

3 ГИДРОДИНАМИКА

Гидродинамика - часть гидравлики, изучающая законы механического движения жидкостей и взаимодействия их с твердыми телами.

Кинематика жидкости, являясь составной частью гидродинамики, описывает движение жидкости вне зависимости от того, какие динамические условия вызывают и поддерживают данное движение.

3.1 Теоретические сведения

3.1.1 Задачи гидродинамики.

Гидравлические явления, имеющие место при движении жидкости весьма сложны. Движение реальной жидкости представляет собой весьма сложное перемещение ее частиц и отдельных молекул. Описать эти перемещения точными математическими формулами не представляется возможным. Поэтому в гидродинамике широко используется понятие идеальной жидкости. Решения, полученные для идеальной жидкости, применяются к реальной с внесением необходимых поправок на вязкость, найденных опытным путем.

В целях упрощения изучения различных гидравлических явлений вводится понятие о струйной модели движения жидкости. Согласно этой модели поток состоит из отдельных элементарных струек, изучение которых в отдельности дает возможность понять закономерности потока в целом.

При движении жидкости важно знать не только закон распределения давления внутри ее, но и характер распределения скоростей частиц в тех же точках, т.к. скорость и давление являются основными параметрами, характеризующими течение жидкости.

Определение скорости и давления, установление связи между ними, изменение их в различных условиях движения жидкости, а также нахождение сопротивлений движению жидкости - вот основные задачи гидродинамики.

3.1.2 Основные понятия и определения гидродинамики.

Как любая другая наука, гидравлика имеет свой специфический язык, т.е. имеет свои термины, понятия и определения, систему представлений и зависимостей.

Частицей жидкости называется бесконечно малый ее объем, но содержащий большое число молекул (например, в одном кубике воды с ребрами 0,01 мм находится в среднем $3,3 \cdot 10^{13}$ молекул).

Траекторией называется путь, проходимый частицей жидкости в пространстве за определенный промежуток времени. Иными словами траектория - это след, оставляемый частицей жидкости при своем движении.

Линией тока называется кривая, проведенная через ряд точек в движущейся жидкости так, что векторы скоростей частиц жидкости в этих точках в данный момент времени являются касательными к этой кривой.

Трубкой тока называется боковая поверхность, образованная линиями тока вплотную друг к другу, которые проведены через все точки бесконечно малого простого контура, находящегося в движущейся жидкости.

Элементарной стружкой называется, часть жидкости, движущаяся внутри трубки тока.

Потоком жидкости называют объемный пучок элементарных струек, протекающих через площадки конечных размеров.

Живым сечением называется поперечное сечение потока, нормальное ко всем элементарным стружкам, протекающим через него. В практике под живым сечением понимается поперечное сечение трубы или канала, свободная поверхность жидкости в сосуде или колодце.

Расходом жидкости называется весовое или объемное количество жидкости, протекающее через живое сечение потока в единицу времени. Между весовым (G , кг/с) и объемным (Q , м³/с) расходом существует зависимость

$$G = \rho g \cdot Q = \gamma \cdot Q \quad (3.1)$$

Средняя скорость потока - это воображаемая, фиктивная скорость, с которой должны были бы двигаться все частицы жидкости через живое сечение потока так, чтобы сохранялся расход, соответствующий действительному распределению скоростей частиц.

Если эпюра распределения скоростей частиц реальной жидкости по сечению потока при ламинарном режиме представляет собой параболу, то эпюра скоростей идеальной жидкости есть прямоугольник. Иными словами, закон распределения средней скорости по сечению потока подобен закону распределения по сечению потока скоростей частиц идеальной жидкости.

3.1.3 Виды движения жидкости.

Наиболее общим видом движения жидкости является неустановившееся движение, при котором скорость и давление жидкости изменяются по времени. Примеры этого вида движения: опорожнение в наполнение сосудов, гидравлический удар в трубах, движение жидкости во всасывающей трубе поршневого насоса, подача жидкости объемными насосами.

При установившемся движении жидкости скорость и давление во всех точках потока не зависят от времени. Примеры установившегося движения: подача жидкости центробежным насосом, истечение жидкости из отверстий и насадков при постоянном напоре.

Установившееся движение, в свою очередь, может быть равномерным и неравномерным.

Равномерное движение - это такое движение, при котором форма и площадь сечения, а, следовательно, средняя скорость потока не изменяются по длине.

Неравномерное движение отличается изменением площадей сечений и скоростей потока по его длине.

Напорное движение представляет движение жидкости в закрытой трубе, при котором поток не имеет свободной поверхности, т.е. движение осуществляется за счет перепада давления в начале и конце трубы и за счет силы тяжести потока при наличии уклона дна.

Безнапорное движение - это движение жидкости со свободной поверхностью, т.е. движение осуществляется только за счет силы тяжести потока при наличии уклона дна.

3.1.4 Уравнение постоянства расхода (неразрывности потока).

Это уравнение играет в гидравлике столь важную роль, что его по праву считают первым законом гидродинамики, который формулируется следующим образом:

При установившемся движении жидкости расход во всех живых сечениях потока одинаков и равен произведению средней скорости потока на площадь живого сечения, т.е.

$$Q = Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = v_1 \cdot \omega_1 = v_2 \cdot \omega_2 = \dots = v_n \cdot \omega_n = \text{const.} \quad (3.2)$$

Уравнение (3.2) является частным выражением общего физического закона сохранения вещества применительно к гидродинамике.

Уравнение постоянства расхода реальной жидкости часто называют уравнением неразрывности потока. Под разрывом потока понимается возникновение кавитационной зоны в месте понижения давления до давления насыщенных паров данной жидкости. Эта зона оказывается заполненной не чистой, однородной жидкостью, а смесью жидкости с ее парами и воздухом, выделившимися из жидкости. В результате объемы жидкости, располагающиеся по разные стороны от зоны кавитации, отделены друг от друга, что внешне напоминает разрыв потока. Однако, при установившемся движении сколько жидкости втекает в эту зону за единицу времени, столько же вытекает из нее. Следовательно, кавитация, т.е. разрыв потока, не обязательно нарушает закон постоянства расхода по длине потока, поэтому этот закон нельзя рассматривать как условие неразрывности потока.

3.1.5 Уравнение Бернулли для идеальной жидкости.

Революционным событием в истории развития гидродинамики было издание в 1738 году книги Даниила Бернулли «Гидродинамика». В своем фундаментальном труде он впервые получил уравнение гидродинамики, известное во всем мире как уравнение Бернулли. Это уравнение, дающее связь между давлением, скоростью и геометрической высотой в различных сечениях потока, является основным уравнением практической гидродинамики и позволяет объяснить множество природных явлений.

Уравнение Бернулли не менее значительно, чем, например, закон всемирного тяготения Ньютона.

Для потока идеальной жидкости уравнение Бернулли имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} = \text{const.} \quad (3.3)$$

Геометрическую и физическую интерпретацию уравнения (3.3) следует изучить по учебникам и учебным пособиям (см. список литературы, например [5, 6, 7]). Следует отметить, что с физической (энергетической) точки зрения это уравнение представляет собой частный случай общего закона сохранения и превращения энергии.

Для потока реальной жидкости уравнение Бернулли имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \cdot \frac{v_2^2}{2g} + h_f \quad (3.4)$$

Из сравнения уравнений (3.3 и 3.4) можно выделить следующие отличительные признаки:

1) Вместо скорости отдельной частицы идеальной жидкости (u) вводится средняя скорость потока (v);

2) Введен коэффициент кинетической энергии потока (α), учитывающий неравномерность распределения скоростей частиц жидкости по сечению трубы и зависящий от режима движения. Для ламинарного движения $\alpha_{\text{л}} = 2$, а для турбулентного $\alpha_{\text{т}} = 2$;

3) В правой части уравнения (3.4) появилось дополнительное слагаемое (h_f), называемое потеряннм напором, истраченным на преодоление гидравлических сопротивлений движению. Это объясняется тем, что при переходе жидкости вдоль трубы от одного сечения к другому тратится часть удельной энергии на преодоление вязких сопротивлений, находящихся между этими сечениями, т.е. удельная энергия реальной жидкости по направлению ее движения всегда уменьшается на величину потери напора h_f .

Итак, если для потока идеальной жидкости уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии, то для потока реальной жидкости оно является уравнением баланса энергии с учетом гидравлических потерь.

Условия применимости уравнения Бернулли:

1) Движение жидкости должно быть установившимся, а из массовых сил действует только сила тяжести.

2) Сечения 1-1, 2-2 берутся только там, где поток параллельно-струйный или плавно изменяющийся. Тогда живые сечения будут плоскими, что ведет к отсутствию ускорений вдоль сечений. Следовательно, в этих сечениях справедливы законы гидростатики (постоянство гидродинамического давления). При этом характер течения между сечениями может быть каким угодно, в т.ч. турбулентным.

3) Для сжимаемой жидкости движение должно происходить при постоянном давлении и температуре без разрывов струй и образований пустот.

Применяя уравнение Бернулли, полезно руководствоваться следующим правилами:

1) Уравнение составляется для двух живых сечений, которые должны быть плоскими и перпендикулярными векторам средних скоростей потока.

2) Нумеровать расчетные сечения следует так, чтобы жидкость двигалась от 1-го ко 2-му сечению.

3) Одно из сечений следует брать там, где требуется определить один из параметров (p , v или z), а другое сечение рекомендуется брать там, где наибольшее количество параметров (p , v , z) известно.

4) Горизонтальную плоскость сравнения 0-0 следует совмещать с тем сечением, которое расположено ниже или проводить через центр тяжести нижнего сечения, так, чтобы из уравнения исключалась хотя бы одна из геометрических высот z .

5) Последний член уравнения (h_f) должен учитывать все потери напора между сечениями.

3.1.6 Виды гидравлических сопротивлений и потерь напора.

В уравнении (3.4) член (h_f) учитывает потери напора на преодоление всех видов сопротивлений движению жидкости.

Гидравлическими потерями называется работа сил трения, затраченная на перемещение единицы веса жидкости из одного сечения в другое.

Количественное определение потерь напора для любого случая является одной из важнейших задач практической гидравлики, без решения которой использование уравнения Бернулли невозможно.

В гидравлике различают два вида сопротивлений.

1) Сопротивление сил вязкостного трения частиц жидкости друг о друга и об ограничивающие стенки, пропорциональные длине трубы. Соответствующие потери напора (потери по длине) обозначаются через (h_l).

2) Местные сопротивления, обусловленные различного рода препятствиями, установленными на трубопроводе (соединения труб, вентили, расходомеры, дроссели и др.), приводящие к изменениям величины и направления скорости движения жидкости. Соответствующие им потери напора (местные потери) обозначаются через (h_w).

Поэтому полные потери напора в трубопроводе при наличии сопротивлений обоих видов будут

$$h_f = h_l + h_w, \text{ м} \quad (3.5)$$

Режимы движения жидкости. Число Рейнольдса.

Экспериментальные исследования ученых показали, что на величину потерь напора существенное влияние оказывают режимы движения жидкости: ламинарный и турбулентный. В ходе исследований выяснилось, что механизм потерь напора на преодоление гидравлических сопротивлений при ламинарном и турбулентном режимах весьма различен.

Физическая характеристика условий, определяющих режим движения, была найдена английским физиком О. Рейнольдсом в 1883 г.

Ламинарным (от латинского «ламина» - слой) Рейнольдс назвал такое течение жидкости, при котором частицы жидкости перемещаются строго в одном направлении параллельно стенкам трубы. Такая «дисциплинированность» частиц позволяет им двигаться вперед, очень экономно расходуя свою энергию, а это исключительно важно.

Турбулентным (от латинского «турбулентус» - вихревой) Рейнольдс назвал такое течение, при котором частицы жидкости не подчиняются «дисциплине», а движутся по направлению течения беспорядочной толпой, все время перескакивая с одного места на другое и увеличивая общий хаос. Хаотичный характер турбулентного течения обуславливает значительно большие потери в нем.

В ходе экспериментов Рейнольдс установил, что на переход от ламинарного течения к турбулентному влияет не только скорость жидкости, а также диаметр трубы, вязкость и плотность жидкости. Он предложил критерий (число Рейнольдса), с помощью которого при конкретных условиях всегда можно было предсказать, какая из двух возможных форм течения устойчива.

Турбулентность возникает в жидкости тем быстрее, чем выше ее плотность, чем меньше вязкость и больше скорость жидкости и диаметр трубы. В современной математической символике формула Рейнольдса имеет вид

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\eta}, \quad \text{или} \quad Re = \frac{v \cdot d}{\nu}. \quad (3.6)$$

Если $Re < Re_{кр.н} = 2320$ - режим только ламинарный,

Если $Re > Re_{кр.в} = 4500$ - режим только турбулентный,

Если $2320 < Re < 4500$ - неустойчивая переходная зона.

Постепенное (количественное) увеличение числа (Re) приводит к качественному изменению характера течения, что является еще одним ярким подтверждением диалектического закона о переходе количества в качество.

Физический смысл числа Re , являющегося одним из критериев гидродинамического подобия, заключается в том, что оно представляет собой отношение сил инерции ($\rho \cdot v \cdot d$) к силам трения (η или ν).

Если преобладают силы трения, то режим будет ламинарный, а если силы инерции, то - турбулентный.

Как показали опыты Рейнольдса, потери напора на преодоление сил вязкостного трения в общем случае можно выразить следующей зависимостью

$$h_1 = k \cdot v^n, \text{ м} \quad (3.7)$$

где k - коэффициент пропорциональности,

n - показатель степени средней скорости (v), равный при ламинарном режиме единице, а при сильно турбулентном - двум.

3.1.7 Гидродинамическое подобие. Критерии подобия.

Как известно, теоретическое описание отражает реальные явления лишь в определенных границах и с известным приближением. Постигнуть связь между теорией и практикой ученым и инженерам помогает моделирование.

Основная задача моделирования заключается в определении условий, при которых следует проводить исследования модели, чтобы путем простого пересчета можно было перейти от характеристик модели к характеристикам натуре.

Основное правило моделирования состоит в соблюдении численного равенства соответствующих критериев подобия в исследуемом явлении и модели.

Гидродинамическое подобие - это подобие потоков несжимаемой жидкости, включающее в себя геометрическое, кинематическое и динамическое.

Критерием гидродинамического подобия является число Ньютона (Ne).

Однако, выдержать полное подобие, одновременно по всем силам, невозможно, поэтому моделирование производят по одной из сил, которая является главной в изучаемом явлении. Критериями приближенного подобия являются число Рейнольдса (преобладание сил трения), число Фруда (преобладание сил тяжести), число Эйлера (преобладание сил давления).

Критерии подобия применяют при создании новых конструкций крупных гидравлических турбин, насосов, различного рода плавающих и летающих аппаратов, транспортных средств, а также гидротехнических сооружений. Для этого предварительно строят недорогие модели и испытывают их. И лишь после отбора оптимального варианта модели приступают к изготовлению натурной машины или гидротехнического сооружения.

С физической точки зрения эти критерии представляют собой меру отношения сил инерции к силам, преобладающим в потоке жидкости.

Критерии подобия и их практическое использование следует изучить по учебникам и учебным пособиям (см. список литературы, например [5, 6, 7]).

3.1.8 Потери напора на трение по длине трубопровода.

Согласно формуле (3.5) полные потери напора равны сумме потерь напора по длине и местных потерь напора, зависящих от режима движения жидкости.

При ламинарном режиме потери по длине можно вычислять по формуле (3.8), названной законом Пуазейля

$$h_1 = \frac{32 \cdot l \cdot \eta}{\rho g \cdot d^2} \cdot v^1, \text{ м} \quad (3.8)$$

Из формулы следует, что потери напора по длине трубы при ламинарном движении прямо пропорциональны длине трубы (l), вязкости (η), средней скорости в первой степени (v) и обратно пропорциональны квадрату диаметра трубы (d).

Формуле (3.8) можно придать другой вид для этого динамическую вязкость (η) найдем из формулы числа Рейнольдса (3.6)

$$Re = \rho \frac{v \cdot d}{\eta}, \quad \text{откуда} \quad \eta = \rho \frac{v \cdot d}{Re}$$

И подставим в исходную формулу (3.8)

$$h_1 = \frac{32 \cdot l \cdot v}{\rho g \cdot d^2} \cdot \rho \cdot \frac{v \cdot d}{Re} = \frac{32}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{g}, \text{ м}$$

Чтобы потери напора выразить в долях скоростного напора, числитель и знаменатель умножим на два

$$h_1 = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \text{ м} \quad (3.9)$$

где $\lambda = \frac{64}{Re}$ - гидравлический коэффициент трения.

Эта формула (3.9) была получена независимо друг от друга Дарси и Вейсбахом и называется основной трубопроводной формулой (формулой Дарси – Вейсбаха), справедливой как для ламинарного, так и для турбулентного режима движения.

Безразмерная величина $\lambda \frac{l}{d}$ называется коэффициентом вязкостного сопротивления и по существу является критерием подобия Эйлера.

Для турбулентного режима гидравлический коэффициент трения вычисляется по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (3.10)$$

Зависимость гидравлического коэффициента трения λ для различных зон турбулентности от числа Рейнольдса Re и шероховатости труб следует изучить по учебникам и методическим пособиям (см. список литературы, например [5, 6, 7]).

3.1.9 Местные потери напора.

На основании многочисленных опытов установлено, что местные потери напора подчиняются общему закону потерь энергии, т.е. при турбулентном ре-

жиме они пропорциональны квадрату средней скорости, а при ламинарном - средней скорости в степени $n < 2$.

Потери напора в местных сопротивлениях при турбулентном режиме вычисляют по формуле Вейсбаха

$$h_{\omega} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}, \text{ м} \quad (3.11)$$

Таким образом, местные потери напора, как и потери напора по длине, пропорциональны скоростному напору $\frac{v^2}{2g}$.

Значения коэффициентов местных сопротивлений (ξ) обычно получают экспериментально. Средние значения коэффициентов местных сопротивлений для квадратичной зоны турбулентного режима приведены в гидравлических справочниках.

Местные сопротивления и наличие в схеме трубопровода участков с разными диаметрами труб всегда усложняют расчет. Для исключения из расчета местных сопротивлений и разницы диаметров труб применяется способ, называемый методом эквивалентных длин.

Эквивалентной длиной (l_3) называется такая длина прямого участка трубопровода того же диаметра, в котором потери напора на трение (h_f) равны потерям напора (h_{ω}) в данном местном сопротивлении.

$$\lambda \cdot \frac{l_3}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad \text{откуда} \quad l_3 = \frac{\sum \xi}{\lambda} \cdot d, \text{ м} \quad (3.12)$$

Тогда общие потери напора в трубе вычисляются по формуле (3.9)

$$h_f = h_l + h_{\omega} = \lambda \cdot \frac{l + l_3}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \text{ м} \quad (3.13)$$

На основании принципа наложения потерь напора уравнение Бернулли для потока реальной жидкости (3.4) в развернутом виде будет

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \cdot \frac{v_2^2}{2g} + \sum_1^n \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{v_i^2}{2g} + \sum_1^m \xi_j \cdot \frac{v_j^2}{2g}. \quad (3.14)$$

Уравнение Бернулли широко применяется в технике при гидравлическом расчете трубопроводов, при выводе формул истечения через отверстия и насадки, для определения скорости жидкости при помощи скоростной (гидродинамической) трубки Пито - Прандтля, для определения расхода при помощи водомера Вентури, диафрагмы, сопла и др.

3.1.10 Истечение жидкости через отверстия и насадки.

Задача об истечении жидкости через отверстия является одной из основных задач гидравлики, ее отправной точкой научного развития. Решение этой задачи сводится к определению скорости истечения и расхода вытекающей жидкости. Причем необходимо было получить приемлемые для инженерной практики формулы по определению скорости истечения в зависимости от напора (Н), и главным образом расхода жидкости, зависящего еще и от площади отверстия (ω_0)

Итальянский ученый Торричелли впервые дал формулу скорости истечения идеальной жидкости, основанную на законе Галилея о свободном падении тяжелых тел

$$v_T = \sqrt{2g \cdot H}, \text{ м/с} \quad (3.15)$$

Другой итальянский ученый Кастелли на основании своего закона о неразрывности потока (3.2) дал формулу расхода истечения идеальной жидкости через отверстия

$$Q_T = \omega_0 \cdot v_T = \omega_0 \cdot \sqrt{2g \cdot H}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.16)$$

Теоретически решить задачу истечения удалось Д.Бернулли.

Вытекающая из отверстия струя вязкой жидкости испытывает на выходе сжатие. Коэффициент сжатия струи (ε) называется отношением площади сжатого сечения струи (ω_c) к площади отверстия (ω_0).

Вязкость влияет не только на сжатие струи, но и на численные значения коэффициента истечения. Поэтому в формулы скорости (3.15) и расхода (3.16) вводятся поправочные коэффициенты, равные отношению действительных скоростей и расходов к теоретическим

$$\varphi_0 = \frac{v_0}{v_T} = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_0}}; \quad \mu_0 = \frac{Q_0}{Q_T} = \varepsilon \cdot \varphi_0. \quad (3.17)$$

Тогда формулы истечения реальной жидкости через отверстия в атмосферу примут вид

$$v_0 = \varphi_0 \cdot \sqrt{2g \cdot H}, \text{ м/с}; \quad Q_0 = \mu_0 \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{2g \cdot H}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.18)$$

а при истечении под уровень (в жидкость)

$$v_0 = \varphi_0 \cdot \sqrt{2g \cdot (H_1 - H_2)}, \text{ м/с}; \quad Q_0 = \mu_0 \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{2g \cdot (H_1 - H_2)}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.19)$$

Насадками называются короткие трубы, длиной $l_n = (3 \dots 6) \cdot d$, цилиндрической или конической формы, присоединенные к отверстию в тонкой стенке.

Типы насадков: цилиндрические внешний и внутренний, конические сходящийся и расходящийся, коноидальный (применяется в гидромониторах).

Формулы истечения через насадки те же, что и для отверстия (3.18, 3.19) и отличаются лишь численными значениями коэффициентов истечения. Средние значения коэффициентов истечения для круглого отверстия в тонкой стенке и внешнего цилиндрического насадка равны:

$$\begin{array}{lll} \varepsilon_0 = 0,63; & \varphi_0 = 0,97; & \mu_0 = 0,61; \\ \varepsilon_n = 1; & \varphi_n = 0,82; & \mu_n = 0,83. \end{array}$$

Истечение жидкостей через отверстия и насадки имеет место при подаче топлива в ДВС, в гидроаппаратуре управления (распределители, регуляторы расхода и давления и т.п.), струйных насосах и струйной технике, гидромониторах и пожарных брандспойтах, при опорожнении резервуаров и т.д.

3.1.11 Гидравлический расчет трубопроводов.

Для гидравлического расчета трубопроводов применяют уравнение Бернулли (3.4), уравнение постоянства расхода (3.2), формулы для определения потерь напора на трение по длине (3.9) и в местных сопротивлениях (3.11).

В зависимости от гидравлической схемы работы и от методов гидравлического расчета различают трубопроводы простые и сложные, короткие и длинные.

Простыми называют трубопроводы постоянного или переменного сечения с постоянным по длине расходом.

Разновидностью простого трубопровода является сифонный трубопровод или просто сифон, по которому жидкость движется самотеком, поднимаясь по пути выше свободной поверхности жидкости в напорном баке. Для подъема жидкости на некоторую высоту (теоретически до 10 м водяного столба) необходимо создать в сифоне разрежение или вакуум.

Сложными считают трубопроводы постоянного или переменного сечения, имеющие ответвления. В свою очередь, сложные трубопроводы делятся на разветвленные (тупиковые) и кольцевые.

Короткими называют трубопроводы, в которых потери напора (давления) на преодоление местных сопротивлений соизмеримы с потерями на трение по длине. Поэтому потери напора на преодоление двух видов сопротивлений нужно считать точнее по соответствующим формулам. Примерами коротких трубопроводов являются: всасывающий трубопровод центробежного насоса, сифон, бензопровод, подающий топливо из бака в карбюратор, маслопроводы в системах принудительной смазки ДВС и торможения транспортных средств, а также гидролинии гидропривода.

Длинными называют трубопроводы, в которых потери напора (давления) по длине являются, основными потерями. Местные потери напора при расчете принимают равными 5...10 % от потерь по длине. Примерами длинных трубо-

проводов являются нефтепроводы, гидротранспортные трубопроводы, водопроводные сети и др.

Расчет простых и коротких трубопроводов сводится к трем типовым задачам по определению: напора (H), расхода (Q) и диаметра трубопровода (d).

Задачи решают аналитическим и графоаналитическим способами. Задачи второго типа (нахождение Q) при неизвестном гидравлическом коэффициенте трения решаются методом последовательных приближений (итераций). Задачи третьего типа (нахождение d) решаются методом подбора. С примерами гидравлического расчета трубопроводов, в т.ч. сифонных, следует ознакомиться в учебниках и учебных пособиях (см. список литературы, например [5, 6, 7]).

3.1.12 Гидравлический удар в трубах.

Теория гидравлического удара и расчетные формулы были изложены в опубликованной в 1898 г. работе Н.Е. Жуковского «О гидравлическом ударе в водопроводных трубах».

Гидравлическим ударом называется резкое повышение или понижение давления в напорном трубопроводе, вызванное быстрым изменением во времени модуля скорости движения жидкости.

Гидроудар, возникающий при быстром закрытии запорных и регулирующих устройств на трубопроводах (задвижки, краны управления и т.п.), что является причиной резкого уменьшения начальной скорости движения, называется положительным ударом. Для этого удара характерно значительное повышение внутреннего давления.

Гидроудар, возникающий при быстром открытии запорных и регулирующих устройств, при значительном увеличении скорости, называется отрицательным ударом. Для этого удара характерно понижение внутреннего давления.

Время, в течение которого прямая волна повышенного давления дойдет до бака и отраженная волна пониженного давления вернется к задвижке, называется фазой удара (T)

$$T = \frac{2L}{c}, \text{ с} \quad (3.20)$$

Изменение давления (повышение или понижение) зависит от соотношения времени закрытия или открытия задвижки (t_3) и фазы удара (T).

Если $t_3 < T$, то гидравлический удар называется прямой.

Если $t_3 > T$, то гидравлический удар называется непрямой.

Изменение давления (Δp) при прямом гидроударе отделяется по формуле Н.Е.Жуковского, которую он впервые вывел с учетом упругих свойств жидкости ($E_{ж}$) и стенок трубы (E)

$$\Delta p = \rho \cdot v_0 \cdot c = \rho \cdot v_0 \cdot \frac{\sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_{ж}}{E} \cdot \frac{d}{\delta}}}, \text{ Па} \quad (3.21)$$

Из формулы (3.21) следует, что изменение давления (Δp) зависит от средней начальной скорости потока (v_0), физических свойств жидкости (ρ , $E_{ж}$), геометрических размеров (d , δ) и материала трубы (E), но не зависит от начального давления в потоке.

Ведя расчеты по Жуковскому, мы получаем правильную картину изменения во времени скорости и давления.

Подводя итоги своим исследованиям, проф. Жуковский Н.Е. дал рекомендации по защите трубопроводов от гидроудара:

«Простейшим способом ограждения водопровода от гидравлических ударов являются приспособления к медленному закрытию кранов. При этом продолжительность закрытия должна быть пропорциональна длинам труб. Воздушные колпаки надлежащих размеров, поставленные при кранах и задвижках, почти совершенно уничтожают гидравлический удар и не пропускают через себя ударную волну. Что касается предохранительных клапанов, поставленных на линии труб, то они пропускают через себя удар только той силы, которая соответствует упругости их пружины».

3.2 Контрольные вопросы

- 1) Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости и его практическое применение.
- 2) Режимы движения: ламинарный и турбулентный.
- 3) Истечение жидкости через малое отверстие и насадки. Применение насадков в технике.
- 4) Классификация трубопроводов. Гидравлический расчет простого трубопровода.
- 5) Явление гидравлического удара.

3.3 Расчетные задания

3.3.1 Задача №1.

Из одного резервуара в другой вода поступает по сифонному трубопроводу диаметром d и длиной L . Трубопровод имеет приемный клапан с сеткой ($\xi_{\text{кл}}=5$), два сварных колена ($\xi_{\text{к}}=1,3$), вентиль ($\xi_{\text{в}}=6,4$). Гидравлический коэффициент трения $\lambda=0,04$.

Определить расход воды Q при разности уровней в резервуарах H . Найти также вакуум в сечении С-С, если это сечение выше предельного уровня на h и длина участка трубы до него l .

Исходные данные приведены в таблице 3.1, схема - на рисунке 3.1.

Таблица 3.1

Исходные данные	Значения для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , мм	50	75	100	50	75	100	50	75	100	50
L , м	40	50	30	25	30	40	35	35	50	45
H , м	4	5	4	5	6	5	6	7	6	7
h , м	1.5	2,5	2	2	3	3	2,5	2	1,5	3
l , м	30	35	20	15	20	15	25	15	35	30

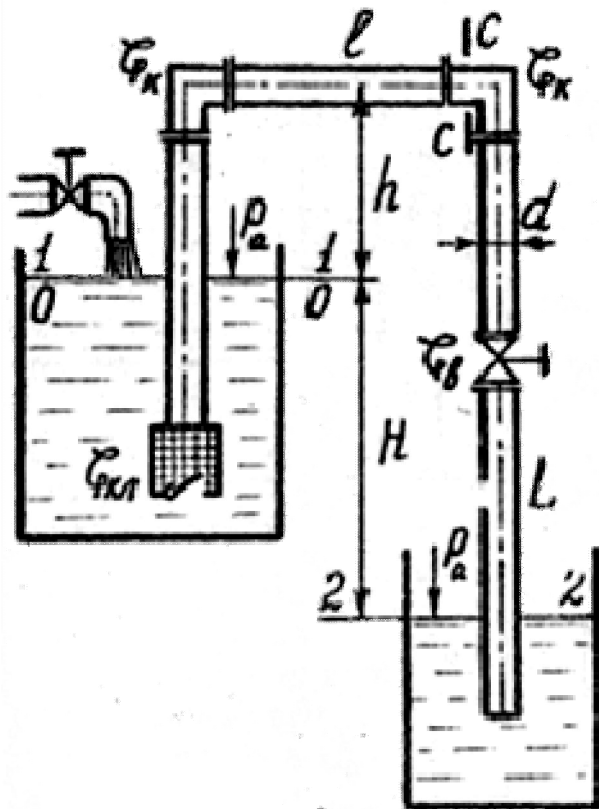


Рисунок 3.1

3.3.2 Задача №2.

Подобрать диаметр стального трубопровода, если напор истечения H , длина L и расход воды Q . Коэффициент местного сопротивления на вход в трубу $\xi_{\text{вх}}=0,5$; вентиля - $\xi_{\text{кл}}=4,5$; гидравлический коэффициент трения $\lambda=0,025$.

Исходные данные приведены в таблице 3.2, схема - на рисунке 3.2.

Таблица 3.2

Исходные данные	Значения для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H, \text{ м}$	3	4	5	2,5	3	4	5	3	4	5
$L, \text{ м}$	150	100	200	100	120	150	100	200	200	200
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,04	0,06	0,05	0,03	0,06	0,07	0,04	0,06	0,07	0,08

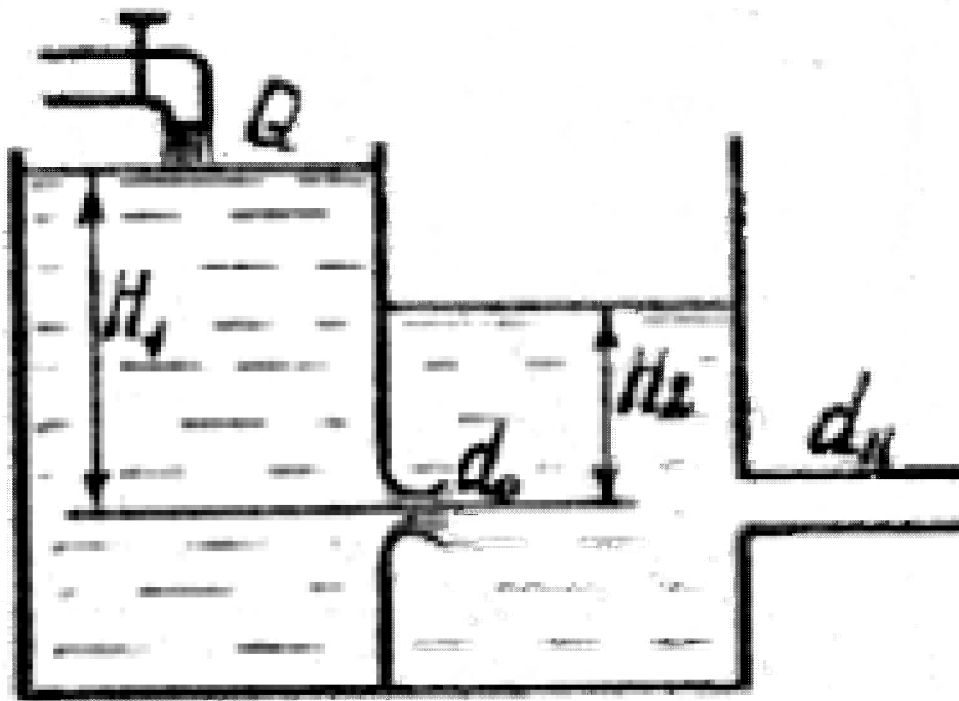


Рисунок 3.2

3.3.3 Задача №3.

По трубопроводу диаметром D подается вода в количестве Q под давлением p , высота всасывания h_v .

Определить меньший диаметр d конического сходящегося насадка водоструйного насоса. Гидравлическими сопротивлениями пренебречь.

Исходные данные приведены в таблице 3.3, схема - на рисунке 3.3.

Таблица 3.3

Исходные данные	Значения для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D , мм	100	80	70	60	80	70	60	100	80	70
Q , м ³ /с	0,05	0,04	0,03	0,02	0,03	0,04	0,03	0,04	0,02	0,02
p , кПа	175	140	150	200	220	175	160	210	180	200
h_v , м	3,5	5	3	4	4,5	5	3,5	4	3,5	4

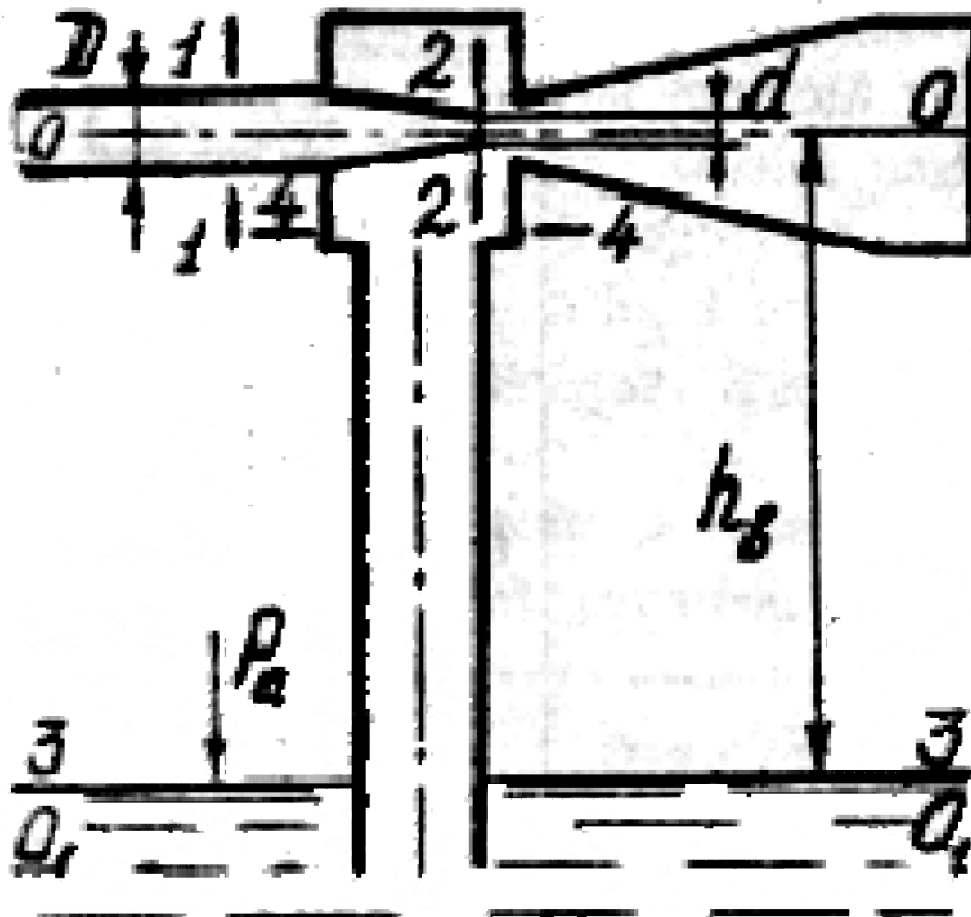


Рисунок 3.3

3.3.4 Задача №4.

Через воздушный патрубок карбюратора в цилиндры двигателя засасывается атмосферный воздух ($\rho_v=1,8 \text{ кг/м}^3$) в количестве Q .

Определить часовой расход бензина ($\rho_6=890 \text{ кг/м}^3$), если диаметр в узком сечении патрубка D , а диаметр распылителя бензина d . Гидравлическими сопротивлениями и разницей геометрических высот пренебречь.

Исходные данные приведены в таблице 3.4, схема - на рисунке 3.4.

Таблица 3.4

Исходные данные	Значения для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	120	130	135	125	140	145	150	155	160	150
$D, \text{ мм}$	40	50	60	45	55	65	70	75	80	55
$d, \text{ мм}$	2,2	2,3	2,5	2,4	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	2,4

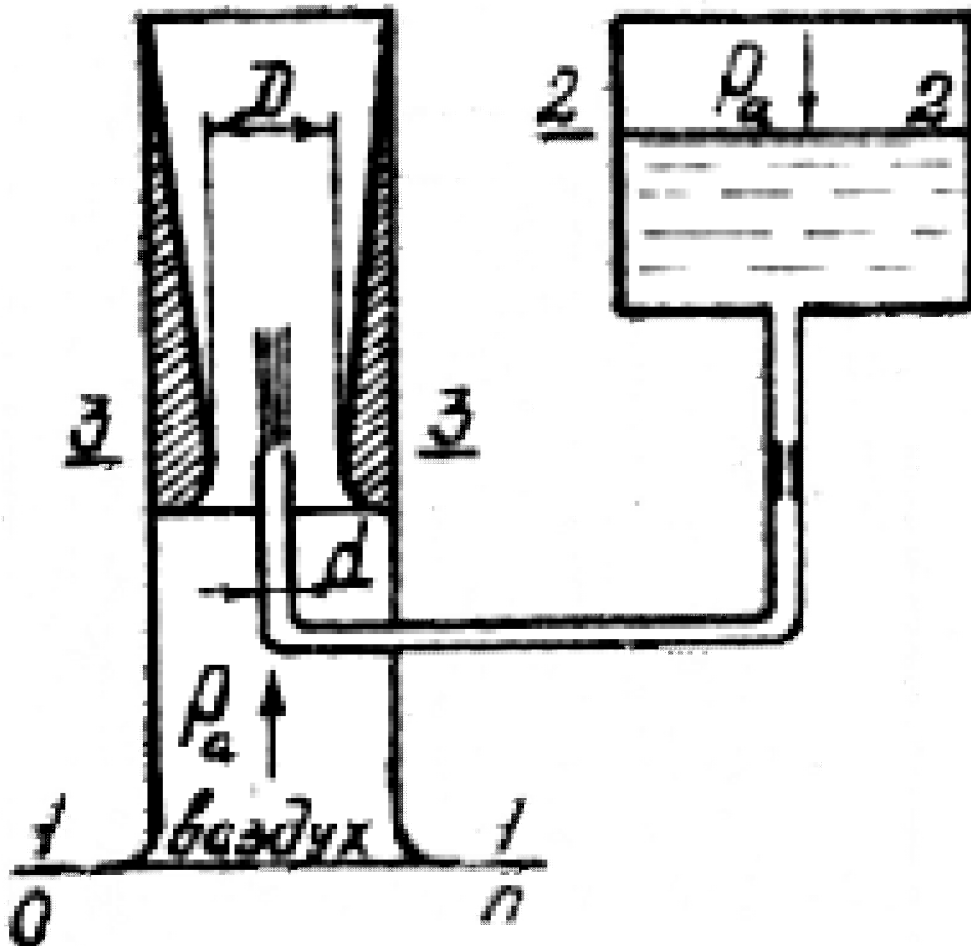


Рисунок 3.4

3.3.5 Задача №5.

Вода сливается из бака А в бак В по трубопроводу, диаметр которого d и длина l . Из бака В вода вытекает в атмосферу через цилиндрический насадок диаметром D .

Определить, какой напор H нужно поддерживать в баке А, чтобы уровень в баке В был на высоте h , если $\lambda=0,035$.

Исходные данные приведены в таблице 3.5, схема - на рисунке 3.5.

Таблица 3.5

Исходные данные	Значения для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , мм	100	110	120	125	100	110	120	125	80	70
D , мм	110	120	115	125	80	120	100	110	100	90
l , м	120	115	100	110	150	160	170	180	190	200
h , м	1,8	1,7	1,6	1,5	1,9	2,1	2,2	2,3	2,0	2,5

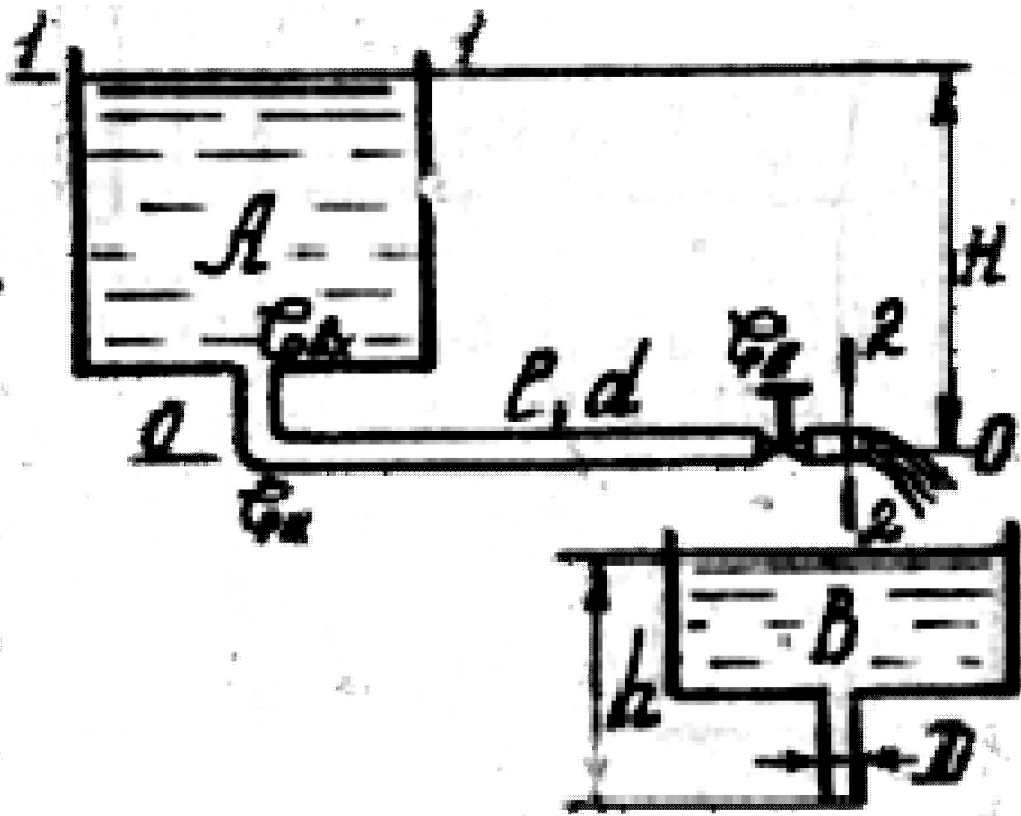


Рисунок 3.8

СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 1 - Средние значения модуля упругости E разных тел

Жидкость	$E \cdot 10^9$, Па	Твердые тела	$E \cdot 10^9$, Па
Вода пресная	2,06	Сталь углеродистая	206
Нефть	1,35	Сталь легированная	216
Керосин	1,28	Чугун черный	152
Бензин	1,305	Чугун белый	134
Дизтопливо	1,32	Латунь, бронза	118
Масло	1,72	Дюралюминий	70
Ртуть	32,27	Алюминий	68

Таблица 2 - Средние значения плотности ρ , объемного веса γ и кинематического коэффициент вязкости ν жидкости

Жидкость	t, °C	ρ , кг/м ³	γ , Н/ м ³	$\nu \cdot 10^{-4}$, м ² /с
Вода пресная	4	1000	9810	0,0157
Вода морская	4	1025	10055	0,0157
Нефть	15	850	8338	0,25
Керосин	15	800	7848	0,025
Бензин	15	740	7259	0,0093
Диз.топливо	20	846	8299	0,28
Масло	50	850	8339	0,10
Мазут	15	920	9025	20,0
Глицерин	15	1270	11772	9,7
Ртуть	20	13546	132886	0,0016
Чугун	1200	7000	68670	0,0109

Таблица 3 - Давление насыщенного пара воды p_n

t, °C	p_n , МПа	t, °C	p_n , МПа	t, °C	p_n , МПа	t, °C	p_n , МПа
0	0,0006	25	0,0032	60	0,0202	90	0,0714
5	0,0009	30	0,0043	70	0,0317	100	0,1033
10	0,0012	40	0,0075	75	0,0392	120	0,237
20	0,0024	50	0,0126	80	0,0482	150	0,485

Таблица 4 - Характеристики центробежных насосов

Марка насоса	Параметры, единицы измерения	Числовые значения				
1,5К-6	Q, л/с	0	1,6	3,0	3,9	4,5
	H, м	20	20,3	17,4	14,5	12
	η, %	0	44	55,5	53	47
2К-6	Q, л/с	0	2,0	5,5	8,3	10
	H, м	33,7	34,5	30,8	24,0	19,0
	η, %	0	45,0	64,0	63,5	58,0
2К-9	Q, л/с	0	3,0	5,5	6,1	7,0
	H, м	20,0	21,0	18,5	17,5	16,0
	η, %	0	56,0	68,0	66,0	60,0
3К-6	Q, л/с	0	4,0	8,3	16,7	19,5
	H, м	62,0	64,0	62,0	50,0	44,5
	η, %	0	35,0	54,4	66,3	63
3К-9	Q, л/с	0	4,0	8,3	12,5	15
	H, м	34,0	35,2	34,8	31,0	27,0
	η, %	0	40,0	62,0	71,0	71,5
4К-8	Q, л/с	0	10,0	19,4	25,0	33,4
	H, м	62,0	63,0	59,0	54,9	43,0
	η, %	0	48,0	65,5	71,0	66,0
4К-12	Q, л/с	0	10,0	18,0	25,0	33,4
	H, м	37,0	39,0	37,7	34,6	28,0
	η, %	0	53,0	72,0	78,0	74,5

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Альтшуль, А.Д. Примеры расчетов по гидравлике: Учебное пособие. / А.Д.Альтшуль, В.И.Калицун, Ф.Г.Майрановский и др.- М.: Стройиздат, 1976. – 256 с.
- 2 Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. / Т.М.Башта. - М.: Машиностроение, 1973.
- 3 Брацлавский, Х.Л. Гидродинамические передачи строительных и дорожных машин / Х.Л.Брацлавский. - М.: "Машиностроение", 1976. - 149.
- 4 Вильнер, Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. / Я.М.Вильнер, Я.Т.Ковалёв, Б.Б.Некрасов. - Минск: Высшая школа, 1985.
- 5 Гидравлика: учеб. пособие для ВУЗов / А.Д.Тян, М.К.Скаков, Ю.К.Назаров, В.А.Петров. - Алма-Ата: Рауан, 1992. – 240 с.
- 6 Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: учеб. для вузов / Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. - 2-е изд. перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с. - Библиогр.: с. 418.
- 7 Гидравлика, гидромашин и гидропневмопривод: учеб. пособие для вузов / под ред. С. П. Стесина. - М.: Академия, 2005. - 335 с. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 332.
- 8 Гидравлика и гидропривод: учеб. пособие / Н.С.Гудилин, Е.М.Кривенко, Б.С.Маховиков, И.Л.Пастоев; Ред. И.Л.Пастоев. - 3-е изд., стереотип. - М.: МГГУ, 2001. - 519 с.: ил. - (Высшее горное образование). - Библиогр.: с. 518.
- 9 Лепешкин, А.В. Гидравлика и гидропневмопривод / А.В.Лепешкин, А.А.Михайлин, А.А.Шейпак. - 3-е изд., стереотип., в 2-х ч. - М.: МГИУ, 2005. - 350 с.: рис. - Библиогр.: с. 349-350.
- 10 Ловкис, З.В. Гидравлика и гидравлические машины. / З.В.Ловкис, Э.В.Бердышев. – М.: Колос, 1995.
- 11 Механика жидкости и газа: учеб. пособие / Ред. В.С.Швыдкой. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: ИКЦ "Академкнига", 2003. - 462 с.: рис., табл. - Библиогр.: с.458.
- 12 Пастоев, И.Л. Гидропневмопривод: учеб. пособие для вузов / И.Л.Пастоев, Н.И.Берлизев, В.Ф.Еленкин. - 2-е изд. - М.: МГГУ, 2000.
- 13 Примеры гидравлических расчетов: Учеб. Пособие / Под ред. А.И. Богомолова - 2-е изд., перераб. - М.: Транспорт, 1977. – 526 с.
- 14 Сборник задач по машиностроительной гидравлике. / Под ред. И.И. Куколевского и Л.П. Подвидза. – М.: Машиностроение, 2002.
- 15 Сугуров, Ш.Б. Гидравлика (на казахском языке). / Ш.Б.Сугуров - Алматы, 1988. -198 с.
- 16 Шейпак, А.А. Гидравлика и гидропневмопривод / А.А.Шейпак. - Часть 1(2), Москва, МГИУ, 2006.