (8.3)$$

где  $M_{\text{н}}$  – крутящий момент на валу насоса, Н·м;  $\omega_{\text{н}}$  – угловая скорость вращения вала насоса,  $\omega_{\text{н}} = 2\pi n_{\text{н}}$ .

Потери мощности в насосе оцениваются КПД:

$$\eta = \frac{N_{\text{нп}}}{M_{\text{н}}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{об}} = \eta_{\text{гм}} \eta_{\text{об}}, \quad (8.4)$$

где  $\eta$  – полный КПД насоса;  $\eta_{\text{м}}$  – механический КПД;  $\eta_{\text{г}}$  – гидравлический КПД;  $\eta_{\text{об}}$  – объемный КПД (коэффициент подачи);  $\eta_{\text{гм}}$  – гидромеханический КПД,  $\eta_{\text{гм}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}$ .

Насос выбирается по величине рабочего объема  $q_{\text{н}}$ , давлению  $p_{\text{ном}}$ , значение которого обусловлено назначением гидропривода.

### **8.3.1. Шестеренные насосы**

Шестеренные насосы получили наибольшее применение в гидроприводах мобильных машин, работающих при давлении до 15...20 МПа.

Наибольшее распространение получили односекционные шестеренные насосы с прямозубыми колесами внешнего зацепления.

Работают эти насосы при высокой частоте вращения вала, поэтому их можно соединять непосредственно с валами приводящих двигателей.

Применяют в основном шестеренные насосы типа НШ: НШ 10, НШ 32, НШ 50 и т.д., где цифры, стоящие рядом с буквами, указывают рабочий объем в см<sup>3</sup>.

Общий вид насоса НШ 32 представлен на рис. 8.2.

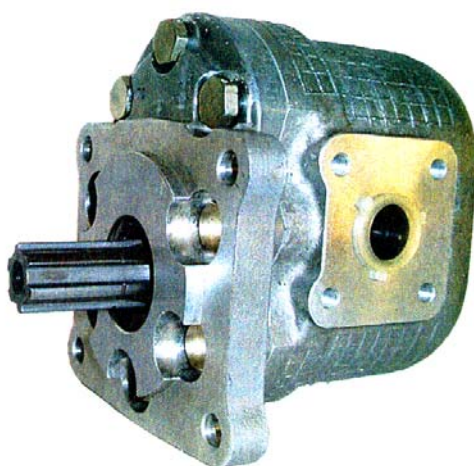


Рис. 8.2. Общий вид насоса НШ 32

Общий вид насоса НШ 71 (НШ100) представлен на рис. 8.3.

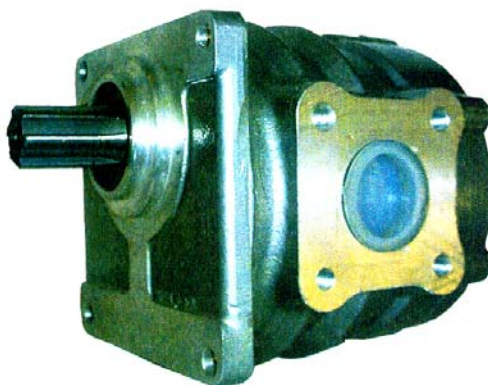


Рис. 8.3. Общий вид насоса НШ 71 (НШ100)

### ***8.3.2. Аксиально-поршневые насосы***

В аксиальных роторно-поршневых гидромашинах при вращении вала поршня (вытеснители) совершают возвратно-поступательное движение в осевом направлении параллельно (аксиально) оси ротора (блока цилиндров).

Согласно схеме передачи движения к вытеснителям, различают аксиально роторно-поршневые гидромашины с наклонным диском, у которых оси ведущего звена и вращения ротора совпадают, и с наклонным блоком, у которых оси ведущего звена и вращения ротора расположены под углом.

На мобильных машинах наиболее широко применяют аксиально-поршневые нерегулируемые и регулируемые гидромашины с наклонным блоком цилиндров.

Аксиально-поршневые гидромашины стали одними из самых применяемых в гидроприводах мобильных машин и стационарном оборудовании благодаря следующим преимуществам: более высокому полному КПД (0,85...0,94) по сравнению с КПД шестеренных и пластинчатых гидромашин; работоспособности при высоком давлении в пределах 20...32 МПа (до 40...50 МПа); возможности регулировать рабочий объем за счет наклона диска или блока цилиндров; широкому диапазону рабочих объемов от 0,5 см<sup>3</sup>/об до 30 дм<sup>3</sup>/об; длительным срокам службы до 10000...12000 ч; низкому уровню шума; достаточно высоким удельным показателям и др.

В основу серийно выпускаемых гидромашин, отличающихся габаритными размерами, положена унифицированная конструкция качающего узла.

Для гидроприводов мобильных машин производятся аксиально-поршневые нерегулируемые (типа 210 и 310) и регулируемые (типа 207, 224, 303, 321 и 333) насосы и гидромоторы. Основой каждого типоразмера гидромашин является унифицированная конструкция качающего узла, на базе которого созданы различные исполнения.

Общий вид гидромашины типа 210... представлен на рис. 8.4.

Аксиально-поршневые регулируемые насосы типа 207 изготавливаются трех типоразмеров, отличающихся диаметром поршня унифицированного качающего узла.

Регулирование величины и направления потока жидкости происходит за счет изменения угла наклона поворотного корпуса. Подача регулируемого насоса может плавно изменяться при изменении угла наклона поворотного корпуса от 0 до  $\pm 25^\circ$ .

Сдвоенные аксиально-поршневые регулируемые насосы типа 223 состоят из двух унифицированных качающих узлов насоса типа 207, установленных параллельно в общем корпусе.

Сдвоенные насосы обычно используют в том случае, когда необходимо обеспечить работу двухпоточной гидросистемы.



Рис. 8.4. Общий вид гидромашины типа 210

#### 8.4. Гидродвигатели

Гидродвигатель – гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена гидромашины.

По виду движения выходного звена гидродвигатели делятся на гидродвигатели с вращательным движением выходного звена (гидромоторы), с поступательным движением выходного звена (гидроцилиндры) и гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена (поворотные гидродвигатели).

Гидромоторы предназначены для преобразования энергии движущейся жидкости в механическую энергию вращения исполнительного органа различных машин и механизмов.

Основным требованием при выборе гидромотора является обеспечение исполнительным органом машины необходимого крутящего момента и частоты вращения.

Обычно в качестве гидромоторов используются объемные роторные гидромашины. Гидромоторы конструктивно мало отличаются от роторных насосов.

По величине крутящего момента и частоты вращения вала гидромоторы можно разделить на две группы: низкомоментные, высокомоментные.

Низкомоментные гидромоторы характеризуются развитием небольшого крутящего момента и больших частот вращения. Высокомоментные гидромоторы развивают большой крутящий момент при небольших частотах вращения.

Высокомоментные гидромоторы в основном предназначены для использования их в гидроприводах без промежуточного звена (редуктора) с целью уменьшения массы, габаритов, улучшения динамических характеристик объемного гидропривода. Высокомоментные гидромоторы имеют малые значения массы на единицу передаваемого момента.

В качестве низкомоментных гидромоторов в большинстве случаев используют аксиально-поршневые, реже – шестеренные, пластинчатые гидромоторы.

В качестве высокомоментных гидромоторов в основном применяют радиально-поршневые, аксиально-поршневые гидромоторы.

Целесообразность применения в приводах вращательного движения низкомоментных или высокомоментных гидромоторов определяется в каждом конкретном случае отдельно, исходя из конкретных требований к приводу машины.

Основными параметрами любого гидромотора являются следующие: рабочий объем гидромотора  $q_m$ , номинальное давление  $p_{ном}$ , частота вращения вала  $n_m$ , расход  $Q_m$ , мощность  $N_m$ , полный КПД  $\eta$ .

Полезная мощность гидромотора определяется выражением

$$N_{мп} = M_m \omega_m = M_m 2\pi n_m, \quad (8.5)$$

где  $N_{мп}$  – полезная мощность гидромотора, Вт;  $M_m$  – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м;  $\omega_m$  – угловая скорость вращения вала гидромотора,  $c^{-1}$ ;  $n_m$  – частота вращения вала,  $c^{-1}$ .

Потребляемая мощность гидромотором определяется по формуле

$$N_M = \Delta p_M Q_M = \Delta p_M q_M n_M, \quad (8.6)$$

где  $N_M$  – мощность, потребляемая гидромотором, Вт;  $\Delta p_M$  – перепад давления на гидромоторе, Па,  $\Delta p_M = p_{вх} - p_{вых}$ , здесь  $p_{вх}$  – давление на входе в гидромотор,  $p_{вых}$  – давление на выходе из гидромотора, для предварительных расчетов можно принять  $\Delta p_M = p_{ном}$ ;  $Q_M$  – теоретический расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $q_M$  – рабочий объем гидромотора, м<sup>3</sup>/об;  $n_M$  – частота вращения вала, с<sup>-1</sup> (об/с).

Потери мощности в гидромоторе оцениваются КПД:

$$\eta = \frac{N_{мп}}{N_M} = \eta_M \eta_\Gamma \eta_{об} = \eta_{ГМ} \eta_{об}, \quad (8.7)$$

где  $\eta$  – полный КПД гидромотора;  $\eta_M$  – механический КПД;  $\eta_\Gamma$  – гидравлический КПД;  $\eta_{об}$  – объемный КПД;  $\eta_{ГМ}$  – гидромеханический КПД,  $\eta_{ГМ} = \eta_M \eta_\Gamma$ .

Если пренебречь потерями мощности в гидромоторе, то из выражений (8.5) и (8.6) можно определить рабочий объем гидромотора

$$q_M = M_M 2\pi / \Delta p_M. \quad (8.8)$$

По расчетным значениям рабочего объема гидромотора  $q_M$ , номинальному давлению и остальным параметрам выбирается гидромотор.

Каждый конструктивный тип гидромотора (шестеренные, поршневые, пластинчатые) имеет свои достоинства и недостатки.

Шестеренные гидромоторы отличаются простотой и технологичностью конструкции, хорошими массовыми и габаритными показателями, могут работать при высокой (до 2400 об/мин) частоте вращения.

Для работы шестеренных гидромоторов не требуется высокая степень очистки рабочей жидкости. К недостаткам следует отнести невысокий КПД, большие пусковые моменты, небольшой диапазон частоты вращения, связанный с высоким нижним пределом (150...300 об/мин).

Отечественные заводы тракторных гидроагрегатов изготавливают шестеренные гидромоторы типа ГМШ-32, ГМШ-50 и ГМШ-100.

Поршневые гидромоторы отличаются от других типов возможностью надежного уплотнения рабочей камеры, что позволяет работать при высоком (до 32 МПа и выше) давлении и с высоким КПД.

Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы типа МР развивают значительный крутящий момент и используются для привода поворотной части экскаваторов, кранов, ходовой части, лебедок строительных, дорожных, мелиоративных и коммунальных машин, рабочих органов машин без механического редуктора или с редуктором с небольшим передаточным отношением.

Гидравлические цилиндры (силовые гидроцилиндры) предназначены для преобразования энергии движущейся жидкости в механическую энергию поступательного движения выходного звена.

Основным требованием при выборе гидроцилиндра является обеспечение исполнительным органом машины необходимого усилия  $F$  и скорости движения  $V$  выходного звена. Выходным звеном может быть как шток, так и корпус (гильза) гидроцилиндра.

В зависимости от конструктивного исполнения гидроцилиндры могут быть поршневые с односторонним или двусторонним штоком и телескопические.

Для привода рабочих органов мобильных машин наиболее широко применяются поршневые гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним выходом штока.

Основными параметрами гидроцилиндров, определяющими их геометрические размеры и внешние характеристики, являются следующие: номинальное давление  $p_{\text{ном}}$ ; диаметр поршня (гильзы)  $D$ ; диаметр штока  $d$ ; ход поршня  $L$ .

Из опыта проектирования установлено, что отношение диаметра штока к диаметру поршня равно  $\psi = d/D = 0,3...0,7/3, 10/$ .

Диаметры поршня и штока определяют усилие, развиваемое гидроцилиндром при заданном рабочем давлении, и скорость движения выходного звена при заданном расходе рабочей жидкости.

Усилие на штоке гидроцилиндра без учета сил трения и инерции определяется выражением

$$F = \Delta p_{\text{ц}} S, \quad (8.9)$$

где  $F$  – усилие на штоке, Н;  $\Delta p_{\text{ц}}$  – перепад давления на гидроцилиндре, Па;  $\Delta p_{\text{ц}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ , здесь  $p_{\text{вх}}$  – давление на входе в гидроцилиндр,  $p_{\text{вых}}$  – давление на выходе из гидроцилиндра;  $S$  – рабочая (эффективная) площадь поршня,  $\text{м}^2$ ,  $S = S_{\text{п}} = \pi D^2 / 4$  (для поршневой полости),  $S = S_{\text{шт}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$  (для штоковой полости).

Расчетную скорость движения штока без учета утечек рабочей жидкости определяют по формуле

$$V = Q_{\text{ц}}/S, \quad (8.10)$$

где  $V$  – скорость движения штока, м/с;  $Q_{\text{ц}}$  – расход рабочей жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $S$  – рабочая (эффективная) площадь поршня, м<sup>2</sup>.

Полезная мощность гидроцилиндра определяется выражением

$$N_{\text{цп}} = FV, \quad (8.11)$$

$N_{\text{цп}}$  – полезная мощность, развиваемая гидроцилиндром, Вт;  $F$  – усилие на штоке, Н;  $V$  – скорость движения штока, м/с.

Потребляемая мощность гидроцилиндром определяется по формуле

$$N_{\text{ц}} = \Delta p_{\text{ц}} Q_{\text{ц}}, \quad (8.12)$$

где  $\Delta p_{\text{ц}}$  – перепад давления на гидроцилиндре, Па;  $Q_{\text{ц}}$  – расход рабочей жидкости, м<sup>3</sup>/с.

Потери мощности в гидроцилиндре оцениваются КПД:

$$\eta = \frac{N_{\text{цп}}}{N_{\text{ц}}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{об}} = \eta_{\text{гм}} \eta_{\text{об}}. \quad (8.13)$$

Основные параметры поршневых гидроцилиндров регламентируются ГОСТ 6540–68, телескопических гидроцилиндров – ГОСТ 16029–70, общетехнические требования к гидроцилиндрам – ГОСТ 16514–79.

## 8.5. Гидроаппаратура

Гидравлическим аппаратом называют устройство гидропривода, которое выполняет хотя бы одну из следующих функций: изменяет направление потока рабочей жидкости, открывает или перекрывает поток рабочей жидкости (расход, давление) или поддерживает их заданное значение.

Для любого гидроаппарата характерно наличие запорно-регулирующего элемента – подвижной детали (клапана, золотника, крана), при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение гидроаппарата.

Гидроаппараты в соответствии с ГОСТ 17752 – 72 подразделяются по следующим признакам: по конструкции запорно-регулирующего элемента – золотниковые, крановые и клапанные; по принципу воз-

действия на запорно-регулирующий элемент —клапаны и гидроаппараты неклапанного действия; по характеру открытия рабочего проходного сечения – регулирующие и направляющие; по возможности регулирования – регулируемые и нерегулируемые; по назначению – клапаны давления, распределители, дроссели, обратные клапаны и т.д.

Условные графические обозначения гидроаппаратов на схемах устанавливает ГОСТ 2.782–96 (см. прил. 1).

Основными параметрами гидроаппаратов являются условный проход, номинальное давление и расход рабочей жидкости, площадь рабочего проходного сечения.

По этим параметрам и проводится выбор гидроаппаратуры. Под условным проходом понимают номинальный внутренний диаметр соединительной трубы или входного (выходного) отверстия, округленный до ближайшей величины из установленного ряда.

Рекомендуемые значения условного прохода согласно ГОСТ 16516–80 следующие: 2,5; 3,2; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80 мм и др.

## **8.6. Фильтры рабочей жидкости, гидробаки и гидролинии**

Для очистки рабочей жидкости от механических примесей в гидросистемах машин применяют фильтры.

К основным параметрам фильтров относят следующие: номинальную тонкость фильтрации в мкм; номинальное давление жидкости; номинальный расход жидкости; условный проход; допустимый перепад давления на фильтроэлементе; ресурс работы фильтроэлемента. ГОСТ 14066–68 установлены следующие значения тонкостей фильтрации в мкм: 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63, 100 и др.

Гидробак – гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью. Гидробаки должны также обеспечивать охлаждение рабочей жидкости, осаждение загрязнений и температурную компенсацию изменения объема рабочей жидкости.

Гидробаки могут находиться под атмосферным и под избыточным давлением.

Основным параметром бака, предназначенного для работы под атмосферным давлением, является номинальная емкость (емкость) в  $\text{дм}^3$ .

Масляные баки не унифицированы, поэтому их конструкцию и форму выбирают в зависимости от его компоновки на проектируемой машине.

Предпочтительнее, с точки зрения улучшения теплоотдачи, форма бака в виде параллелепипеда. Их делают сварными из листовой стали толщиной 1...2 мм. Бак должен быть снабжен всасывающим и сливным патрубками, сапуном, горловиной и фильтром для заправки, пробкой или краном для слива рабочей жидкости.

Гидравлической линией называют устройство, предназначенное для прохождения рабочей жидкости от одного элемента к другому в процессе работы гидропривода.

По назначению гидролинии подразделяют на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и линии управления.

Конструктивно гидролинии представляют собой трубопроводы, рукава, каналы и соединения. Рукава применяют в гидроприводах для соединения гидроустройств, элементы которых имеют значительные относительные перемещения.

При расчетах трубопроводов и рукавов определяют условные проходы и проверяют прочность.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Практическое значение гидравлики возрастает в связи с потребностями современной техники в создании высокопроизводительных средств механизации и автоматизации на основе гидропривода. Объемный гидравлический привод является неотъемлемой частью современных мобильных машин, широко применяется в машиностроении и промышленном оборудовании.

Общие тенденции дальнейшего совершенствования гидрооборудования следующие:

- расширение диапазонов изменения основных параметров (в первую очередь давлений (до 32...40 МПа) и расходов рабочей жидкости);
- применение электрогидравлического управления и электронных устройств в приводах;
- повышение безотказности и долговечности наиболее ответственных элементов гидросистем;
- снижение металлоемкости и уровня шума, создаваемого при работе гидрооборудования;
- универсализация и унификация гидрооборудования.

Повышение КПД гидромашин во всем диапазоне изменения рабочих параметров дает возможность расширения области их применения.

В настоящее время предпочтение отдается универсальным конструкциям гидрооборудования. Основная цель универсализации – существенное сокращение номенклатуры гидрооборудования, необходимого для комплексной гидрофикации мобильных машин.

Помимо создания многофункционального гидрооборудования к основным направлениям его унификации относятся модульный метод конструирования, модификация базовых моделей.

Ускорению развития гидроприводов будут способствовать накопление теоретических знаний, новые научно-технические достижения, расширяющиеся технологические возможности производства, совершенствование системы автоматизированного проектирования, прогресс в области материаловедения.

## Библиографический список

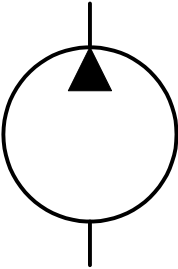
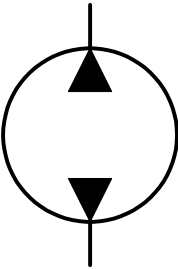
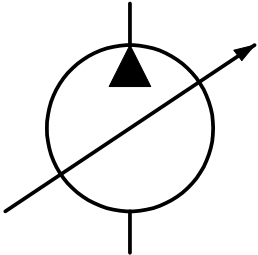
1. *Алексеева Т.В., Галдин Н.С., Шерман Э.Б.* Гидравлические машины и гидропривод мобильных машин. – Новосибирск: Изд-во НГУ, 1994. – 212 с.
2. *Башта Т.М.* Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
3. *Васильченко В.А.* Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
4. *Галдин Н.С.* Элементы объемных гидроприводов мобильных машин: Справочные материалы: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 127 с.
5. Гидравлика и гидропривод: Учебное пособие /*Н.С.Гудилин, Е.М.Кривенко, В.С.Маховиков* и др. – М.: Изд-во МГТУ, 2001. – 520 с.
6. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: Учебное пособие /Под ред. *С.П.Стесина*. – М.: ИЦ «Академия», 2005. – 384 с.
7. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для вузов /*Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов* и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
8. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин: Каталог-справочник. Ч. 1 /*Л.Г.Додин* и др. – М.: Машмир, 1992. – 168 с.
9. *Захарова Н.С.* Гидравлика, гидравлические машины и основы гидропривода: Учебное пособие. – Череповец: Изд-во ЧГУ, 2004. – 215 с.
10. *Долгачев Ф.М., Лейко В.С.* Основы гидравлики и гидропривод. – М.: Стройиздат, 1981. – 183 с.
11. *Иванов Р.А., Иванов Я.А., Гераськин С.В.* Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Гидравлика: Учебник. – Балашиха: Изд-во ВТУ, 2004. – 210 с.
12. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
13. *Каверзин С.В.* Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учеб. пособие. – Красноярск: ПИК «Офсет», 1997. – 384 с.
14. *Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейнак А.А.* Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
15. Основы машиностроительной гидравлики / *Т.В.Алексеева, Н.С.Галдин, Э.Б.Шерман, В.С.Щербаков*. – Омск: ОмПИ, 1986. – 87 с.
16. *Попов Д.Н., Панаиотти С.С., Рябинин М.В.* Гидромеханика: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002. – 384 с.
17. Расчет объемного гидропривода мобильных машин: Методические указания для курсового проектирования по дисциплинам «Гидравлика», «Гидравлика и гидропневмопривод» / Сост. *Н.С.Галдин*. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2003. – 28 с.
18. *Холин К. М., Никитин О.Ф.* Основы гидравлики и объемные гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
19. *Чугаев Р.Р.* Гидравлика. – Л.: Энергия, 1982. – 672 с.
20. *Шейнак А.А.* Гидравлика и гидропневмопривод: Учеб. пособие. Ч.1. Основы механики жидкости и газа. – М.: МГИУ, 2003. – 192 с.

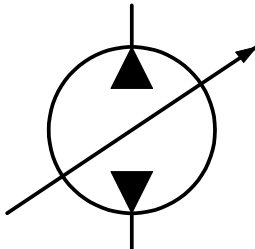
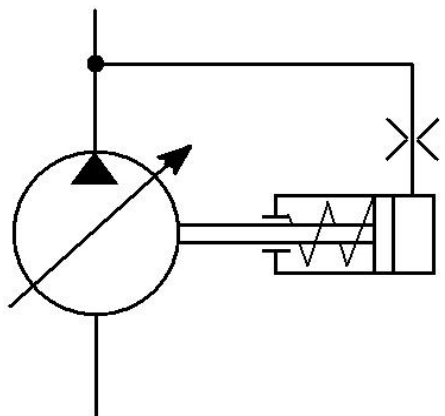
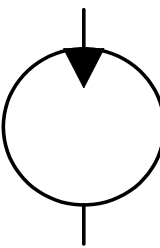
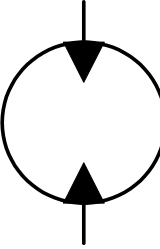
## ПРИЛОЖЕНИЯ

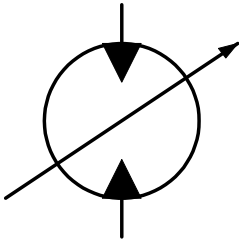
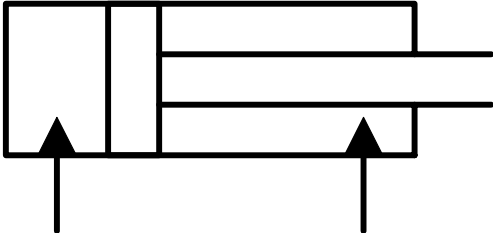
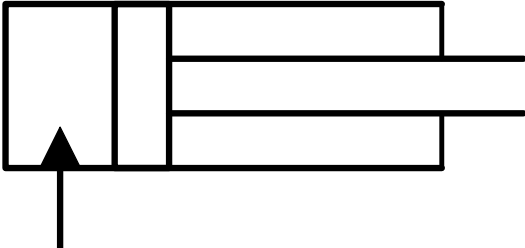
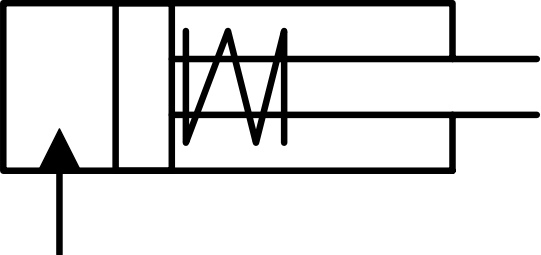
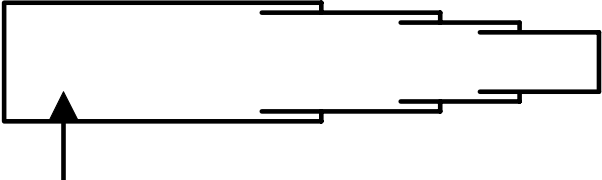
### Приложение 1

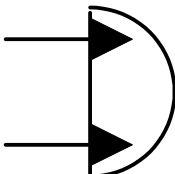
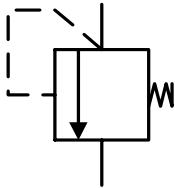
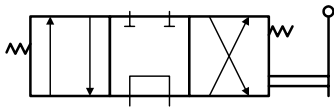
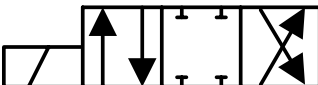
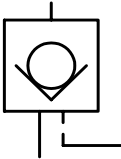
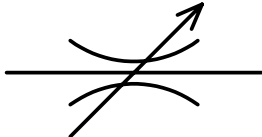
#### Условные графические обозначения основных элементов гидропривода

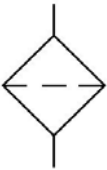
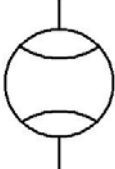
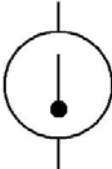
Элементы и устройства гидропривода изображаются на принципиальных гидравлических схемах, определяющих полный состав элементов и связи между ними, в виде условных графических обозначений, установленных ГОСТ 2.780–96, ГОСТ 2.781–96, ГОСТ 2.782–96, ГОСТ 2.784–96. Условные графические обозначения основных элементов гидропривода, применяемые в гидравлических схемах, приведены в таблице

| Наименование элемента схемы                  | Условное обозначение                                                                  |
|----------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| 1                                            | 2                                                                                     |
| Насос нерегулируемый с нереверсивным потоком |   |
| Насос нерегулируемый с реверсивным потоком   |  |
| Насос регулируемый с нереверсивным потоком   |   |

| 1                                                         | 2                                                                                     |
|-----------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>Насос регулируемый с реверсивным потоком</p>           |     |
| <p>Насос регулируемый с регулятором мощности</p>          |    |
| <p>Гидромотор нерегулируемый с неревверсивным потоком</p> |  |
| <p>Гидромотор нерегулируемый с реверсивным потоком</p>    |  |

| 1                                                                                    | 2                                                                                    |
|--------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| Гидромотор регулируемый с реверсивным потоком                                        |    |
| Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком                          |    |
| Гидроцилиндр одностороннего действия поршневой (без указания способа возврата штока) |   |
| Гидроцилиндр одностороннего действия поршневой (с возвратом штока пружиной)          |  |
| Гидроцилиндр телескопический с односторонним выдавливанием                           |  |

| 1                                                                            | 2                                                                                     |
|------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| Поворотный гидродвигатель                                                    |    |
| Клапан напорный<br>(предохранительный или перелив-<br>ной)                   |    |
| Гидрораспределитель трехпозици-<br>онный с ручным управлением                |     |
| Гидрораспределитель трехпозици-<br>онный с электромагнитным управ-<br>лением |   |
| Клапан обратный                                                              |  |
| Гидрозамок односторонний                                                     |  |
| Дроссель регулируемый                                                        |   |

| 1                                        | 2                                                                                     |
|------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| Фильтр                                   |    |
| Охладитель без указания подвода и отвода |    |
| Гидробак                                 |     |
| Аккумулятор пружинный гидравлический     |  |
| Расходомер                               |  |
| Термодатчик                              |  |
| Манометр                                 |  |

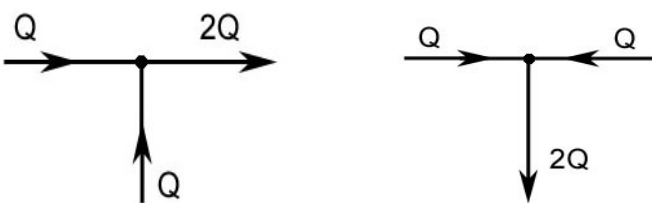
**Буквенные позиционные обозначения основных  
элементов гидропривода на принципиальных  
гидравлических схемах по ГОСТ 2.704–76**

|                                     |    |
|-------------------------------------|----|
| Устройство (общее обозначение)..... | А  |
| Гидроаккумулятор .....              | АК |
| Аппарат теплообменный .....         | АТ |
| Гидробак .....                      | Б  |
| Гидродвигатель поворотный .....     | Д  |
| Делитель потока .....               | ДП |
| Гидродроссель .....                 | ДР |
| Гидрозамок .....                    | ЗМ |
| Гидроклапан .....                   | К  |
| Гидроклапан обратный .....          | КО |
| Гидроклапан предохранительный ..... | КП |
| Гидроклапан редукционный .....      | КР |
| Гидромотор .....                    | М  |
| Манометр .....                      | МН |
| Насос .....                         | Н  |
| Насос аксиально-поршневой .....     | НА |
| Насос-мотор .....                   | НМ |
| Насос пластинчатый .....            | НМ |
| Насос радиально-поршневой .....     | НР |
| Гидрораспределитель .....           | Р  |
| Гидроаппарат золотниковый .....     | РЗ |
| Гидроаппарат клапанный .....        | РК |
| Регулятор потока .....              | РП |
| Сумматор потока .....               | СП |
| Термометр .....                     | Т  |
| Гидроусилитель .....                | УС |
| Фильтр .....                        | Ф  |
| Гидроцилиндр .....                  | Ц  |

**Расчетные формулы для определения коэффициента  
путевых потерь (коэффициента Дарси)**

| Характеристика потока и трубопровода                                                                                         | Расчетная зависимость                                                                                                                                                                                                                  |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Ламинарный изотермический поток в круглых трубах                                                                             | Формула Пуазейля:<br>$\lambda = 64/\text{Re}$                                                                                                                                                                                          |
| Ламинарный поток в реальных трубопроводах круглого сечения                                                                   | $\lambda = 75/\text{Re}$                                                                                                                                                                                                               |
| Ламинарный поток в гибких рукавах и резиновых шлангах с наконечниками                                                        | $\lambda = \frac{75...85}{\text{Re}}$                                                                                                                                                                                                  |
| Турбулентный поток в гидравлически гладких трубопроводах при $2320 < \text{Re} < 10^5$                                       | Формула Блазиуса:<br>$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$                                                                                                                                                                       |
| Турбулентный поток в гидравлически гладких трубопроводах при $10^5 < \text{Re} < 3 \cdot 10^6$                               | Формула<br>Конакова $\lambda = \frac{1}{(1,81 \lg \text{Re} - 1,5)^2}$                                                                                                                                                                 |
| Турбулентный поток в шероховатых трубопроводах при $\text{Re} > 10^5$ (коэффициент $\lambda$ не зависит от числа Рейнольдса) | Формула Никурадзе:<br>$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{d}{\Delta}\right)^2}$<br>или формула Шифринсона:<br>$\lambda = 0,11 \sqrt[4]{\Delta / d}$ ,<br>где $d$ – внутренний диаметр;<br>$\Delta$ – абсолютная шероховатость |
| Турбулентный поток в гибких рукавах и резиновых шлангах при $5 \cdot 10^3 < \text{Re} < 1,2 \cdot 10^5$                      | $\lambda = \frac{0,38...0,52}{\text{Re}^{0,265}}$<br>Для новых рукавов принимается 0,38                                                                                                                                                |
| Турбулентный поток в трубах некруглого сечения с гладкими и шероховатыми стенками                                            | $\lambda$ определяется по формулам для круглых труб                                                                                                                                                                                    |

**Ориентировочные значения коэффициентов  
местных сопротивлений некоторых  
элементов гидропривода**

| Тип местного сопротивления                                                                                                                      | Коэффициент          |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------|
| Золотниковый распределитель                                                                                                                     | 2...4                |
| Обратный клапан                                                                                                                                 | 2...3                |
| Дроссель                                                                                                                                        | 2...2,2              |
| Разъемная самозапирающаяся соединительная муфта                                                                                                 | 1...1,5              |
| Фильтр                                                                                                                                          | 2...3                |
| Присоединительный штуцер, переходник                                                                                                            | 0,1...0,15           |
| Плавное колено трубопровода под углом $90^\circ$                                                                                                | 0,12...0,15          |
| Угольник с поворотом под углом $90^\circ$                                                                                                       | 1,5...2              |
| Сверленный угольник                                                                                                                             | 2                    |
| Выход жидкости из трубопровода в бак:<br>а) для турбулентного режима<br>б) для ламинарного режима                                               | 1<br>2               |
| Вход в гидроцилиндры, фильтры и т.д.                                                                                                            | 0,8...0,9            |
| Выход из бака в трубопровод с острыми кромками:<br>а) при трубе, выполненной заподлицо со стенками резервуара<br>б) при трубе, выдвинутой в бак | 0,05<br>1            |
| Тройники с одинаковыми диаметрами всех каналов:                                                                                                 |                      |
| а) поток складывается<br>                                    | 0,5...0,7<br>1,5...2 |
| б) поток расходится<br>                                      | 0,9...1,2<br>1...1,5 |

**Ориентировочные значения максимальных  
скоростей течения рабочей жидкости**

| Назначение гидролинии                         | Скорость $v$ , м/с, не более |
|-----------------------------------------------|------------------------------|
| Всасывающая                                   | 1,2                          |
| Сливная                                       | 2,0                          |
| Напорная (нагнетательная) при давлениях, МПа: |                              |
| до 2,5                                        | 2,5                          |
| до 10                                         | 4,0                          |
| до 16                                         | 5,0                          |
| Свыше 25                                      | 6,2                          |

**Средняя высота неровностей (абсолютная шероховатость)  
внутренних поверхностей трубопроводов,  
выполненных из различных материалов**

| Тип трубопровода                            | Абсолютная шероховатость $\Delta$ , мм |
|---------------------------------------------|----------------------------------------|
| Стальные цельнотянутые                      | 0,04...0,08                            |
| Чугунные и стальные с коррозией             | 0,2...0,3                              |
| Медные, латунные, алюминиевые цельнотянутые | 0,01...0,05                            |
| Резиновые рукава и шланги                   | 0,03                                   |

**Основные определения и зависимости  
гидравлики и гидропривода**

| Наименование                                | Определения и зависимости                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |
|---------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1                                           | 2                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |
| Плотность жидко-<br>сти                     | Масса жидкости в единице объема: $\rho = m / V$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         |
| Удельный вес                                | Вес жидкости в единице объема: $\gamma = G / V$ ,<br>$\gamma = \rho g$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |
| Сжимаемость                                 | Свойство жидкости изменять свою плотность (объем) при изменении давления и (или) температуры                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |
| Вязкость                                    | Свойство жидкости оказывать сопротивление относительно движению (сдвигу) частиц жидкости                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| Динамический ко-<br>эффициент вязко-<br>сти | Коэффициент пропорциональности $\mu$ , входящий в выражение закона трения Ньютона: $\tau = \mu \frac{dv}{dy}$ ,<br>где $\tau$ – касательное напряжение (удельная сила трения) на элементарной площадке, лежащей на поверхности соприкасающихся слоев движущейся жидкости; $\frac{dv}{dy}$ – производная скорости слоев жидкости $V$ по нормали $y$ к рассматриваемым слоям жидкости (градиент скорости) |
| Кинематический коэффициент вязкости         | Величина $\nu$ , равная отношению динамического коэффициента вязкости $\mu$ к плотности жидкости $\rho$ : $\nu = \mu / \rho$                                                                                                                                                                                                                                                                            |
| Живое сечение                               | Поперечное сечение потока $S$ , перпендикулярное к направлению движения жидкости                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |
| Смоченный пери-<br>метр                     | Длина контура живого сечения $x$ , на которой жидкость соприкасается с твердыми стенками                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| Гидравлический радиус                       | Величина, равная отношению площади живого сечения $S$ к смоченному периметру $x$ , т.е.                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 |

|  |             |
|--|-------------|
|  | $R_r = S/x$ |
|--|-------------|

| 1                                                    | 2                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |
|------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                                                      | Гидравлический диаметр $D_r = 4R_r$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         |
| Расход                                               | <p>Количество жидкости, протекающей через живое сечение в единицу времени:</p> <p>– объемный расход <math>Q = V / t</math>,<br/>где <math>V</math> – объем; <math>t</math> – время;</p> <p>– массовый расход <math>M = \frac{m}{t} = \rho Q</math>,<br/>где <math>m</math> – масса жидкости; <math>\rho</math> – плотность;</p> <p>– весовой расход <math>G_{ж} = \frac{G}{t} = \gamma Q</math>,<br/>где <math>\gamma</math> – удельный вес жидкости;<br/><math>G</math> – вес жидкости</p> |
| Давление                                             | <p>Величина, определяемая силой, приходящейся на единицу поверхности (при равномерно распределенной нагрузке) <math>p = F / S</math>,<br/>где <math>F</math> – сила, нормальная к поверхности;<br/><math>S</math> – площадь поверхности</p>                                                                                                                                                                                                                                                 |
| Средняя скорость потока                              | <p>Скорость, с которой должны были бы двигаться все частицы жидкости через данное живое сечение, чтобы сохранился расход, соответствующий действительному распределению скоростей в этом же живом сечении <math>V = Q / S</math>,<br/>где <math>V</math> – средняя скорость потока;<br/><math>Q</math> – расход жидкости;<br/><math>S</math> – площадь живого сечения</p>                                                                                                                   |
| Уравнение неразрывности потока (постоянства расхода) | <p>Уравнение выражает постоянство расхода жидкости, проходящей через каждое сечение вдоль потока:</p> $Q = S_1 V_1 = S_2 V_2 = \dots SV = \text{const},$ <p>где <math>S</math> – площадь живого сечения;<br/><math>V</math> – средняя скорость потока в сечении</p>                                                                                                                                                                                                                         |
| Уравнение Бернулли                                   | <p>При установившемся движении жидкости уравнение Бернулли, записанное для двух сечений потока (первое сечение начальное),</p>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |

| 1                                           | 2                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      |
|---------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                                             | <p>имеет вид</p> $z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{пот}},$ <p>где <math>p</math> – давление в центре тяжести сечения;<br/> <math>z</math> – геометрическая высота центра тяжести сечения;<br/> <math>\gamma</math> – удельный вес жидкости, <math>\gamma = \rho g</math>;<br/> <math>V</math> – средняя скорость потока;<br/> <math>\alpha</math> – коэффициент Кориолиса;<br/> <math>h_{\text{пот}}</math> – потери напора в потоке между первым и вторым сечениями</p>                                         |
| Число Рейнольдса (критерий режима движения) | <p>Безразмерная величина <math>Re</math>, характеризующая режим движения жидкости и равная отношению произведения средней скорости <math>V</math> и гидравлического диаметра сечения <math>D_r</math> к кинематическому коэффициенту вязкости <math>\nu</math>, т.е.</p> $Re = \frac{VD_r}{\nu}.$ <p>При круглом сечении трубопровода с внутренним диаметром <math>d</math>: <math>Re = \frac{Vd}{\nu}.</math></p> <p>Значение числа Рейнольдса, соответствующее переходу ламинарного режима движения жидкости в турбулентный и турбулентного в ламинарный, называют критическим числом Рейнольдса</p> |
| Турбулентный режим движения                 | Хаотичное, беспорядочное движение жидкости с пульсацией скоростей, давлений и перемешиванием ее частиц                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 |
| Ламинарный режим движения                   | Струйчатое, слоистое, упорядоченное движение жидкости без перемешивания ее частиц                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      |

| 1                                     | 2                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |
|---------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Местное сопротивление                 | Гидравлическое сопротивление движению потока жидкости, вызывающее изменение скорости жидкости по величине или направлению и возникающее на участках резкого изменения конфигурации потока (поворот, сужение, расширение, задвижка, клапан, дроссель, распределитель и т.д.)                                                                                                                                                                                                                                          |
| Сопротивление по длине                | Гидравлическое сопротивление движению потока жидкости, вызываемое вязкостью и перемешиванием частиц жидкости на участке рассматриваемой длины без учета влияния местных сопротивлений                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| Потери напора в местном сопротивлении | <p>Потери напора <math>h_m</math> (удельной энергии потока) на преодоление местных сопротивлений. Определяются по формуле Вейсбаха:</p> $h_m = \xi \frac{V^2}{2g},$ <p>где <math>\xi</math> – коэффициент местного сопротивления;<br/> <math>V</math> – средняя скорость жидкости;<br/> <math>g</math> – ускорение свободного падения.</p> <p>Потери давления <math>\Delta p_m</math> в местном сопротивлении равны <math>\Delta p_m = h_m \rho g</math>, где <math>\rho</math> – плотность жидкости</p>             |
| Потери напора по длине                | <p>Потери напора <math>h_\ell</math> (удельной энергии потока) на преодоление сопротивлений по длине. Определяются по формуле Дарси–Вейсбаха:</p> $h_\ell = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{V^2}{2g},$ <p>где <math>\lambda</math> – коэффициент Дарси (коэффициент гидравлического трения, коэффициент путевых потерь); <math>\ell</math> – длина трубопровода; <math>d</math> – внутренний диаметр трубопровода; <math>V</math> – средняя скорость потока жидкости; <math>g</math> – ускорение свободного падения</p> |

| 1                                                                                  | 2                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |
|------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                                                                                    | <p>Определение потерь напора по длине в трубопроводах некруглого поперечного сечения проводится по формуле</p> $h_{\ell} = \lambda \frac{\ell}{D_r} \frac{V^2}{2g},$ <p>где <math>D_r</math> – гидравлический диаметр, <math>D_r = 4R_r</math>, здесь <math>R_r</math> – гидравлический радиус</p> |
| Коэффициент местного сопротивления                                                 | Безразмерная величина $\xi$ , равная отношению потери напора к скоростному напору. Зависит от вида местного сопротивления                                                                                                                                                                          |
| Коэффициент Дарси (коэффициент путевых потерь, коэффициент гидравлического трения) | Безразмерная величина $\lambda$ , учитывающая влияние режима движения жидкости, средней скорости, размеров потока, вязкости жидкости, шероховатости стенок трубопровода и других факторов на величину потерь напора по длине                                                                       |
| Объемный гидропривод                                                               | Привод, в состав которого входит гидравлический механизм, в котором жидкость находится под давлением с одним или несколькими объемными гидродвигателями                                                                                                                                            |
| Гидроустройство                                                                    | Техническое устройство, предназначенное для выполнения определенной самостоятельной функции в объемном гидроприводе посредством взаимодействия с рабочей жидкостью                                                                                                                                 |
| Гидросистема                                                                       | Совокупность гидроустройств, входящих в состав объемного гидропривода                                                                                                                                                                                                                              |
| Объемная гидромашина                                                               | Гидроустройство, предназначенное для преобразования механической энергии в энергию потока рабочей жидкости (или наоборот) в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей жидкостью и вытеснения ее из рабочей камеры                                                                   |

| 1                                   | 2                                                                                                                                                                                                                                                                                                 |
|-------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Насос                               | Машина для создания потока жидкой среды                                                                                                                                                                                                                                                           |
| Жидкая среда                        | Капельная жидкость, которая может содержать твердую или газовую фазу                                                                                                                                                                                                                              |
| Объемный насос                      | Насос, в котором жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса                                                                                                                                          |
| Насосный агрегат                    | Агрегат, состоящий из насоса или нескольких насосов и приводящего двигателя, соединенных между собой                                                                                                                                                                                              |
| Рабочая камера объемной гидромашины | Пространство объемной гидромашины, ограниченное рабочими поверхностями деталей, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости                                                                                                             |
| Гидроаппарат                        | Гидроустройство, предназначенное для управления потоком рабочей жидкости.<br>Примечание. Под управлением потоком рабочей жидкости понимается изменение или поддержание заданных значений давления или расхода рабочей жидкости либо изменение направления, пуск и останов потока рабочей жидкости |
| Кондиционер рабочей жидкости        | Гидроустройство, предназначенное для обеспечения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости                                                                                                                                                                                |
| Гидроемкость                        | Гидроустройство, предназначенное для содержания рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы объемного гидропривода                                                                                                                                                                |
| Гидролиния                          | Гидроустройство, предназначенное для движения рабочей жидкости или передачи давления от одного гидроустройства к другому                                                                                                                                                                          |
| Модульное гидроустройство           | Гидроустройство, соединяющееся с другими гидроустройствами при помощи каналов, выведенных на две параллельные плоскости, по которым происходит стыковка с другими гидроустройствами                                                                                                               |

| 1                                    | 2                                                                                                                               |
|--------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Насосный гидропривод                 | Объемный гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель насосом, входящим в состав этого привода    |
| Гидропривод поступательного движения | Объемный гидропривод, гидродвигателем которого является гидроцилиндр                                                            |
| Гидропривод вращательного движения   | Объемный гидропривод, гидродвигателем которого является гидромотор                                                              |
| Гидропривод с разомкнутым потоком    | Насосный гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает в гидробак                               |
| Гидропривод с замкнутым потоком      | Насосный гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает на вход насоса                           |
| Объемный гидродвигатель              | Объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена |
| Гидроцилиндр                         | Объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена                                                    |
| Поворотный гидродвигатель            | Объемный гидродвигатель с ограниченным поворотным движением выходного звена                                                     |
| Гидромотор                           | Объемный гидродвигатель с неограниченным вращательным движением выходного звена                                                 |
| Регулируемый гидромотор              | Гидромотор с изменяемым рабочим объемом                                                                                         |
| Рабочий объем гидромотора            | Разность наибольшего и наименьшего значений объемов рабочих камер гидромотора за один оборот выходного звена                    |
| Нерегулируемый гидромотор            | Гидромотор с постоянным рабочим объемом                                                                                         |

| 1                                          | 2                                                                                                                                                                                                              |
|--------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Запорно-регулирующий элемент гидроаппарата | Под запорно-регулирующим элементом понимается подвижная деталь или группа деталей гидроаппарата, при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение                        |
| Гидроклапан                                | Гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются от воздействия потока рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат                                                                   |
| Гидроаппарат неклапанного действия         | Гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются от внешнего управляющего воздействия                                                                                                    |
| Регулирующий гидроаппарат                  | Гидроаппарат, который управляет давлением, расходом и направлением потока рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения                                                               |
| Направляющий гидроаппарат                  | Гидроаппарат, который управляет пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного закрытия проходного сечения                                                       |
| Гидроаппарат прямого действия              | Гидроклапан, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент                                       |
| Гидроклапан непрямого действия             | Гидроклапан, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются основным запорно-регулирующим элементом в результате воздействия потока рабочей жидкости на вспомогательный запорно-регулирующий элемент |
| Гидроклапан давления                       | Регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления давлением рабочей жидкости.                                                                                                                          |
| Напорный гидроклапан                       | Гидроклапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости                                                                                                     |

| 1                                | 2                                                                                                                                                                                                           |
|----------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Предохранительный клапан         | Напорный гидроклапан, предназначенный для предохранения объемного гидропривода от давления, превышающего установленное                                                                                      |
| Гидродроссель                    | Гидроаппарат управления расходом, предназначенный для создания сопротивления потоку рабочей жидкости                                                                                                        |
| Направляющий гидрораспределитель | Направляющий гидроаппарат, предназначенный для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия |
| Дренажная линия                  | Гидролиния, по которой отводятся утечки рабочей жидкости                                                                                                                                                    |

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что понимается под жидкостью в гидромеханике?
2. В чем отличие идеальной жидкости от реальной?
3. Назовите основные свойства жидкости.
4. Что такое плотность жидкости?
5. Что такое удельный вес жидкости?
6. Что такое модуль объемной упругости жидкости?
7. В чем отличие капельной жидкости от газа?
8. Какая из формул выражает закон вязкого трения Ньютона:  
а)  $\mu = \rho \nu$ ;      б)  $\mu = \tau / \frac{dv}{dy}$ ;      в)  $\mu = \phi \varepsilon$ ?
9. В каких единицах измеряется кинематический коэффициент вязкости:  
а) стокс;      б) пуаз;      в) паскаль;      г) джоуль;      д) ньютон?
10. Какую размерность имеет Стокс:  
а)  $\text{м}^2/\text{с}$ ;      б)  $\text{см}^2/\text{с}$ ;      в)  $\text{см}$ ;      г)  $\text{м}$ ?
11. Что определяется по формуле  $\nu = \mu / \rho$ :  
а) динамический коэффициент вязкости;  
б) кинематический коэффициент вязкости;  
в) плотность жидкости;  
д) удельный вес жидкости?
12. Какова связь между динамическим и кинематическим коэффициентами вязкости жидкости?
13. Что называется вязкостью жидкости?
14. В чем состоит закон вязкого трения Ньютона?
15. Что понимается под давлением?
16. В каких единицах измеряется давление в системе СИ?
17. Чему равна I техническая атмосфера в системе СИ?
18. Какая из приведенных зависимостей является формулой основного уравнения гидростатики:  
а)  $p = p_0 + \rho gh$ ;      б)  $p = \frac{F}{S}$ ;      в)  $p = \xi \frac{v^2}{2} \rho$ ?
19. Что понимается под избыточным (манометрическим) давлением?

20. Что понимается под вакуумметрическим давлением?
21. Какой закон формулируется следующим образом:  
«Внешнее давление, производимое на жидкость, заключенную в замкнутом сосуде, передается этой жидкостью во все стороны без изменения»?
22. Как формулируется закон Паскаля?
23. Приведите пример гидравлической установки, действие которой основано на законе Паскаля.
24. В чем заключается гидростатический парадокс?
25. Какая величина определяется по формуле  $F = p_c S$ :  
а) сила тяжести жидкости;  
б) сила давления жидкости на криволинейную стенку;  
в) сила давления жидкости на плоскую стенку;  
г) сила давления на жидкость?
26. Какой закон формулируется следующим образом:  
«Тело, погруженное в жидкость, теряет в своем весе столько, сколько весит вытесненная им жидкость»?
27. Сформулируйте закон Архимеда.
28. Что такое линия тока?
29. Что такое трубка тока?
30. Что такое элементарная струйка?
31. Что такое поток жидкости?
32. Что понимается под напорным потоком жидкости?
33. Что такое живое сечение потока?
34. Что понимается под смоченным периметром?
35. В чем отличие напорного и безнапорного потоков?
36. Как определяется гидравлический радиус и гидравлический диаметр?
37. Что такое объемный расход жидкости?
38. Что такое расход жидкости?
39. В чем отличие объемного расхода от массового?
40. Что определяется по формуле  $v = Q/S$ :  
а) средняя скорость потока;  
б) расход жидкости;  
в) скоростной напор;

г) плотность жидкости?

41. Что понимается под средней скоростью потока жидкости?

42. Запишите уравнение постоянства расходов (неразрывности потока).

43. Какой вид имеет уравнение постоянства расходов (неразрывности потока):

$$\text{а) } Q = vS = \text{const}; \quad \text{б) } dQ = v dS = \text{const}; \quad \text{в) } \frac{v_1}{S_1} = \frac{v_2}{S_2} ?$$

44. Какой вид имеет уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости при установившемся движении:

$$\text{а) } z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const};$$

$$\text{б) } z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} = \text{const};$$

$$\text{в) } z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{пот } 1-2} ?$$

45. Какой вид имеет уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости:

$$\text{а) } z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const};$$

$$\text{б) } z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} = \text{const};$$

$$\text{в) } z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{пот } 1-2}.$$

$$\text{г) } z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{пот } 1-2} ?$$

46. Какой вид имеет уравнение Бернулли для потока идеальной жидкости при установившемся движении:

а)  $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const};$

б)  $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} = \text{const};$

в)  $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{пот}}^{1-2} ?$

47. Какой вид имеет уравнение Бернулли для потока реальной жидкости при установившемся движении:

а)  $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const};$

б)  $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} = \text{const};$

в)  $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{пот}}^{1-2} ?$

48. Запишите уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости при установившемся движении.

49. Запишите уравнение Бернулли для потока идеальной жидкости при установившемся движении.

50. Запишите уравнение Бернулли для потока реальной жидкости при установившемся движении.

51. В чем заключается геометрический смысл уравнения Бернулли?

52. В чем заключается физический смысл уравнения Бернулли?

53. Чем отличаются уравнения Бернулли для потоков идеальной и реальной жидкостей?

54. Чем отличаются уравнения Бернулли для элементарной струйки и потока жидкости?

55. Какие виды гидравлических сопротивлений возникают при движении жидкости?

56. Что определяется по формуле  $h_\ell = \lambda \frac{\ell v^2}{d 2g}$ :

- а) потери напора по длине трубопровода;
- б) потери напора в местном сопротивлении;
- в) потери давления по длине трубопровода;
- г) потери давления в местном сопротивлении?

57. По какой формуле определяются потери напора по длине трубопровода  $h_\ell$ ?

58. По какой формуле определяются потери давления по длине трубопровода, если известны потери напора  $h_\ell$ ?

59. Для чего нужен график Никурадзе?

60. От каких параметров потока и трубопровода зависят потери напора по длине трубопровода?

61. Что определяется по формуле  $h_m = \xi \frac{v^2}{2g}$ :

- а) потери напора по длине трубопровода;
- б) потери напора в местном сопротивлении;
- в) потери давления в местном сопротивлении;
- г) потери давления по длине трубопровода?

62. По какой формуле определяются потери напора в местном сопротивлении  $h_m$ ?

63. По какой формуле определяются потери давления в местном сопротивлении, если известны потери напора  $h_m$ ?

64. По какому закону изменяются потери напора по длине трубопровода  $h_\ell = f(\ell)$ :

- а) по линейному закону;
- б) по параболическому закону;
- в) по логарифмическому?

65. От каких параметров зависят потери напора в местном сопротивлении?

66. Что такое местное сопротивление? Приведите примеры.

67. Какие существуют режимы движения жидкости?
68. В чем отличие ламинарного режима движения жидкости от турбулентного?
69. Как определить режим движения жидкости?
70. Какая величина определяется по формуле  $Re = \frac{vd}{\nu}$ ?
71. Каким будет число Рейнольдса, если скорость жидкости  $V=5$  м/с, внутренний диаметр трубопровода  $d = 25$  мм, кинематический коэффициент вязкости жидкости  $\nu = 25$  сСт:
- а) 5;                      б) 500;                      в) 5000;                      г) 1250;                      д) 12500?
72. Какой будет режим движения жидкости, если  $Re > Re_{кр}$ ?
73. Какой будет режим движения жидкости, если  $Re < Re_{кр}$ ?
74. От каких параметров зависит число Рейнольдса  $Re$ ?
75. Какая величина является критерием режима движения жидкости?
76. Какой будет режим движения жидкости (в трубопроводе круглого сечения), если число Рейнольдса  $Re = 1500$ .
77. Какой будет режим движения жидкости (в трубопроводе круглого сечения), если число Рейнольдса  $Re = 9000$ .
78. По какой формуле определяется расход жидкости при истечении через отверстия и насадки:
- а)  $Q = \mu S \sqrt{2gH_0}$ ;                      б)  $Q = VS$ ;                      в)  $Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$ ?
79. Дайте определение гидромашины.
80. В чем основное отличие гидронасоса от гидродвигателя?
81. В чем основное отличие гидроцилиндра от гидромотора?
82. В чем заключается принцип действия объемных насосов?
83. Какие бывают гидродвигатели в зависимости от характера движения выходного звена?
84. Что понимается под рабочим объемом насоса  $q_n$ ?
85. Что понимается под номинальным давлением гидромашины?
86. Как рассчитать теоретическую подачу насоса, зная рабочий объем и частоту вращения вала насоса?
87. Какие параметры необходимо знать для расчета теоретической подачи насоса?
88. Действительная подача насоса больше или меньше теоретической?

89. Как определить полный КПД гидромашины, если известны гидравлический, механический и объемный КПД:

- а) произведением указанных КПД;
- б) суммой указанных КПД?

90. Назначение гидромотора.

91. Назначение гидроцилиндра.

92. Как рассчитать скорость движения поршня гидроцилиндра  $V$ , если известны расход жидкости  $Q$  и площадь рабочей полости  $S$  ?

93. От каких параметров зависит скорость движения поршня гидроцилиндра:

- а) от расхода жидкости и площади рабочей полости;
- б) от расхода жидкости и усилия на штоке;
- в) от давления в рабочей полости и усилия на штоке?

94. В чем отличие полезной мощности гидромашины от потребляемой?

95. Как определяется полный КПД гидромашины?

96. Назовите основные параметры объемного насоса.

97. Назовите основные параметры гидромотора.

98. Назовите основные параметры гидроцилиндра.

99. Как определяется полезная мощность насоса?

100. Как определяется полезная мощность гидромотора?

101. Как определяется полезная мощность гидроцилиндра?

102. Как определяется мощность, потребляемая насосом?

103. Как определяется мощность, потребляемая гидромотором?

104. Как определяется мощность, потребляемая гидроцилиндром?

105. Назначение объемного гидропривода.

106. Из каких основных элементов состоит объемный гидропривод?

107. Назовите основные параметры объемного гидропривода.

108. Какие функции выполняет гидроаппаратура?

109. Назовите примеры гидроаппаратов.

110. Для чего предназначен фильтр?

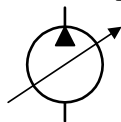
111. Для чего предназначен обратный клапан?

112. Для чего предназначен предохранительный клапан?

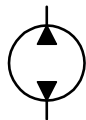
113. Для чего предназначен гидрораспределитель?

114. Для чего служит запорно-регулирующий элемент в гидроаппарате?

115. Изображение какого элемента приведено на схеме?



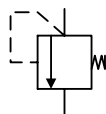
116. Изображение какого элемента приведено на схеме?



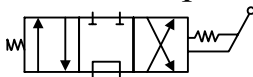
117. Изображение какого элемента приведено на схеме?



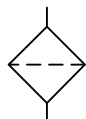
118. Изображение какого элемента приведено на схеме?



119. Изображение какого элемента приведено на схеме?



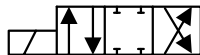
120. Изображение какого элемента приведено на схеме?



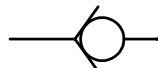
121. Изображение какого элемента приведено на схеме?



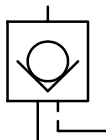
122. Изображение какого элемента приведено на схеме?



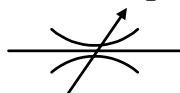
123. Изображение какого элемента приведено на схеме?



124. Изображение какого элемента приведено на схеме?



125. Изображение какого элемента приведено на схеме?



126. Как изображается на гидравлических схемах насос?

127. Как изображается на гидравлических схемах гидроцилиндр?

128. Как изображается на гидравлических схемах предохранительный клапан?

129. Как изображается на гидравлических схемах обратный клапан?
130. Как изображается на гидравлических схемах дроссель?
131. Как изображается на гидравлических схемах гидромотор?
132. Как изображается на гидравлических схемах распределитель?
133. Как изображается на гидравлических схемах фильтр?