Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики
Кафедра процессов и аппаратов химической технологии

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЕТИ И НАСОСА

Методические указания к курсовой работе для студентов всех форм обучения
по направлению подготовки:
15.03.02 — Технологические машины и оборудование,
а также для самостоятельной работы студентов по направлению подготовки
18.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

Составители:
Г. Ю. Бутко
В. М. Ефремов

Санкт-Петербург
2021

Утверждено
на заседании кафедры П и АХТ
05.03.2021 г., протокол №1

Рецензент А.А. Гаузе

Данные методические указания соответствуют рабочей программе “Механика жидкости и газов” и содержит основной теоретический материал по разделам курса, раскрывающий основные понятия механики жидкостей и газов. Теоретический материал сопровождается примером практического расчета гидравлической сети с использованием необходимого насоса.

Студентам предлагаются необходимые вопросы для контроля по соответствующей тематике.

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД
в качестве методических указаний.

**Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.
Дата подписания к использованию 29.06.21 г. Рег.№ 45/21**

**Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.**

Оглавление

Введение

Дисциплина механика жидкости и газа изучает законы равновесия и движения жидкостей и газов, которые являются основой различных специальных курсов и дисциплин. Сложно назвать какую-либо отрасль технологии, в которой не приходилось бы иметь дело с перемещением жидкостей или газов, и соответственно, не использовать законы механики сплошных сред.

Эти законы используются непосредственно в работе технологического оборудования, строительно-дорожной техники, в горнодобывающей промышленности и в работе летательных аппаратов.

Физические законы механики жидкости и газа определяются основными принципами природы, которые показывают связь между действующими силами, скоростями движения, выражающимися обычно в форме сложных дифференциальных уравнений.

Совокупность теории, соответствующей физике явлений и результатов опытов и практики, позволила глубоко разработать законы прикладной гидравлики и гидромеханики.

1. Трубопроводы и их классификация

В гидравлическом расчете трубопроводов, в первую очередь, рассматривается характер или режим движения жидкости: ламинарный, переходный или турбулентный.

Режим движения определяется критерием Re. При этом рассматривается установившееся равномерное напорное движение жидкости в трубах цилиндрического сечения.

Соответственно, в напорных трубопроводах жидкость находится под избыточным давлением, а поперечные сечения полностью заполнены.

Движущей силой, обеспечивающей течение жидкости, является переход гидродинамических давлений в начале трубопровода и в его конце. Разность давлений, в большинстве случаев, создается применением насосов различного типа или созданием избыточного давления в резервуаре с жидкостью с применением других нагнетателей, например, компрессоров.

Трубопроводы как необходимая часть сети, в зависимости от длины и технологии их расположения, разделяются на простые и сложные.

Простыми трубопроводами называют трубопроводы, не имеющие ответвлений по длине с постоянным одинаковым расходом.

Если имеется трубопровод с трубами постоянного диаметра, то его расчет является сравнительно простой задачей. Если же трубопровод состоит из различных участков труб с разными диаметрами с различными длинами, то получаем задачу, относящуюся к последовательному соединению труб.

Простые трубопроводы, имеющие в своих различных участках местные сопротивления, разделяются на короткие и длинные.

Короткими трубопроводами называют трубопроводы малой длины, в которых местные сопротивления составляют более 10 % от потерь давления по длине. К ним относятся сифонные трубопроводы, всасывающие трубы лопастных насосов, дюкеры или напорные водопроводные трубы под насыпью дороги, трубопроводы внутри зданий и сооружений.

Трубопроводы, в которых потери давления по длине существенно превышают потери, вызываемыми местными сопротивлениями, называют длинными. В них местные потери давления составляют менее 5 % от потерь по длине. В этой связи ими пренебрегают, или вводят увеличивающий коэффициент 1,05 в гидравлические расчеты.

Длинные трубопроводы входят в систему водопроводных сетей, водоводов насосных станций, водоводов и трубопроводов промышленных предприятий и бытовых учреждений.

Сложные трубопроводы состоят из различных по длине ответвлений разного диаметра. Они разделяются на параллельные, тупиковые (разветвленные) и кольцевые (замкнутые).

Параллельными называют трубопроводы, когда к основному магистральному водоводу подсоединены одна или несколько труб.

Тупиковыми называют трубопроводы, когда из основного водовода жидкость поступает в ряд присоединенных ответвлений труб и обратно в него не поступает.

Кольцевые (замкнутые) трубопроводы представляют систему замкнутых, смежных между собою камер.

Гидравлический расчет сети и насоса, обеспечивающего ее необходимой энергией, сводимую к определению необходимого перепада давлений ΔP для обеспечения определённого расхода W, по трубопроводу с заданными характеристиками.

2. Гидравлический расчет сети

2.1. Определение гидродинамического режима

Гидродинамический режим определяется критерием Рейнольдса (Re)

$$Re = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho}{\mu}. \quad (1)$$

Этот критерий показывает меру соотношения сил инерции к силам вязкого трения. Осредненная (средняя) скорость потока выбирается в интервале значений

$$\omega = 2 - 3{,}5 \text{м/с}.$$

Оптимальный диаметр рассчитывают исходя из заданного объёмного расхода W, а трубопровод предполагается круглого сечения. Тогда:

$$\mathrm{W} = \omega \mathrm{S}, \text{м}^3/\text{с}; \quad (2)$$

объёмный расход или массовый

$$\mathrm{Q} = \rho\omega\mathrm{S}, \text{кг/с}, \quad (3)$$

S-площадь поперечного сечения трубопровода, и если он круглый, то:

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}.$$

Если трубопровод не круглого сечения, то необходимо определить эквивалентный диаметр, который в дальнейшем используется в формуле (1) для расчета критерия Рейнольдса. Эквивалентный диаметр $d_э$ находится с использованием гидравлического радиуса.

$$r_{г=}\frac{1}{4}d_э,$$

откуда

$$r_{г=}\frac{S_п}{П}, \tag{4}$$

где $S_п$ — площадь сечения потока;

П — смоченный периметр, которым называют линию контакта потока со стенками трубопровода.

Например, допустим трубопровод прямоугольного сечения, со сторонами a и b, тогда

$$S_п = ab; \; П = 2(a+b),$$

отсюда $r_г = \frac{ab}{2(a+b)}$ и $d_э = \frac{2(ab)}{a+b}$.

В критерии Рейнольдса (1):

ω — средняя скорость потока;

d или $d_э$ — характеристический размер или внутренний диаметр трубопровода;

ρ — плотность жидкости

μ — динамический коэффициент вязкости.

Если соотношение $\frac{\mu}{\rho} - \nu$ ввести в критерий Рейнольдса, то получим: $Re = \frac{\omega\, d}{\nu}$.

Физический смысл критерия не меняется при переходе от μ к ν.

2.2. Расчет необходимого перепада давления

С этой целью рассмотрим уравнение Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости. При переходе от элементарной струйки идеальной жидкости к потоку реальной необходимо учитывать неравномерность распределения скоростей по сечению и потери энергии вследствие сил вязкости.

Торможение потока происходит под действием вязких сил и при взаимодействии потока со стенкой. В этой связи максимальную скорость приобретает жидкость в центральной части потока (по его оси) и по мере приближения к стенке уменьшается до нуля. Неравномерное распределение скоростей вызывает касательные напряжения или напряжения трения. Помимо этого, возникает вихреобразование частиц жидкости, их перемешивание и т.п. Эти явления вызывают потери энергии потока, поэтому при движении реальной вязкой жидкости удельная энергия уменьшается. Вследствие неравномерности распределения скоростей приходится вводить ее среднее (осредненное) значение по сечению и среднее значение удельной энергии в нем.

Предполагаем, что гидростатический напор в пределах рассматриваемого сечения величина постоянная:

$$z + \frac{p}{\rho g} = const(\text{м}) \text{ или } z\rho g + p = const(\text{Па}). \quad (5)$$

Это значит, что в потоке жидкости отдельные струйки оказывают друг на друга такое же давление, что и в неподвижном состоянии. Это может быть доказано для параллельно- струйного течения.

Мощностью потока в данном сечении будем называть энергию, которую проносит поток через это сечение в единицу времени. Поскольку в потоке частицы, объёмчики имеют различные скорости и, соответственно, энергию, найдем элементарную мощность струйки в виде произведения полной удельной энергии на элементарный массовый расход [1].

$$dN = gH \cdot dW = (gz + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2})\rho\omega dS. \quad (6)$$

Мощностью всего потока будет интеграл от всего сечения S.

$$N = g_s \int (g + \frac{p}{\rho} + \frac{\omega^2}{2})\omega \cdot dS \cdot \rho. \quad (7)$$

С учетом сделанного допущения, что гидростатический напор величина постоянная, перепишем уравнение (7) в виде:

$$N = \rho(gz + \frac{p}{\rho}) \int_s \omega \cdot dS + \frac{\rho}{2} \int_s \omega^3 dS. \quad (8)$$

Определим среднее по сечению значение энергии потока, разделив полную мощность потока на массовый расход γ (кг/м^3) = $\omega\rho$

$$gH_{cp} = \frac{N}{\omega \cdot \rho} = gz + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{\omega}\int_s \omega^3 dS. \tag{9}$$

Умножив и разделив последний компонент (9) на $\omega_{\text{ср}}^2$, получим (в ед. напора)

$$H_{cp} = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\int_s \omega^3 dS}{\omega_{cp}^3 \cdot S} \cdot \frac{\omega_{cp}^2}{2g} = z + \frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{\omega_{cp}^2}{2g}, \tag{10}$$

где $\alpha = \frac{\int_s \omega^3 dS}{\omega_{cp}^3 \cdot S}$ — коэффициент Кориолиса, или коэффициент кинетической энергии, характеризующий неравномерность распределения скоростей по сечению. Он показывает отношение действительной кинетической энергии потока в рассматриваемом сечении к кинетической энергии потока в том же сечении, но при равномерном распределении скоростей.

Возьмем 2 сечения реального потока со средними значениями Нср1 и Нср2. Тогда

$$H_{cp1} = H_{cp2} + \sum h_n, \tag{11}$$

где $\sum h_n$ — суммарные потери энергии на участке между сечениями 1 и 2.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{\omega_{cp}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{\omega_{cp}^2}{2g} + \sum h_n. \tag{12}$$

Это уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.

Учитывая уравнение (14) перепишем уравнение (13).

Во многих случаях, но не всегда, потери зависят от квадрата скорости, поэтому часто их выражают в линейных единицах.

$$h_n = \xi \frac{\omega^2}{2g} (\text{м}) \text{ или } p_n = \rho g h_n = \xi \cdot \rho \frac{\omega^2}{2}. \tag{13}$$

Безразмерный коэффициент ξ или коэффициент потерь, или коэффициент сопротивления есть отношение потерянного напора к скоростному, или потерь давления к гидродинамическому давлению потока. Гидравлические потери разделяют на местные потери и потери на трение по длине. Местные потери вызываются локальными конструктивными особенностями трубы. Вычитая из правой части уравнения (7) левую и, разделив все полученные компоненты на (ρg), получим необходимую величину перепада давления в общем виде.

$$\Delta p = \frac{\rho\omega^2}{2}\left(1 + \sum_{i=1}^{\lambda=n} \xi_i + \lambda\frac{\ell}{d}\right) + \rho g(p_2 - p_1). \quad (14)$$

2.3. Гидравлические потери

Гидравлические потери, входящие в уравнение (14) в виде $\frac{\rho\omega^2}{2}$ и $\frac{\rho\omega^2}{2} \cdot \lambda\frac{\ell}{d}$; $\sum_{i=1}^{i=n} \xi_i$, зависят от формы, размеров трубы, режима течения и, в некоторых случаях, от межфазного натяжения. При течении жидкости через местные сопротивления изменяется ее скорость, вектор направления и возникают вихри, которые образуются в местах отрыва потока от стенок и создаются области, в которых жидкие частицы движутся по замкнутым или близким к ним траекториям. В общем случае, местные потери определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_\xi = \xi\frac{\omega^2}{2g}(\text{м}) \text{ или } p_\xi = \xi\frac{\rho\omega^2}{2}. \quad (15)$$

Потери на трение по длине — это потери энергии, которые в чистом виде возникают в прямых трубах постоянного сечения, т.е. при равномерном движении, и возрастают пропорционально длине трубы. Эти потери объясняются внутренним трением или вязкостью текущей жидкости и наблюдаются во всех типах труб и шероховатых, и гладких.

$$h_{\text{тр}} = \xi\frac{\omega^2}{2g} \text{ или, если } \xi = \lambda\frac{\ell}{d} \rightarrow h_{\text{тр}} = \lambda\frac{\ell}{d}\frac{\omega^2}{2g}. \quad (16)$$

Эту формулу называют уравнением Дарси, а безразмерный коэффициент λ — называют коэффициентом потерь по длине или коэффициентом Дарси. Физический смысл коэффициента Дарси. В условиях равномерного движения силы давления и силы трения взаимоуравновешены:

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot p_{\text{тр}} - \pi d \cdot \ell \cdot \tau_\circ = 0. \quad (17)$$

Напряжение трения на стенки трубы $\tau_\circ$. Учитывая уравнение Дарси, получаем:

$$\lambda = \frac{4\pi_\circ}{\frac{\rho\omega^2}{2}}. \quad (18)$$

Значение λ — величина, показывающая отношение напряжений трения на стенке трубы к динамическому давлению, определенному по средней скорости потока. В условиях ламинарного режима, когда Re ≤ 2300, коэффициент гидравлического трения λ определяется по соотношению:

$$\lambda = \frac{64}{Re}\cdot \tag{19}$$

Шероховатость стенок трубопровода при этом не влияет на потери давления. Оказывает влияние только вязкие свойства жидкостей. В турбулентном режиме течения зависимости для определения λ и в ряде случаев ξ имеют значительно более сложный характер и опираются на опытные исследования.

2.4. Особенности гидравлических потерь в условиях турбулентного течения

В турбулентном течении наблюдается интенсивное перемешивание, объёмчиков, жидкости, пульсации скоростей, давлений и других параметров, определяющих свойства и структуры жидкости.

Скорость беспорядочно колеблется относительно среднего значения, которое остается постоянным. Траектории частиц, проходящих через неподвижную точку пространства в разные моменты времени, представляют собой кривые линии различной формы, несмотря на прямолинейность трубы. Характер линий тока отличается также большим разнообразием.

Строго говоря, турбулентное течение — нестационарное. Но если определенные скорости и давления, а также полный расход во времени не меняются, то с этих позиций турбулентное течение будем считать установившимся.

Распределение скоростей в турбулентном течении более равномерное при одном и том же расходе, а нарастание скорости у стенки более крутое. Профиль скоростей отвечает усеченной параболе. Поэтому коэффициент Кориолиса значительно меньше в турбулентном режиме, чем в ламинарном. В ламинарном режиме $\alpha \neq f(Re)$ и равен 2, а в турбулентном уменьшается с увеличением $Re_{до}=Re_{кр}$ от 1,13 до 1,025 при $Re=3*10^6$.

При ламинарном течении потери на трение пропорциональны скорости и расходу, а при переходе к турбулентному наблюдается скачок сопротивления, а затем более крупное нарастание величины потерь по форме, напоминающей усеченную параболу. Для практических расчетов в условиях турбулентности для определения потери напора или давления используют уравнение Дарси-Вейсбаха:

$$h_{тр} = \lambda_{тр} \frac{\ell}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2g} \quad \text{или} \ \Delta p_{тр} \cdot \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2} \rho.$$

2.5. Сводка формул для расчета в условиях турбулентности

Широко используется ниже приведенная сводка формул для определения λ в турбулентном режиме.

1. Для определения $\lambda_т$ давно известна и широко применяется формула Конакова.

$$\lambda_т = \frac{1}{(1{,}8lgRe - 1{,}5)^2}, \tag{20}$$

в широком диапазоне чисел Re.

2. Для гидравлически гладких труб формула Блазиуса применима в интервале $Re_{кр} \div Re = 10^5$

$$\lambda_т = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{Re}}. \tag{21}$$

3. Сопротивление реальных шероховатых труб также удобно рассчитывать по формуле Альтшуля:

$$\lambda_т = 0{,}11(\frac{\Delta э}{d} + \frac{68}{Re})^{\frac{1}{4}}, \tag{22}$$

$\Delta э$ — абсолютная эквивалентная шероховатость

4. В случае $Re > 500\frac{d}{\Delta э}$ используется формула:

$$\lambda_т = 0{,}11(\frac{\Delta э}{d})^{\frac{1}{4}}. \tag{23}$$

Турбулентному движению характерно стохастическое или самопроизвольное движение объёмчиков. При взаимодействии этих частиц с шероховатостью труб они приобретают вращательное движение, создавая вихри (r0tω), распределение которых по размерам имеет нормальный или гауссов характер.

Скорость в точке турбулентного потока называется местной (актуальной). Мгновенная скорость по осям x,y,z — $\omega_x, \omega_y, \omega_z$. Это фактические мгновенные скорости по осям. Разность между мгновенной скоростью $\omega_{x,y,z}$ и осредненным значением $\overline{\omega}_{x,y,z}$ называется пульсационной составляющей:

$$\omega'_x = \omega_x - \overline{\omega}_x.$$

Сумма пульсационных составляющих за определенные промежутки времени будет равна 0. В результате пульсаций скоростей между различными участками жидкости происходит интенсивный обмен энергией, что приводит к эффективному перемешиванию и, в итоге, к обмену количеством движения. Для определения степени турбулентности при оценке пульсационных составляющих применяется среднеквадратичное отклонение мгновенных пульсационных скоростей от определенных по времени скоростей.

Среднеквадратичные величины пульсационных составляющих:

$$\vartheta_x = \sqrt{u_x'^2};\ \vartheta_y = \sqrt{u_y'^2};\ \vartheta_z = \sqrt{u_z'^2};$$

Тогда степень турбулентности выразится через отклонение средней квадратичной величины скорости пульсации к осредненной во времени местной скорости (ω)

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x'^2}{\omega} = \frac{\sqrt{\omega_x'^2}}{\omega};\ \varepsilon_y = \frac{\sigma_y'^2}{\omega} = \frac{\sqrt{\omega_y'^2}}{\omega};\ \varepsilon_z = \frac{\sigma_z'^2}{\omega} = \frac{\sqrt{\omega_z'^2}}{\omega};$$

$$\omega = \sqrt{\overline{\omega}_x^2 + \overline{\omega}_y^2 + \overline{\omega}_z^2}.$$

Если пульсационные составляющие равны между собой, этот поток называют изотропным. Для него

$$\varepsilon = \sqrt{\overline{\omega}_x'^2}.$$

Рассмотрим касательные напряжения в турбулентном потоке. Мгновенные значения касательных напряжений, вызванных пульсациями скорости, выглядят так:

$$\tau_{т} = \rho\omega_x' \cdot \omega_z'. \tag{1}$$

Осредненные касательные напряжения турбулентного трения можно представить:

$$\tau_{т} = \rho\omega_x' \cdot \omega_z'. \tag{2}$$

Сумма вязких сил и турбулентного трения дают:

$$\tau = \tau_{\mu} + \tau_{т}. \tag{3}$$

Напряжения от сил вязкости:

$$\tau_{\mu} = \mu\frac{d\overline{\omega}_x}{dn}. \tag{4}$$

Полные напряжения:

$$\tau_{\mu} = \mu\frac{d\overline{\omega}_x}{dn} + \rho\overline{\omega}_x' \cdot \overline{\omega}_z'. \tag{5}$$

Пульсационные скорости $\overline{\omega}_x'$ и $\overline{\omega}_z'$ достаточно близки осредненным $\overline{\omega}_x'$ и $\overline{\omega}_z'$, которые можно выразить в виде формулы:

$$\overline{\omega}_x' \approx \ell\frac{d\omega_x}{dn}, \tag{6}$$

где ℓ — длина пути смешения (по Прандтлю), тогда;

$$\tau_{т} = \rho l^2 (\frac{d\overline{\omega}_x}{dn})^2 \tag{7}$$

l — расстояние, пробегая которое объёмчик или частица жидкости не меняют своих параметров.

Обычно $l = \alpha \cdot 2$,

где α — называют постоянной Прандтля-Кармана. Никурадзе из опытов получил α = 0,4.

2.6. Опытные исследования коэффициента Дарси

Для гидравлически гладких труб коэффициент потерь на трение характеризуется только числом Re, но в случае шероховатых труб зависит еще и от шероховатости внутренней поверхности труб. Причем важен не абсолютный размер выступов, а отношение этого размера к радиусу или диаметру трубы или относительная шероховатость $(\frac{\Delta}{d})$, или обратная ее величина. Одна и та же абсолютная шероховатость может не оказывать влияния на сопротивление трубы большого диаметра, но существенно сказывается на увеличении сопротивления труб малого диаметра.

Помимо этого, на сопротивление сказывается еще и характер шероховатости, ее рельеф. Простейшим вариантом будет случай, когда (бугорки) выступы будут одинаковой высоты и формы — так называемая равномерно распределенная зернистая шероховатость.

Здесь $\lambda_т = f(Re, \frac{d}{\Delta})$.

На внутреннюю поверхность труб наклеивались песчинки определённого размера, и образовывалась поверхность с равномерно распределенной зернистой шероховатостью. Испытания проводились в интервале шероховатостей $\frac{\Delta}{r_0} = \frac{1}{500} \div \frac{1}{15}$ и чисел $Re = 500 \div 10^6$.

В итоге получены графики зависимости $\lg(1000\lambda) = f(lgRe)$ и для различных $\left(\frac{\Delta}{r_0}\right)$ соотношений.

Наклонные прямые А и В соответствуют законам сопротивления гидравлически гладких труб. После умножения на 1000 и логарифмирования получаем

$$\lg(1000\lambda) = lg64 - \frac{1}{4}lgRe,$$

$$\lg(1000\lambda) = lg316 - \frac{1}{4}lgRe.$$

Основные выводы из графика.

1. Шероховатость не влияет на гидравлические потери по длине.

$$\lambda_т = f(Re).$$

2. Критическое число Re от шероховатости не зависит.

3. В области турбулентного течения, при небольших значениях Re, шероховатость на гидравлические потери не влияет. Но с увеличением Re это влияние начинает сказываться, и кривые для шероховатых труб все более заметно отличаются от функций, соответствующих закономерностям гидравлически гладких труб.

4. При больших величинах числа Re и больших относительных шероховатостях $\lambda_т$ перестает зависеть от Re и становится постоянным для данной относительной шероховатости. Таким образом, анализируя график И.И. Никурадзе, отметим три области, в которых:

1. Зона малых чисел Re и $\frac{d}{\Delta}$, где $\lambda_т$ не зависит от относительной шероховатости труб, а определяется лишь числом Re. Эта область гидравлически гладких труб.

2. Во второй области коэффициент $\lambda_т = f(Re, \frac{d}{\Delta})$,т.е. появляется зависимость от двух параметров: от числа Re и от относительной шероховатости.

3. Зона больших чисел Re и $\frac{d}{\Delta}$, где $\lambda_т$ коэффициент гидравлического трения не зависит от числа Re, а определяется только относительной шероховатостью. Эта область автомодельности, или квадратичного сопротивления, так как означает, что потери давления пропорциональны скорости во второй степени.

$$\Delta p = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{\rho \omega^2}{2}.$$

Рассмотрим опытные исследования для труб с естественной технической шероховатостью.

Материал, из которого изготовлена труба, и технология ее изготовления существенно влияют на структуру ее внутренней поверхности, а значит, на значение эквивалентной шероховатости и вид функции $\lambda_т = f(Re, \frac{d}{\Delta})$.

Естественная техническая шероховатость, образующаяся при изготовлении труб и в результате различных изменений во время эксплуатации, не является равнозернистой песочной шероховатостью.

Выступы технической шероховатости имеют неодинаковую высоту, форму и плотность распределения на поверхности трубы. Техническую шероховатость в настоящее время оценивают средней высотой выступов и называют эквивалентной шероховатостью ($\Delta_э$). Под этим термином понимают высоту выступов равнозернистой шероховатости, при которой в квадратичной области сопротивления получается такое же значение λ, что и в рассматриваемой реальной трубе.

Для расчетов $\Delta_э$ пользуются эмпирической формулой:

$$lg\Delta э = lgd + 0{,}57 - \frac{1}{2}\sqrt{\lambda_{кв}}.$$

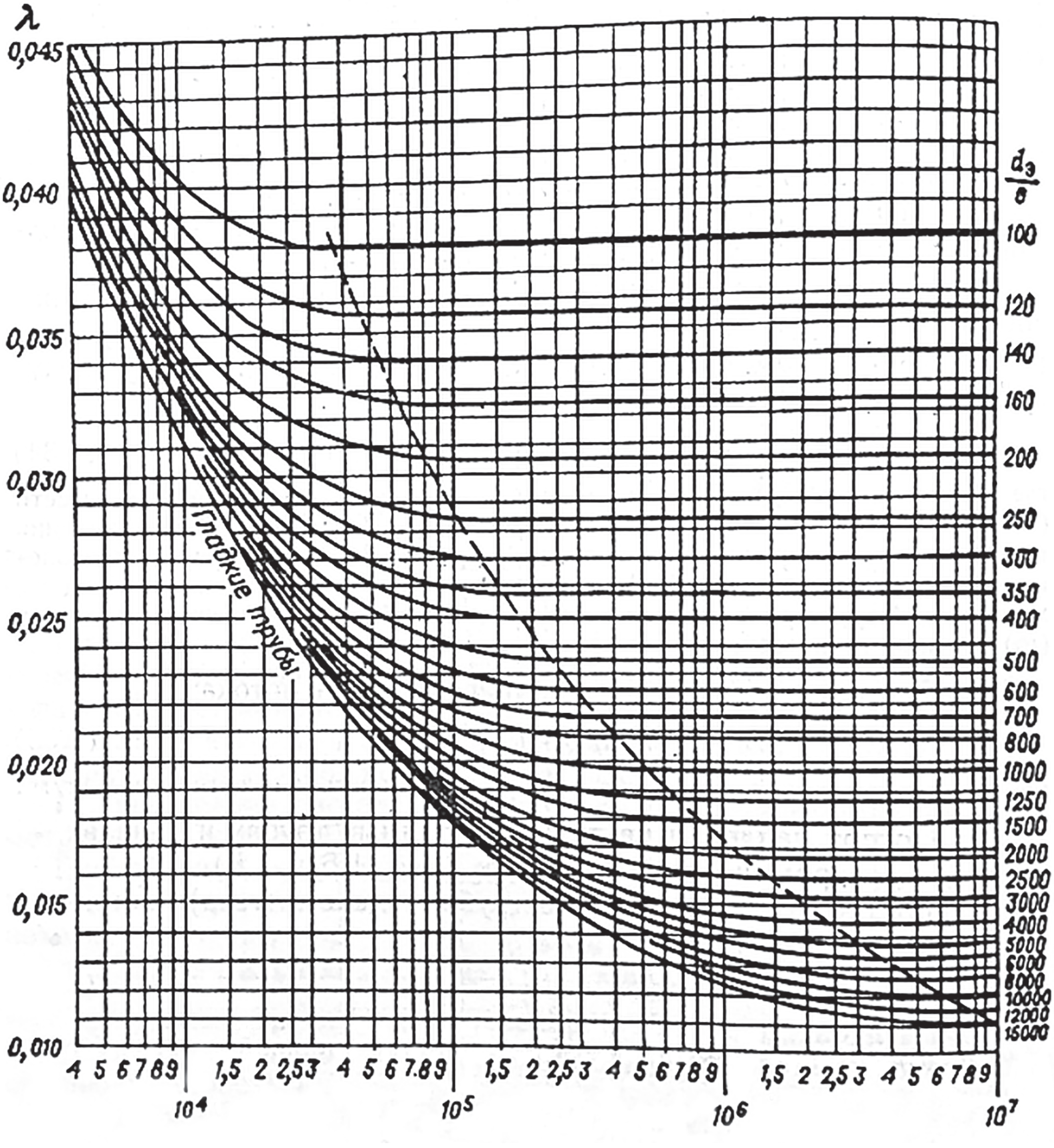

Рис. 1. Зависимость коэффициента трения λ от критерия Re и степени шероховатости $d \int e$:d — эквивалентный диаметр, м; e — средняя высота выступов шероховатости на внутренней поверхности трубы, м

В трубах с технической шероховатостью с увеличением числа Re и, соответственно, с уменьшением толщины вязкого подслоя $\partial_{в}$, не все выступы попадают в турбулентное ядро потока. Сначала наибольшие, а по мере турбулизации потока и остальные, меньших размеров.

Для труб промышленного изготовления с естественной шероховатостью при любой области сопротивления в условиях турбулентного режима Альтшуль предложил соотношение (рис.1):

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

При $\frac{\Delta э}{d} \ll \frac{68}{Re}$ формула Альтшуля практически совпадает с уравнением Блазиуса:

$$\lambda_г = \frac{0{,}316}{Re^{0{,}25}}.$$

Область гидравлически шероховатых труб соответствует числам Re $> 500\frac{d}{\Delta э}$. В этом случае коэффициент гидравлического трения в квадратичной области сопротивления $\lambda_{кв}$ можно определить по формуле Шифринсона:

$$\lambda_{кв} = 0{,}11\left(\frac{\Delta э}{d}\right)^{0{,}25}.$$

3. Пример расчета сети с насосной подачей

В курсовой работе необходимо, с использованием заданных параметров и литературных сведений, рассчитать гидравлическую сеть и насос для ее функционирования. Рассчитывается полезная мощность насоса, а затем, с учётом КПД, полная мощность двигателя, после чего подбирается насос стандартного типа — размера по справочнику.

Сеть представляет собой систему потребителей энергии гидродинамического давления, в которую входят трубопровод, различные местные сопротивления, подъём жидкости на определенную высоту, и разность между давлением на выходе и входе в насос.

Все эти расчёты объединяются модифицированным уравнением Д. Бернулли. Гидравлическая сеть с насосной подачей показана на рис. 2.

Установка состоит из питающего и приемного резервуара, обратного клапана, регулятора расхода, расходомерной диафрагмы, внезапного и (или) плавного поворота, расширения и сужения, входа и выхода из трубы. Для расчетов в курсовой работе предполагается уравнение Бернулли (в ед. давления):

$$\Delta p = \frac{\rho\omega^2}{2}(1 + \lambda\frac{l}{d} + \sum \varepsilon_i) + \rho g H_n + (p_2 - p_1). \qquad (24)$$

Здесь $\frac{\rho\omega^2}{2} = \Delta p_{ск}$ — гидродинамическое давление в потоке, Па

p– плотность жидкости,

ω — средняя скорость потока, рекомендуется выбирать $\omega = 2 - 3{,}5$ м/с,

λ — коэффициент гидравлического трения, или коэффициент Дарси.

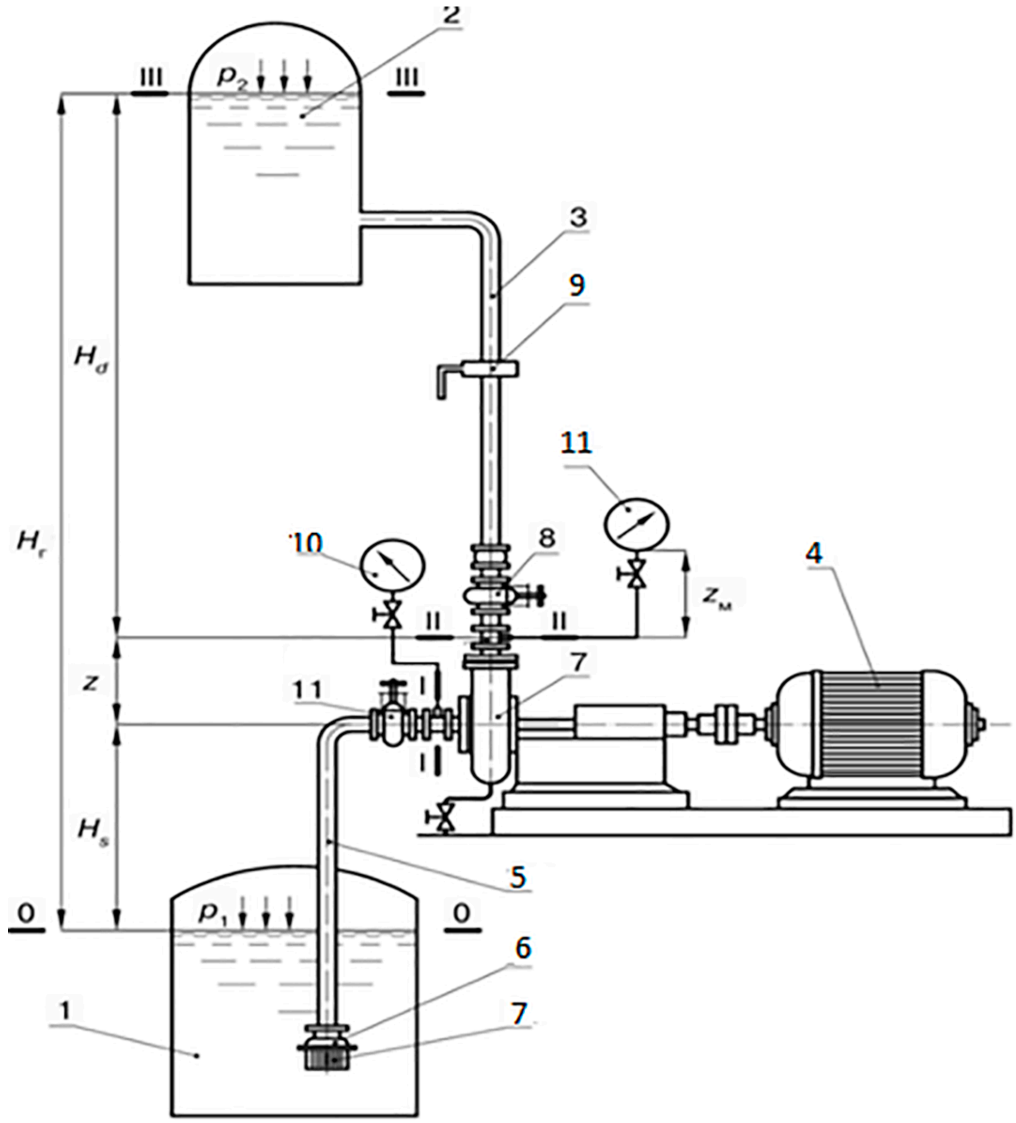

Рис.2. Гидравлическая сеть с насосной подачей: 1 — расходомерная диафрагма, 2 — задвижка или шаровой кран, 3 — плавный поворот (один или несколько, по зданию), 4 — внезапное расширение, 5 — внезапное сужение, 6 — обратный (запорный) клапан, 7 — вход в трубу, 8 — выход из трубы, 9 — питающий резервуар, 10 — приемный резервуар, 11 — манометр

Если труба гидравлически гладка, то $\lambda = f(Re)$, если труба шероховатая, то $\lambda = f(Re, \bar{\Delta})$, $\bar{\Delta}$ — относительная шероховатость, безразмерная величина: $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d}$, иногда используют обратную величину: $\bar{\Delta} = \frac{d}{\Delta}$, где Δ — абсолютная шероховатость, или средний размер выступов на поверхности материала труб, м; d — внутренний диаметр труб, м.

$$\Delta p_\lambda = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{\omega^2}{2}, \tag{25}$$

где Δp_λ — потери гидродинамического давления по длине трубопровода l, м, (Па).

Уравнение (25) называют уравнением Дарси. По нему рассчитываются потери гидравлического давления по длине трубы.

Коэффициент гидравлического сопротивления определяется по-разному, в зависимости от режима течения Re и от относительной $\frac{d}{\Delta}$ или абсолютной шероховатости Δ.

Гидравлически гладкие трубы имеют структуру поверхности, не влияющую на величину потерь давления и на значение λ.

В этом случае используется уравнение Блазиуса:

$$\lambda_\text{т} = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{Re}}, \tag{26}$$

или формулу Конакова:

$$\lambda_\text{т} = \frac{1}{(1{,}8 * lg * Re - 1{,}5)^2}. \tag{27}$$

Для шероховатых труб можно использовать формулу Альтшуля:

$$\lambda_\text{т} = 0{,}11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{1/4}. \tag{28}$$

Используя понятие эквивалентной шероховатости k, под которой понимают высоту выступов песчинок одинакового размера, при которой коэффициент гидравлического трения λ соответствует действительной естественной шероховатости трубы, применяют формулу Кольбрука:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2lg\left(\frac{2{,}51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3{,}7d}\right). \tag{29}$$

С известной степенью точности можно воспользоваться графиком Мурина, показывающего зависимость $\lambda = f(Re, \frac{d}{\Delta})$.

В ламинарном режиме течения, воспользовавшись уравнением Гагена-Пуазеля, коэффициент гидравлического трения определяют: $\lambda_л = \frac{64}{Re}$. (30)

Критерий Рейнольдса, используемый в вышеприведенных формулах, показывает меру отношения инерционных сил потока к силам вязкого трения.

$$Re = \frac{\omega d \rho}{\mu}, \tag{31}$$

где μ — динамический коэффициент вязкости.

Потери гидродинамического давления на преодоление местных сопротивлений определяются с помощью уравнения Вейсбаха:

$$\Delta p_\varepsilon = \sum \varepsilon \frac{\rho \omega^2}{2} (\text{Па}), \tag{32}$$

где ε — коэффициент местного сопротивления, характеризующий изменение структуры потока после их преодоления, и, соответственно, потери давления. Значения этих коэффициентов приведены в табл. 13, [4, с. 520 — 522].

Затем рассчитывают потери на подъём жидкости на заданную высоту H_n.

$$\Delta p_п = \rho g H_n (\text{Па}), \tag{33}$$

Наконец, определяем гидродинамическое давление, с которым жидкость выходит из насоса в нагнетательный патрубок.

$$\Delta p_п = (p_2 - p_1)(\text{Па}). \tag{34}$$

Определим диаметр трубопровода, который позволяет рассчитать значение критерия Рейнольдса и, соответственно, характер режима течения жидкости.

При заданном объёмном расходе W и выбранной средней скорости потока ($\omega = 2 - 3{,}5$ м/с) находим d, используя уравнение постоянства расхода: $W = \omega \cdot S = const$, откуда:

$$d = \sqrt{\frac{W}{0.785 * \omega}}. \tag{35}$$

Далее необходимо определить потребляемую мощность насоса, которая называется мощностью насоса. Эта мощность, которую затрачивает насос на создание полезной мощности и преодоление потерь, учитываемых КПД.

Полезная мощность определяется по соотношению:

$$N_{п} = \Delta p * W \text{ (Вт)}, \tag{36}$$

Потребляемая мощность находится, с учетом КПД, и делёном на 1000 кВт:

$$N_{дв} = \frac{N_{п}}{\eta * 1000}. \tag{37}$$

Обычно для двигателя средней мощности КПД равно 0,6. После этих расчетов подберем ближайший по напору и мощности насос, используя табл. 2.5 [4, с.92]. Во избежание ошибок все рассчитанные величины необходимо перевести в единицы СИ. Необходимые для расчетов величины можно взять из задачника [4], табл. XII, табл. XIII, табл. XV, табл. XXXIX.

Расчет гидравлической сети и насоса для её функционирования.

Исходные данные:

1. W — объёмный расход,
2. L — длина трубопровода,
3. ω — средняя скорость потока,
4. Материал труб,
5. Высота подъёма,
6. Расходомерная диафрагма,
7. Обратный клапан,
8. Четыре плавных поворота и (или) четыре внезапных поворота,
9. Задвижка, шаровой клапан, или иной регулятор расхода,

10 .Внезапное расширение и внезапное сужение,

11. Давление на входе в насос,

12, Давление на выходе из насоса.

В схеме обязательно указать насос, обеспечивающий работу сети.

4. Задание для расчета курсовой работы

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА

Высшая школа технологии и энергетики

Кафедра процессов и аппаратов химической технологии

Задание

на курсовую работу

по дисциплине **«Механика жидкости и газа»**

Студент____

(фамилия, имя, отчество, группа, шифр, курс)

Тема проекта: «РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СЕТИ И НАСОСА»

Исходные данные:

1. Объемный расход………………………… W = ____ (м^3/час; л/с; л/мин)
2. Длина трубопровода……………………… L = ____ (м)
3. Средняя скорость потока………………… W = ____ (м/с)
4. Материал труб…………………………… ________________________
5. Высота подъема воды…………………… h = ____ (м)
6. Расходомерная диафрагма
7. Обратный клапан………………………… 2 шт.
8. Четыре внезапных поворота и/ или четыре плавных поворота
9. Задвижки, шаровый кран или иной регулятор расхода
10. Внезапное расширение и внезапное сужение
11. Давление на входе в насос……………… p_1 = ____________________
12. Давление на выходе из насоса………… p_2 = ____________________

Дата выдачи задания…………………………. ________________________

Дата защиты проекта…………………………. ________________________

Руководитель проекта……………………....... ________________________

5. Контрольные вопросы для студентов при подготовке к работе:

1. В чем принципиальное отличие между газами и жидкостями?
2. В чем характеристика сил массовых и поверхностных?
3. Какие методы оценки состояния жидкости имеются и их характеристика?
4. На чем и как основаны методы теории подобия?
5. К каким жидкостям можно отнести стационарные, маловязкие жидкости?
6. Что характеризует основное уравнение гидростатики?
7. Как выглядят дифференциальные уравнения Эйлера и что они характеризуют?
8. Что такое «закон Паскаля» и «закон Архимеда»?
9. Что означает уравнение неразрывности и постоянства расхода?
10. Какие режимы движения жидкости известны и как их объяснить?
11. Какие особенности ламинарного режима движения жидкости существуют?
12. В чем и почему турбулентное движение отличается от ламинарного?
13. Что представляют собой пульсационные характеристики?
14. Что такое поток жидкости с позиции гидродинамики?
15. В чем и почему разница между уравнениями Бернули для элементарной струйки, идеальной жидкости и потоком реальным?
16. В чем физический смысл коэффициента Кориолиса?
17. Как объяснить потери давления на местных сопротивлениях и подмене магистрали?
18. Что представляет собой коэффициенты гидравлического трения (λ) и местного сопротивления (ξ)?
19. Какова структура турбулентного и ламинарного течения?
20. Что такое длина пути смешения (по Прандтлю)?
21. Какие варианты гидравлического расчета трубопроводов имеются и как выглядят?

Библиографический список

1. Бутко, Г. Ю. Механика жидкости и газа [Текст]: учебное пособие / Г. Ю. Бутко, А. О. Никифоров. — СПб.: СПбГУПТД, 2018.

2. Дейли, Дж. Механика жидкости [Текст] пер. с англ. / Дж. Хейли, Д. Харлеман. — М.: Энергия, 1971.

3. Ухин, Б. В. Гидравлика [Текст]: учеб. пособие / Б. В. — Ухин. М.: Форум, 2010.

4. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии [Текст] / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А, Носков. — ОООТИД Альянс, 2005.

5. Штеренлихт, Д.В. Гидравлика: [Текст] учебник для вузов / Д.В. Штеренлихт. — М.: Энергоатомиздат, 1984.