

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

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА
ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЕТИ
И ВЫБОР НАСОСА
Выполнение курсового проекта

Методические указания для студентов всех форм обучения
по направлению подготовки
15.03.02 — Технологические машины и оборудование

Составитель
А. О. Никифоров

Санкт-Петербург

2025

Утверждено
на заседании кафедры ПиАХТ
31.10.2024 г., протокол № 2
Рецензент Н. П. Мидуков

Методические указания соответствуют программам и учебным планам дисциплины «Механика жидкости и газа» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование». Методические указания содержит основной теоретический материал по разделам курса, раскрывающий основные понятия механики жидкостей и газов. Теоретический материал сопровождается примером практического расчета гидравлической сети с выбором насоса.

Предлагаются необходимые вопросы для контроля по соответствующей тематике.

Методические указания предназначены для бакалавров очной и заочной форм обучения.

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 17.09.25 г. Рег.№ 5201/24

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

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ	5
1.1. Расчет трубопровода	8
1.2. Давление.....	12
1.3. Качество транспортируемой среды.....	13
1.4. Типы магистральных труб	13
1.5. Расчет размеров трубопровода при изменении температуры	15
1.6. Определение оптимального размера диаметра трубопроводов	16
1.7. Поток жидкости самотеком.....	19
1.8. Поток горячей жидкости	20
1.9. Обводной трубопровод для оборудования приборов.....	20
1.10. Линия отбора проб	21
1.11. Циркуляция охлаждающей жидкости.....	21
1.12. Переполнение резервуара.....	22
1.13. Поток шлама	22
1.14. Ремонт трубопроводов.....	23
2. ВЫБОР НАСОСА.....	24
3. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ПРИ ПОДГОТОВКЕ К ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	25
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	26
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Титульный лист	27
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Пример расчета трубопровода и выбор насоса.....	29

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Механика жидкости и газа» изучает законы равновесия и движения жидкостей и газов, которые являются основой различных специальных курсов и дисциплин [1, 2]. 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.

Для выполнения курсового проекта каждый студент получает индивидуальное задание, в котором указаны сроки защиты, исходные данные, содержание пояснительной записки. Задание на курсовую работу подписывается руководителем и студентом. Выполненный в полном объеме и оформленный в соответствии с требованиями курсовой проект студент должен защитить перед руководителем или специальной комиссией, которая назначается на кафедре, при непосредственном участии руководителя.

Защита состоит из короткого доклада студента о выполненном проекте и ответа на вопросы. По результатам проектирования и защиты выставляется оценка с учетом объема и качества выполненной работы, самостоятельности принимаемых решений, способности докладывать результат работы, обосновывать и защищать принятые решения и отвечать на заданные при защите курсового проекта вопросы.

1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

При проектировании трубопроводов за основу берутся следующие основные конструктивные параметры [3]:

- требуемая производительность;
- место входа и место выхода трубопровода;
- состав среды, включая вязкость и удельный вес;
- топографические условия маршрута трубопровода;
- максимально допустимое рабочее давление;
- гидравлический расчет;
- диаметр трубопровода, толщина стенок, предел текучести материала стенок при растяжении;
- количество насосных станций, расстояние между ними и потребляемая мощность.

Трубопроводы для транспортировки различных жидкостей являются неотъемлемой частью агрегатов и установок, в которых осуществляются рабочие процессы, относящиеся к различным областям применения. При выборе труб и конфигурации трубопровода большое значение имеет стоимость как самих труб, так и трубопроводной арматуры. Конечная стоимость перекачки среды по трубопроводу во многом определяется размерами труб (диаметр и длина). Расчет этих величин осуществляется с помощью специально разработанных формул, специфичных для определенных видов эксплуатации.

Труба – это полый цилиндр из металла, дерева или другого материала, применяемый для транспортировки жидких, газообразных и сыпучих сред. В качестве перемещаемой среды может выступать вода, природный газ, пар, нефтепродукты и т. д. Трубы используются повсеместно, начиная с различных отраслей промышленности и заканчивая бытовым применением.

Для изготовления труб могут использоваться самые разные материалы, такие как сталь, чугун, медь, цемент, пластик, такой как АБС-пластик, поливинилхлорид, хлорированный поливинилхлорид, полибутилен, полиэтилен и пр.

Основными размерными показателями трубы являются ее диаметр (наружный, внутренний и т.д.) и толщина стенки, которые измеряются в миллиметрах или дюймах. Также используется такая величина как условный диаметр или условный проход – номинальная величина внутреннего диаметра трубы, также измеряемая в миллиметрах (обозначается Ду) или дюймах (обозначается DN). Величины условных диаметров труб стандартизированы и являются основным критерием при подборе труб и соединительной арматуры указаны в таблице 1.

Таблица 1 – Соответствие значений условного прохода в мм и дюймах

Ду, мм	DN, дюймы	Ду, мм	DN, дюймы
15	½	400	16
20	¾	450	18
25	1	500	20
40	1½	600	24
50	2	650	26
80	3	700	28
100	4	750	30
150	6	800	32
200	8	900	36
250	10	1000	40
300	12	-	-
350	14	-	-

Трубе с круглым поперечным сечением отдают предпочтение перед другими геометрическими сечениями по ряду причин:

- Круг обладает минимальным соотношением периметра к площади, а применимо к трубе это означает, что при равной пропускной способности расход материала у труб круглой формы будет минимальным в сравнении с трубами другой формы. Отсюда же следует и минимально возможные затраты на изоляцию и защитное покрытие.
- Круглое поперечное сечение наиболее выгодно для перемещения жидкой или газовой среды с гидродинамической точки зрения. Также за счет минимально возможной внутренней площади трубы на единицу ее длины достигается минимизация трения между перемещаемой средой и трубой.
- Круглая форма наиболее устойчива к воздействию внутренних и внешних давлений.
- Процесс изготовления труб круглой формы достаточно прост и легко осуществим.

Трубы могут сильно отличаться по диаметру и конфигурации в зависимости от назначения и области применения. Так магистральные трубопроводы для перемещения воды или нефтепродуктов способны достигать почти полуметра в диаметре при достаточно простой конфигурации, а нагревательные змеевики, также представляющие собой трубу, при малом диаметре имеют сложную форму с множеством поворотов.

Невозможно представить какую-либо отрасль промышленности без сети трубопроводов. Расчет любой такой сети включает подбор материала труб, составление спецификации, где перечислены данные о толщине, размере труб, маршруте и т. д. Сырье, промежуточный продукт и/или готовый продукт проходят производственные стадии, перемещаясь между различными

аппаратами и установками, которые соединяются при помощи трубопроводов и фитингов. Правильный расчет, подбор и монтаж системы трубопроводов необходим для надежного осуществления всего процесса, обеспечения безопасной перекачки сред, а также для герметизации системы и недопущения утечек перекачиваемого вещества в атмосферу.

Не существует единой формулы и правил, которые могли бы быть использованы для подбора трубопровода для любого возможного применения и рабочей среды. В каждой отдельной области применения трубопроводов присутствует ряд факторов, требующих учета и способных оказать значительное влияние на предъявляемые к трубопроводу требования. Так, например, при работе со шламом, трубопровод большого размера не только увеличит стоимость установки, но также создаст рабочие трудности.

Обычно трубы подбирают после оптимизации расходов на материал и эксплуатационных расходов. Чем больше диаметр трубопровода, то есть выше изначальное инвестирование, тем ниже будет перепад давления и соответственно меньше эксплуатационные расходы. И наоборот, малые размеры трубопровода позволят уменьшить первичные затраты на сами трубы и трубную арматуру, но возрастание скорости повлечет за собой увеличение потерь, что приведет к необходимости затрачивать дополнительную энергию на перекачку среды. Нормы по скорости, фиксированные для различных областей применения, базируются на оптимальных расчетных условиях. Размер трубопроводов рассчитывают, используя эти нормы с учетом областей применения.

Характер течения среды в трубопроводе и при обтекании препятствий способен сильно отличаться от жидкости к жидкости. Одним из важных показателей является вязкость среды, характеризующаяся таким параметром, как коэффициент вязкости. Ирландский инженер-физик Осборн Рейнольдс провел серию опытов в 1880 г., по результатам которых ему удалось вывести безразмерную величину, характеризующую характер потока вязкой жидкости, названную критерием Рейнольдса и обозначаемую Re .

$$Re = (w \cdot L \cdot \rho) / \mu,$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

w – скорость потока, м/с;

L – характерная длина элемента потока, м;

μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с.

То есть критерий Рейнольдса характеризует отношение сил инерции к силам вязкого трения в потоке жидкости. Изменение значения этого критерия отображает изменение соотношения этих типов сил, что, в свою очередь, влияет на характер потока жидкости. В связи с этим принято выделять три режима потока в зависимости от значения критерия Рейнольдса (рис. 1). При $Re < 2300$ наблюдается так называемый ламинарный поток, при котором жидкость движется тонкими слоями, почти не смешивающимися друг с другом, при этом наблюдается постепенное увеличение скорости потока по направлению от стенок трубы к ее центру. Дальнейшее увеличение числа Рейнольдса приводит к дестабилизации такой структуры потока, и значениям $2300 < Re < 4000$

соответствует переходный режим, при котором отдельные слои начинают смешиваться друг с другом. При $Re > 4000$ наблюдается уже устойчивый режим, характеризующийся беспорядочным изменением скорости и направления потока в каждой отдельной его точке, что в сумме дает выравнивание скоростей потока по всему объему. Такой режим называется турбулентным. Число Рейнольдса зависит от задаваемого насосом напора, вязкости среды при рабочей температуре, а также размерами и формой сечения трубы, через которую проходит поток.

Профиль скоростей в потоке

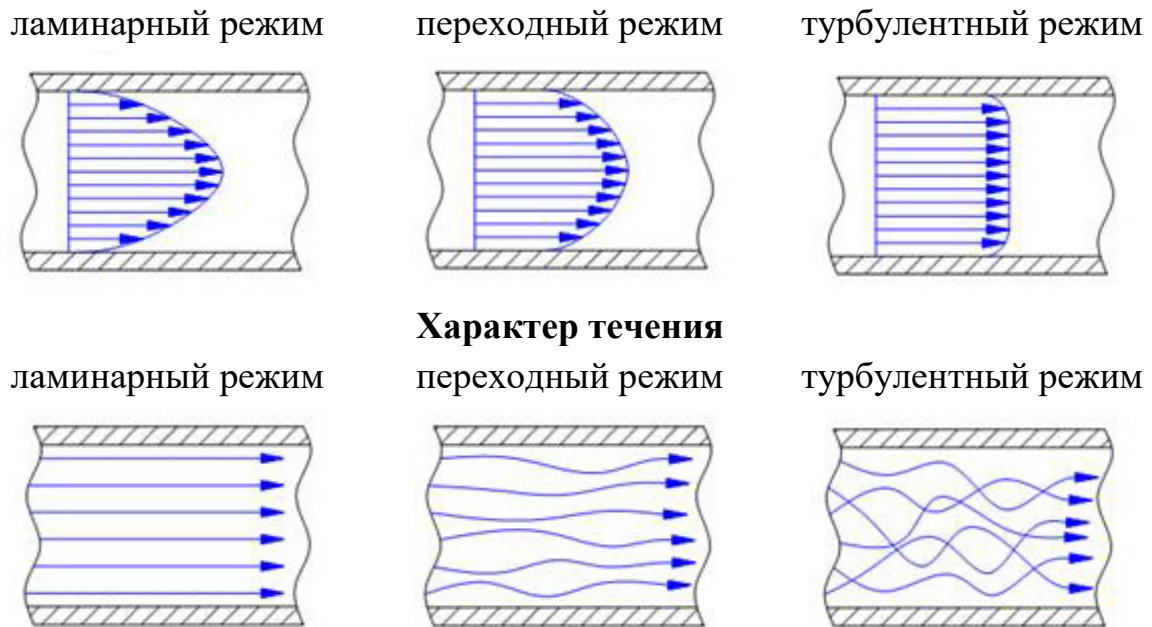


Рисунок 1 – Профиль скоростей в потоке

1.1. Расчет трубопровода

Внутренняя задача гидродинамики, к которой относится движение жидкости внутри трубопроводов, описывается системой уравнений Навье-Стокса [4, 5]. Но решение системы дифференциальных уравнений в частных производных представляет собой сложную математическую задачу. Для упрощения этой задачи используют теорию подобия, методы которой позволяют заменить систему уравнений Навье-Стокса обобщенным критериальным уравнением гидродинамики:

$$Eu = f(Re, Fr, Ho, \Gamma), \quad (1)$$

где Eu – критерий Эйлера;
 Re – критерий Рейнольдса;
 Fr – критерий Фруда;
 Ho – Критерий гомохромности;
 Γ – геометрический симплекс.

Критерий Эйлера определяется уравнением:

$$Eu = \Delta P / (\rho \cdot W^2), \quad (2)$$

где ΔP – перепад давлений, Па;

ρ – плотность перемешиваемой жидкости, кг/м³;

W – скорость движения жидкости, м/с.

Критерий Рейнольдса определяется уравнением:

$$Re = W \cdot l \cdot \rho / \mu, \quad (3)$$

где l – характерный размер, м (для внутренней задачи гидродинамики в качестве характерного размера берут внутренний диаметр трубопровода, т. е. $l = d_s$);

μ – вязкость жидкости, Па·с.

Критерий Фруда определяется уравнением:

$$Fr = W^2 / (l \cdot g). \quad (4)$$

Критерий гомохромности определяется уравнением:

$$Ho = W \cdot \tau / l, \quad (5)$$

где τ – время, с.

Геометрический симплекс определяется уравнением:

$$\Gamma = l / d_s. \quad (6)$$

Обычно решение обобщенного критериального уравнения представляется в виде степенной функции:

$$Eu = A \cdot Re^m \cdot Fr^n \cdot Ho^p \cdot \Gamma^q, \quad (7)$$

где A, m, n, p, q – эмпирические коэффициенты.

В этом случае решение сводится к нахождению в литературе значений A, m, n, p, q .

Вначале обобщенное уравнение подвергают анализу с точки зрения условия задачи.

Если в задаче не оговорена особо нестационарность потока или это не вытекает из условий, то можно считать поток стационарным, т. е. величина степени $p = 0$ и критерием гомохромности можно пренебречь ($Ho^p = 1$). В условиях вынужденного движения (с помощью насосов или компрессоров) капельной жидкости или газа влияние силы тяжести на распределение скоростей и перепад давлений в потоке очень мало и им можно пренебречь, тогда показатель степени $n = 0$ ($Fr^n = 1$).

С принятыми допущениями уравнение (7) сводится к виду:

$$Eu = A \cdot Re^m \cdot (l / d_s) \cdot q. \quad (8)$$

В результате обобщения опытных данных, полученных различными авторами, установлено, в частности, что при движении жидкости в трубопроводе с гладкими стенками в пределах $Re = 4 \cdot 10^3 - 10^5$ численные значения коэффициентов равны: $A = 0,158$; $m = -0,25$; $q = 1$ [1, с.89].

Следовательно, для указанных условий уравнение (8) имеет вид:

$$Eu = 0,158 \cdot Re \cdot (-0,25) \cdot l / d_s. \quad (9)$$

$$\text{Откуда} \quad \Delta P_{mp} = 0,316 \cdot Re \cdot (-0,25) \cdot l / d_s \cdot \rho \cdot W^2 / 2. \quad (10)$$

Величина $0,316 \rho \cdot W^2$ обозначается символом λ и определяется как коэффициент гидравлического сопротивления трения, а уравнение (10) принято записывать в виде:

$$\Delta P_{тр} = \lambda \cdot l / d_3 \cdot \rho \cdot W^2 / 2, \quad (11)$$

где λ – зависит от режима движения (величина Re) и шероховатости стен труб.

Вводят понятие относительной шероховатости $\varepsilon = e / d_3$,

где e – абсолютная величина средней шероховатости стен труб.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения λ рассчитывается по общей формуле:

$$1/\lambda \cdot 0,5 = -2 \cdot \lg(\varepsilon / 3,7 + (6,81 / Re) \cdot 0,9). \quad (12)$$

Для гладких труб, когда влиянием шероховатости можно пренебречь:

$$1/\lambda \cdot 0,5 = 1,8 \cdot \lg Re - 1,5. \quad (13)$$

Для автомобильной области гидравлического сопротивления трения λ определяется в основном шероховатостью трубы:

$$1/\lambda \cdot 0,5 = 2 \cdot \lg(3,7/\varepsilon). \quad (14)$$

Если $Re \leq 23/\varepsilon$, то применяется уравнение (13), если $Re \geq 220 \cdot \varepsilon - 1,125$, то применяется уравнение (14). Если Re принимает промежуточное значение, то используется уравнение (12) или уравнение:

$$\lambda = 0,11 \cdot (l_3 / d_3 + 68 / Re) \cdot 0,25, \quad (15)$$

где l_3 – эквивалентная абсолютная шероховатость, мм.

Приведенные уравнения (12) – (15) пригодны для изотермического потока.

Для определения величины λ можно использовать также график [2, с.22].

Помимо потерь на трение на линейных участках трубопровода λ происходят потери энергии на преодоление местных сопротивлений (повороты; внезапные расширения и сужения; запорно-регулирующая арматура и т. п.).

Потери давления в местных сопротивлениях определяются по уравнению:

$$\Delta P_{мс} = \sum \xi_{мс} \cdot \rho \cdot W^2 / 2, \quad (16)$$

где $\xi_{мс}$ – коэффициент местного сопротивления.

Суммарная потеря напора на преодоление трения и местных сопротивлений рассчитывается по формуле:

$$\Delta P_{ном} = \Delta P_{тр} + \Delta P_{мс} = (1 + \lambda \cdot l / d_3 + \sum \xi_{мс}) \cdot \rho \cdot W^2 / 2. \quad (17)$$

Если сеть представляет собой трубопровод постоянного поперечного сечения, то полное гидравлическое сопротивление сети равно:

$$\Delta P_{сети} = (1 + \lambda \cdot l / d_3 + \sum \xi_{мс}) \cdot \rho \cdot W^2 / 2 + \rho \cdot g \cdot h_{geom} + (P_2 - P_1), \quad (18)$$

где h_{geom} – высота подъема жидкости, м;

P_2 и P_1 – давление, соответственно, в приемной и расходной емкостях, Па.

Если трубопровод не теплоизолированный, то есть возможен обмен тепла между перемещаемой и окружающей средой, то характер потока в нем может изменяться даже при постоянной скорости (расходе). Такое возможно, если на входе перекачиваемая среда имеет достаточно высокую температуру и течет в турбулентном режиме. По длине трубы температура перемещаемой среды будет падать вследствие тепловых потерь в окружающую среду, что может повлечь за собой смену режима потока на ламинарный или переходный. Температура, при которой происходит смена режима, называется критической температурой.

Значение вязкости жидкости напрямую зависит от температуры, поэтому для подобных случаев используют такой параметр, как критическая вязкость, соответствующая точке смены режима потока при критическом значении критерия Рейнольдса:

$$\nu_{кр} = (\nu \cdot D) / Re_{кр} = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D \cdot Re_{кр}),$$

где $\nu_{кр}$ – критическая кинематическая вязкость, м²/с;
 $Re_{кр}$ – критическое значение критерия Рейнольдса;
 D – диаметр трубы, м;
 ν – скорость потока, м/с;
 Q – расход, м³/с.

Еще одним важным фактором является трение, возникающее между стенками трубы и движущимся потоком. При этом коэффициент трения во многом зависит от шероховатости стенок трубы. Взаимосвязь между коэффициентом трения, критерием Рейнольдса и шероховатостью устанавливается диаграммой Никурадзе (рис. 2), позволяющей определить один из параметров, зная два других.

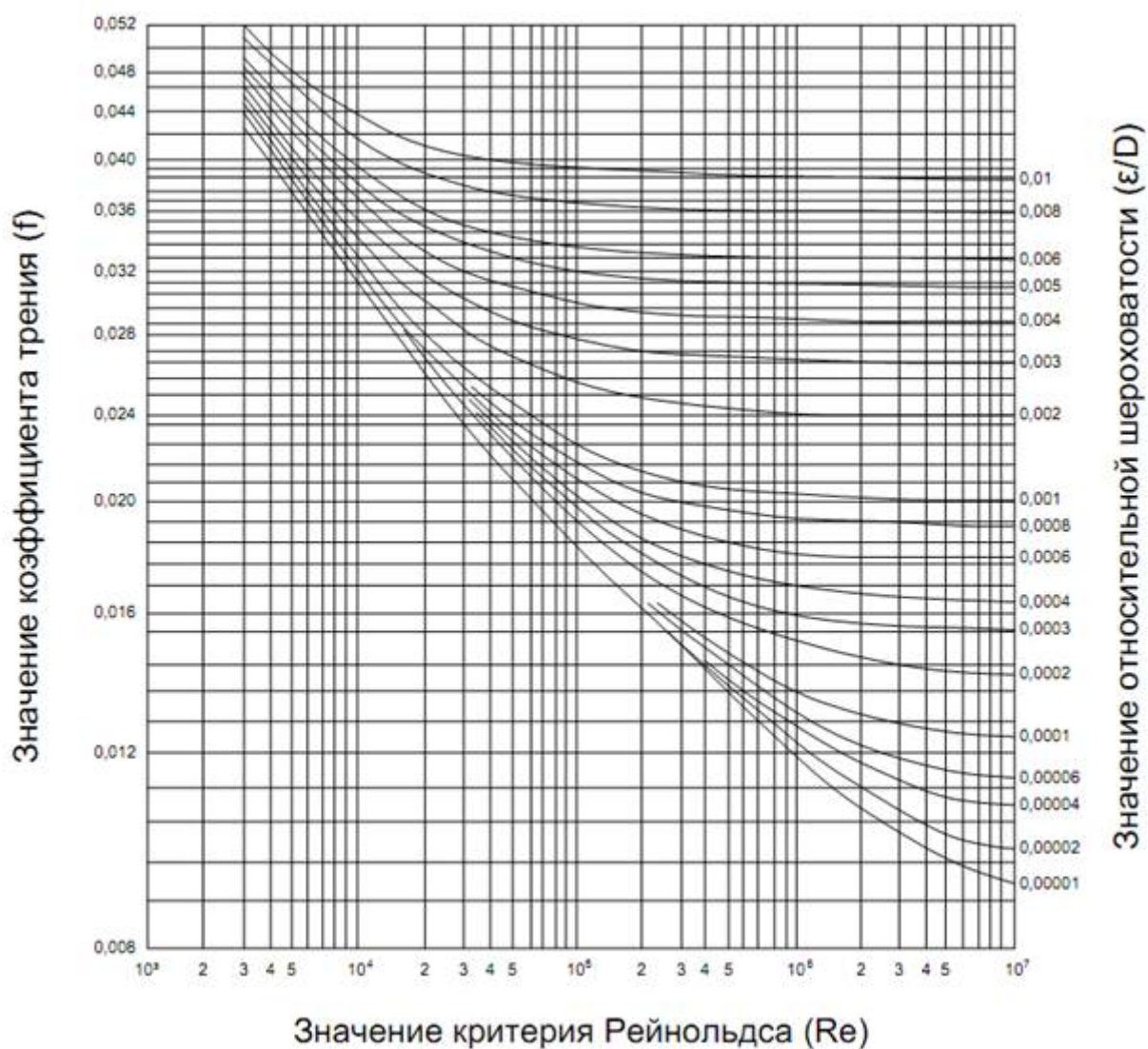


Рисунок 2 – Диаграмма Никурадзе

1.2. Давление

Рабочее давление трубопровода – это наибольшее избыточное давление, обеспечивающее заданный режим работы трубопровода. Решение о размере трубопровода и количестве насосных станций обычно принимается, опираясь на рабочее давление труб, производительность насоса и расходы. Максимальное и минимальное давление трубопровода, а также свойства рабочей среды, определяют расстояние между насосными станциями и требуемую мощность.

Номинальное давление P_N – номинальная величина, соответствующая максимальному давлению рабочей среды при 20 °С, при котором возможна продолжительная эксплуатация трубопровода с заданными размерами.

При увеличении температуры нагрузочная способность трубы понижается, как и допустимое избыточное давление вследствие этого. Значение $P_{e,zul}$ показывает максимальное давление (изб.) в трубопроводной системе при увеличении рабочей температуры (рис. 3).

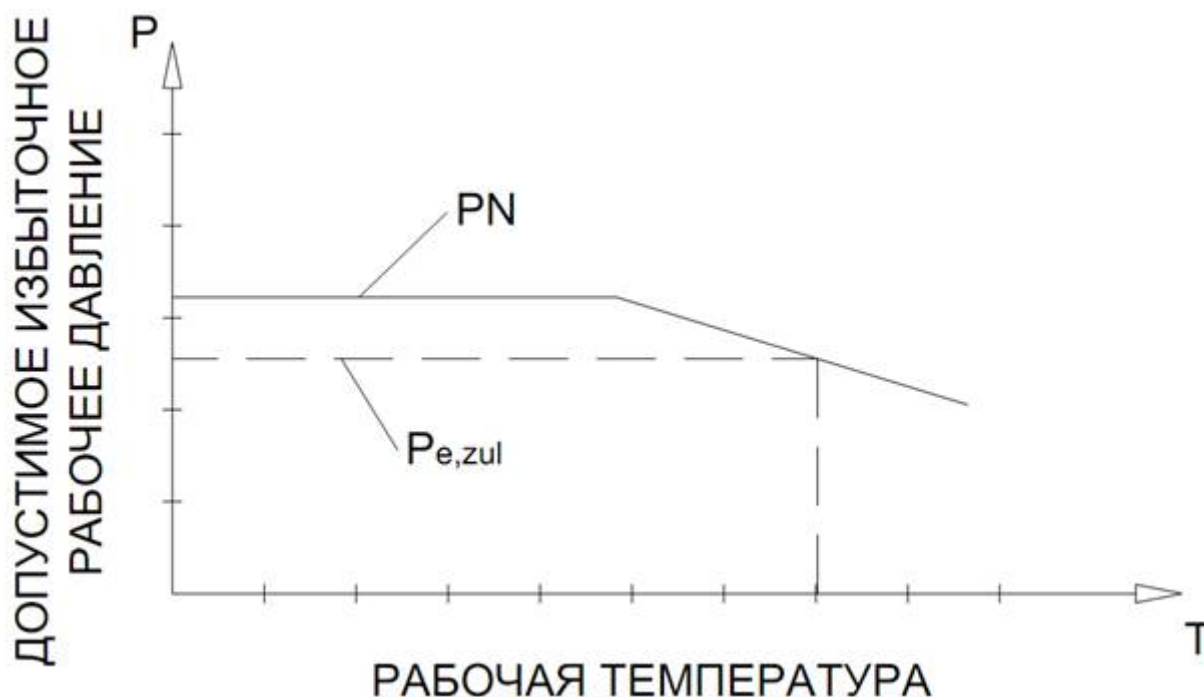


Рисунок 3 – График допустимых избыточных давлений

Расчет падения давления в трубопроводе производят по формуле:

$$\Delta p = \lambda \cdot L / d \cdot \rho / 2 \cdot v^2 \quad (19)$$

где Δp – перепад давления на участке трубы;
 L – длина участка трубы, м;
 λ – коэффициент трения;
 d – диаметр трубы, м;
 ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³;
 v – скорость потока, м/с.

Чаще всего трубы используют для транспортировки воды, но также их могут применять для перемещения шлама, суспензий, пара и т. д.

По трубопроводам также передают:

- ароматические углеводороды: ксилол, толуол, кумол и т. д.;
- углекислый газ, жидкий аммиак (транспортируются как жидкости под действием давления);
- водород (на небольшие расстояния).

1.3. Качество транспортируемой среды

Физические свойства и параметры транспортируемых сред во многом определяют проектные и рабочие параметры трубопровода. Удельный вес, сжимаемость, температура, вязкость, точка застывания и давление паров – основные параметры рабочей среды, которые необходимо учитывать.

Удельный вес жидкости – это ее вес на единицу объема. Многие газы транспортируются по трубопроводам под повышенным давлением, а при достижении определенного давления некоторые газы даже могут подвергаться сжижению. Поэтому степень сжатия среды является критичным параметром для проектирования трубопроводов и определения пропускной производительности.

Температура косвенно и напрямую оказывает влияние на производительность трубопровода. Это выражается в том, что жидкость увеличивается в объеме после увеличения температуры, при условии, что давление остается постоянным. Понижение температуры может также оказать влияние как на производительность, так и на общий КПД системы. Обычно, когда температура жидкости понижается, это сопровождается увеличением ее вязкости, что создает дополнительное сопротивление трения по внутренней стенке трубы, требуя больше энергии для перекачивания одинакового количества жидкости. Очень вязкие среды чувствительны к перепадам рабочих температур. Вязкость представляет собой сопротивляемость среды течению и измеряется в сантистоксах (сСт). Вязкость определяет не только выбор насоса, но также расстояние между насосными станциями.

Как только температура среды опускается ниже точки потери текучести, эксплуатация трубопровода становится невозможной, и для возобновления его функционирования предпринимаются некоторые опции:

- нагревание среды или теплоизоляция труб для поддержания рабочей температуры среды выше ее точки текучести;
- изменение химического состава среды перед попаданием в трубопровод;
- разбавление перемещаемой среды водой.

1.4. Типы магистральных труб

Магистральные трубы изготавливают сварными или бесшовными. Бесшовные стальные трубы изготавливают без продольных сварных швов

стальными отрезками с тепловой обработкой для достижения желаемого размера и свойств. Сварная труба изготавливается при использовании нескольких производственных процессов. Эти два типа отличаются друг от друга количеством продольных швов в трубе и типом используемого сварочного оборудования. Стальная сварная труба – наиболее часто используемый тип в химической области применения.

Каждый отрезок труб соединяют сварными секциями вместе для формирования трубопровода. Также в магистральных трубопроводах в зависимости от области применения используют трубы, изготовленные из стекловолокна, разнообразного пластика, асбоцемента и т. д.

Для монтажа отдельных частей трубопроводов и фитингов используются специальные соединения (рис. 4).

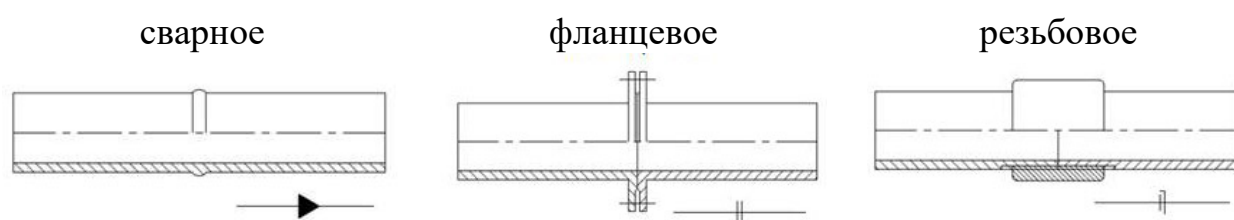


Рисунок 4 – Виды соединения труб

Для соединения прямых участков труб, а также для перехода между отрезками трубопровода разного диаметра используются специально изготовленные соединительные элементы (колена, отводы, затворы), рис. 5.

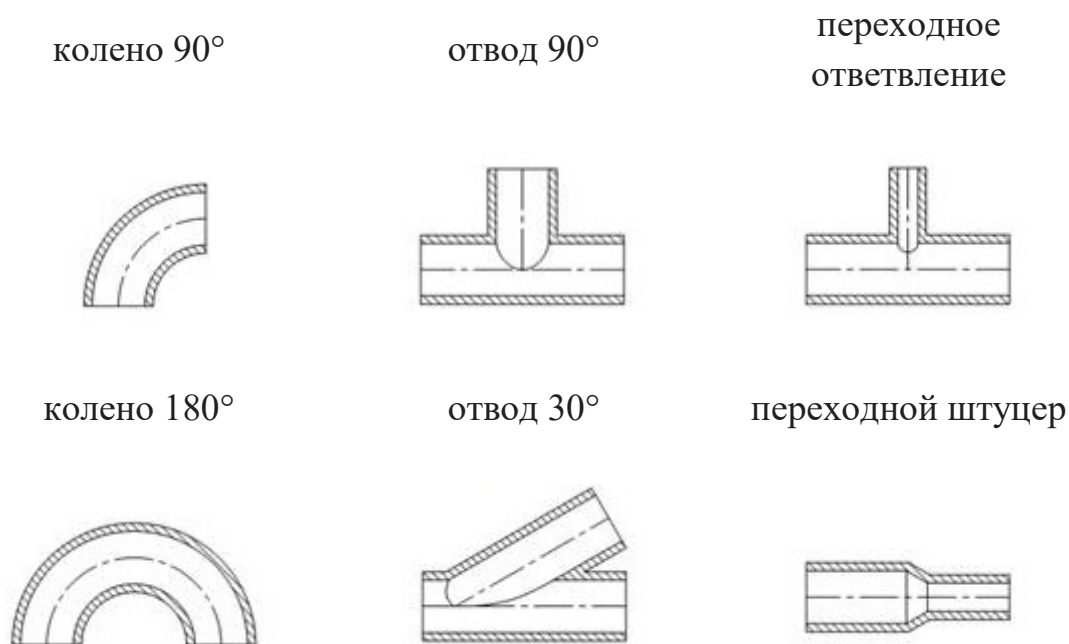


Рисунок 5 – Виды перехода между отрезками трубопровода разного диаметра

Когда трубопровод находится под давлением, вся его внутренняя поверхность подвергается воздействию равномерно распределенной нагрузки, отчего возникают продольные внутренние усилия в трубе и дополнительные нагрузки на концевые опоры. Температурные колебания также оказывают воздействие на трубопровод, вызывая изменения в размерах труб. Усилия в закрепленном трубопроводе при колебаниях температур могут превысить допустимое значение и привести к избыточному напряжению, опасному для прочности трубопровода как в материале труб, так и во фланцевых соединениях. Колебание температуры перекачиваемой среды также создает температурное напряжение в трубопроводе, которое может передаться на арматуру, насосную станцию и пр. Это может повлечь за собой разгерметизацию стыков трубопроводов, выход из строя арматуры или других элементов.

1.5. Расчет размеров трубопровода при изменении температуры

Расчет изменения линейных размеров трубопровода при изменении температуры производят по формуле:

$$\Delta L = a \cdot L \cdot \Delta t, \quad (20)$$

где a – коэффициент температурного удлинения, мм/(м°С) (табл. 2);

L – длина трубопровода (расстояние между неподвижными опорами), м;

Δt – разница между макс. и мин. температурой перекачиваемой среды, °С.

Таблица 2 – Коэффициент линейного расширения труб из различных материалов

Материал	Коэффициент линейного расширения, мм/(м°С)
Чугун	0,0104
Сталь нержавеющая	0,011
Сталь черная и оцинкованная	0,0115
Медь	0,017
Латунь	0,017
Алюминий	0,023
Металлопластик	0,026

Приведенные числа представляют собой средние показатели для перечисленных материалов, и для расчета трубопровода из иных материалов данные из таблицы 2 не должны браться за основу. При расчете трубопровода рекомендуется использовать коэффициент линейного удлинения, указываемый заводом-изготовителем трубы в сопровождающей технической спецификации или техпаспорте.

Температурное удлинение трубопроводов устраняют как применением специальных компенсационных участков трубопровода, так и при помощи компенсаторов, которые могут состоять из упругих или подвижных частей.

Компенсационные участки состоят из упругих прямых частей трубопровода, расположенных перпендикулярно друг к другу и крепящихся при помощи отводов. При температурном удлинении увеличение одной части компенсируется деформацией изгиба другой части на плоскости или деформацией изгиба и кручения в пространстве. Если трубопровод сам компенсирует температурное расширение, то это называется самокомпенсацией.

Компенсация происходит также и благодаря эластичным отводам. Часть удлинения компенсируется эластичностью отводов, другую часть устраняют за счет упругих свойств материала участка, находящегося за отводом. Компенсаторы устанавливают там, где невозможно использование компенсирующих участков или когда самокомпенсация трубопровода недостаточна.

По конструктивному исполнению и принципу работы компенсаторы бывают четырех видов: П-образные, линзовые, волнистые, сальниковые. На практике довольно часто применяются плоские компенсаторы с L-, Z- или U-образной формой. В случае пространственных компенсаторов, они представляют собой обычно 2 плоских взаимно перпендикулярных участка и имеют одно общее плечо. Эластичные компенсаторы производят из труб или эластичных дисков, либо сильфонов.

1.6. Определение оптимального размера диаметра трубопроводов

Оптимальный диаметр трубопровода может быть найден на основе технико-экономических расчетов. Размеры трубопровода, включая размеры и функциональные возможности различных компонентов, а также условия, при которых должна происходить эксплуатация трубопровода, определяет транспортирующая способность системы. Трубы большего размера подходят для более интенсивного массового потока среды при условии, что другие компоненты в системе подобраны и рассчитаны под эти условия надлежащим образом. Обычно, чем длиннее отрезок магистральной трубы между насосными станциями, тем требуется больший перепад давления в трубопроводе. Кроме того, изменение физических характеристик перекачиваемой среды (вязкость и т. д.), также может оказать большое влияние на давление в магистрали.

Оптимальный размер – наименьший из подходящих размеров трубы для конкретного применения, экономически эффективный на протяжении всего срока службы системы.

Формула для расчета производительности трубы:

$$Q = (\pi \cdot d^2) / 4 \cdot v, \quad (21)$$

где Q – расход перекачиваемой жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$;

d – диаметр трубопровода, м;

v – скорость потока, м/с.

На практике для расчета оптимального диаметра трубопровода используют значения оптимальных скоростей перекачиваемой среды (табл. 3), взятые из справочных материалов, составленных на основе опытных данных.

Отсюда получаем формулу для расчета оптимального диаметра трубы:

$$d_o = \sqrt[3]{(4 \cdot Q) / (\pi \cdot v_o)}, \quad (22)$$

где Q – заданный расход перекачиваемой жидкости, м³/с;

v_o – оптимальная скорость потока, м/с.

Таблица 3 – Значения оптимальных скоростей перекачиваемой среды

Перекачиваемая среда		Диапазон оптимальных скоростей в трубопроводе, м/с
Жидкости	Движение самотеком:	
	Вязкие жидкости	0,1 – 0,5
	Маловязкие жидкости	0,5 – 1
	Перекачивание насосом:	
	Всасывающая сторона	0,8 – 2
	Нагнетательная сторона	1,5 – 3
Газы	Естественная тяга	2 – 4
	Малое давление	4 – 15
	Большое давление	15 – 25

При высокой скорости потока обычно применяют трубы меньшего диаметра, что означает снижение затрат на закупку трубопровода, его техническое обслуживание и монтажные работы (обозначим K_1). При увеличении скорости происходит возрастание потерь напора на трение и в местных сопротивлениях, что приводит к увеличению затрат на перекачку жидкости (обозначим K_2).

Для трубопроводов больших диаметров затраты K_1 будут выше, а расходы во время эксплуатации K_2 ниже. Если сложить значения K_1 и K_2 , то получим общие минимальные затраты K и оптимальный диаметр трубопровода. Затраты K_1 и K_2 в этом случае приведены в один и тот же временной промежуток.

Расчет (формула) капитальных затрат для трубопровода:

$$K_1 = (m \cdot CM \cdot KM) / n, \quad (23)$$

где m – масса трубопровода, т;

CM – стоимость 1 т, руб/т;

KM – коэффициент, повышающий стоимость монтажных работ, например: 1,8;

n – срок службы, лет.

Указанные затраты на эксплуатацию связаны с потреблением энергии:

$$K_2 = 24 \cdot N \cdot n_{\text{он}} \cdot CЭ \text{ (руб/год)}, \quad (24)$$

где N – мощность, кВт;
 $n_{\text{дн}}$ – кол-во рабочих дней в году;
 $CЭ$ – затраты на один кВт·ч энергии, руб/кВт·ч.

Оптимальный размер трубы выбирается из условия минимальных затрат на перекачивание среды по трубопроводу и стоимости труб. Однако необходимо учитывать также ограничения по скорости. Иногда размер трубопроводной линии должен соответствовать требованиям технологического процесса. Также часто размер трубопровода связан с перепадом давления. В предварительных проектных расчетах, где потери давления не учитываются, размер технологического трубопровода определяется по допустимой скорости (табл. 4).

Таблица 4 – Формулы для определения размеров трубопровода

Наименование	Уравнение	Возможные ограничения
Поток жидкости и газа под давлением		
Потеря напора на трение Дарси-Вейсбаха	$d = 12 \cdot [(0,0311 \cdot f \cdot L \cdot Q^2) / (h_f)]^{0,2}$	Q – объемный расход, гал/мин; d – внутренний диаметр трубы; h _f – потеря напора на трение; L – длина трубопровода, футы; f – коэффициент трения; V – скорость потока.
Уравнение общего потока жидкости	$d = 0,64 \cdot \sqrt{(Q \cdot V)}$	Q – объемный расход, гал/мин
Размер всасывающей линии насоса для ограничения потерь напора на трение	$d = \sqrt{(0,0744 \cdot Q)}$	Q – объемный расход, гал/мин
Уравнение общего потока газа	$d = 0,29 \cdot \sqrt{((Q \cdot T) / (P \cdot V))}$	Q – объемный расход, фут³/мин T – температура, К P – давление фунт/дюйм² (абс); V – скорость
Поток самотеком		
Уравнение Маннинга для расчета диаметра трубы для максимального потока	$d = [1525 \cdot (Q \cdot n) / \sqrt{S}]^{0,375}$	Q – объемный расход; n – коэффициент шероховатости; S – уклон.
Число Фруда соотношение силы инерции и силы тяжести	$Fr = V / \sqrt{[(d/12) \cdot g]}$	g – ускорение свободного падения; v – скорость течения; L – длину трубы или диаметр.

Если в трубопроводе имеются изменения в направлении потока, то это приводит к значительному увеличению местных давлений на поверхности перпендикулярно направлению потока. Такого рода увеличение – функция скорости жидкости, плотности и исходного давления. Так как скорость обратно пропорциональна диаметру, высокоскоростные жидкости требуют особого

внимания при выборе размера и конфигурации трубопровода. Оптимальный размер трубы, например, для серной кислоты ограничивает скорость среды до значения, при котором не допускается эрозия стенок в трубных коленах, чтобы таким образом не допустить повреждения структуры трубы.

1.7. Поток жидкости самотеком

Расчет размера трубопровода в случае потока, движущегося самотеком, достаточно сложен. Характер движения при такой форме потока в трубе может быть однофазным (полная труба) и двухфазным (частичное заполнение). Двухфазный поток образуется в том случае, когда в трубе одновременно присутствуют жидкость и газ.

В зависимости от соотношения жидкости и газа, а также их скоростей, режим двухфазного потока может варьироваться от пузырькового до дисперсного (рис. 6).

пузырьковый поток
(горизонтальный)

снарядный поток
(горизонтальный)

волновой поток

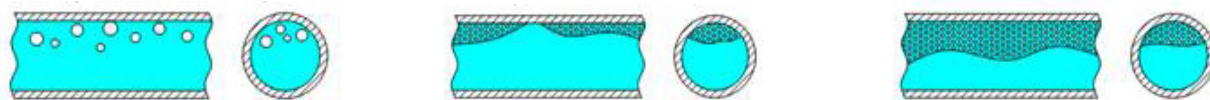


Рисунок 6 – Режимы двухфазного потоков

Движущую силу для жидкости при движении самотеком обеспечивает разность высот начальной и конечной точек, причем обязательным условием является расположение начальной точки выше конечной. Разность высот определяет разность потенциальной энергии жидкости в этих положениях. Этот параметр также учитывается при подборе трубопровода. На величину движущей силы влияют значения давлений в начальной и конечной точке. Увеличение перепада давления влечет за собой увеличение скорости потока жидкости, что, в свою очередь, позволяет подбирать трубопровод меньшего диаметра, и наоборот.

В случае если конечная точка подсоединена к системе под давлением, например, дистилляционной колонне, необходимо вычесть эквивалентное давление из имеющейся разницы в высоте, чтобы оценить реально создаваемое эффективное дифференциальное давление. Также если начальная точка трубопровода будет под вакуумом, то его влияние на общее дифференциальное давление также должно быть учтено при выборе трубопровода. Окончательный подбор труб осуществляется с использованием дифференциального давления, учитывающего все вышеперечисленные факторы, а не основывается только лишь на перепаде высот начальной и конечной точки.

1.8. Поток горячей жидкости

В технологических установках обычно сталкиваются с различными проблемами при работе с горячими или кипящими средами. В основном причина заключается в испарении части потока горячей жидкости, то есть фазовом превращении жидкости в пар внутри трубопровода или оборудования. Типичный пример – явление кавитации центробежного насоса, сопровождаемое точечным вскипанием жидкости с последующим образованием пузырьков пара (паровая кавитация) или выделением растворенных газов в пузырьки (газовая кавитация).

Трубопровод большего диаметра предпочтительнее из-за снижения скорости потока в сравнении с трубопроводом меньшего диаметра при постоянном расходе, что обуславливается достижением более высокого показателя NPSH на всасывающей линии насоса. Также причиной возникновения кавитации при потере давления могут быть точки внезапной смены направления потока или сокращения размера трубопровода. Возникающая парогазовая смесь создает препятствие прохождению потока и может вызвать повреждения трубопровода, что делает явление кавитации крайне нежелательным при эксплуатации трубопровода.

1.9. Обводной трубопровод для оборудования приборов

Оборудование и приборы, особенно те, которые могут создавать значительные перепады давления, то есть теплообменники, регулирующие клапаны и прочее, оснащают обводными трубопроводами (для возможности не прерывать процесс даже во время технических работ по обслуживанию). Такие трубопроводы обычно имеют 2 отсечных клапана, установленных в линию установки, и клапан, регулирующий поток параллельно к этой установке.

При нормальной работе поток жидкости, проходя через основные узлы аппарата, испытывает дополнительное падение давления. В соответствии с этим рассчитывается давление нагнетания для него, создаваемое подсоединенным оборудованием, например, центробежным насосом. Насос подбирается на основе общего перепада давления в установке. Во время движения по обводному трубопроводу этот дополнительный перепад давления отсутствует, в то время как работающий насос нагнетает поток прежней силы, согласно своим рабочим характеристикам. Чтобы избежать различия в характеристиках потока через аппарат и обводную линию, рекомендуется использовать обводную линию меньшего размера с регулировочным клапаном, чтобы создать давление, эквивалентное основной установке.

1.10. Линия отбора проб

Обычно небольшое количество жидкости отбирается для анализа, чтобы определить ее состав. Отбор может производиться на любой стадии процесса для определения состава сырья, промежуточного продукта, готового продукта или же просто транспортируемого вещества, такого как сточные воды, теплоноситель и т. д. Размер участка трубопровода, на котором происходит отбор проб, обычно зависит от типа анализируемой рабочей среды и расположения точки отбора пробы.

Например, для газов в условиях повышенного давления достаточно небольших трубопроводов с клапанами для отбора нужного количества образцов. Увеличение диаметра линии отбора проб позволит снизить долю отбираемой для анализа среды, но такой отбор становится сложнее контролировать. В то же время небольшая линия отбора проб плохо подходит для анализа различных суспензий, в которых твердые частицы могут забивать проточную часть. Таким образом, размер линии отбора проб для анализа суспензий во многом зависит от размера твердых частиц и характеристик среды. Аналогичные выводы применимы и к вязким жидкостям.

При подборе размера трубопровода для отбора проб обычно учитывают:

- характеристики жидкости, предназначенной для отбора;
- потери рабочей среды при отборе;
- требования безопасности во время отбора;
- простота эксплуатации;
- расположение точки отбора.

1.11. Циркуляция охлаждающей жидкости

Для трубопроводов с циркулирующей охлаждающей жидкостью предпочтительны высокие скорости. В основном это объясняется тем, что охлаждающая жидкость в охладительной башне подвергается воздействию солнечного света, что создает условия для образования водорослосодержащего слоя. Часть этого водорослосодержащего объема попадает в циркулирующую охлаждающую жидкость. При низкой скорости потока водоросли начинают расти в трубопроводе и через некоторое время создают трудности для циркуляции охлаждающей жидкости или ее прохода в теплообменник. В этом случае рекомендуется высокая скорость циркуляции во избежание образования водорослевых заторов в трубопроводе. Обычно использование интенсивно циркулирующей охлаждающей жидкости встречается в химической промышленности, для чего требуются трубопроводы больших размеров и длины, чтобы обеспечить питание различных теплообменных аппаратов.

1.12. Переполнение резервуара

Резервуары оснащают трубами для перелива по следующим причинам:

- избегание потери жидкости (избыток жидкости поступает в другой резервуар, а не выливается за пределы изначального резервуара);
- недопущение утечек нежелательных жидкостей за пределы резервуара;
- поддержание уровня жидкости в резервуарах.

Во всех вышеупомянутых случаях трубы для перелива рассчитаны на максимально допустимый поток жидкости, поступающий в резервуар, независимо от расхода жидкости на выходе. Другие принципы подбора труб аналогичны подбору трубопроводов для самотечных жидкостей, то есть в соответствии с наличием доступной вертикальной высоты между начальной и конечной точкой трубопровода перелива.

Самая высокая точка трубы перелива, которая также является его начальной точкой, находится в месте подсоединения к резервуару (патрубок перелива резервуара), обычно почти на самом верху, а самая низкая конечная точка может быть около сливного желоба, почти у самой земли. Однако линия перелива может заканчиваться и на более высокой отметке. В этом случае имеющийся дифференциальный напор будет ниже.

1.13. Поток шлама

В случае горной промышленности, руда обычно добывается в труднодоступных участках. В таких местах, как правило, нет железнодорожного или дорожного сообщения. Для таких ситуаций гидравлическая транспортировка сред с твердыми частицами рассматривается как наиболее приемлемая, в том числе и в случае расположения горноперерабатывающих установок на достаточном удалении. Шламовые трубопроводы используются в различных промышленных областях для транспортировки твердых сред в дробленном виде вместе с жидкостью. Такие трубопроводы зарекомендовали себя как наиболее экономически выгодные по сравнению с другими методами транспортировки твердых сред в больших объемах. Помимо этого, к их преимуществам можно отнести достаточную безопасность из-за отсутствия нескольких видов транспортировки и экологичность.

Суспензии и смеси взвешенных веществ в жидкостях хранятся в состоянии периодического перемешивания для поддержания однородности. В противном случае происходит процесс расслоения, при котором взвешенные частицы, в зависимости от их физических свойств, всплывают на поверхность жидкости или оседают на дно. Перемешивание обеспечивается благодаря оборудованию, такому как резервуар с мешалкой, в то время как в трубопроводах это достигается за счет поддержания турбулентных условий движения потока среды.

Снижение скорости потока при транспортировке взвешенных в жидкости частиц не желательно, так как в потоке может начаться процесс разделения фаз. Это может привести к закупориванию трубопровода и изменению концентрации

транспортируемого твердого вещества в потоке. Интенсивному перемешиванию в объеме потока способствует турбулентный режим течения.

С другой стороны, чрезмерное уменьшение размеров трубопровода также часто приводит к его закупорке. Поэтому выбор размера трубопровода – это важный и ответственный шаг, требующий предварительного анализа и расчетов. Каждый случай должен рассматриваться индивидуально, поскольку различные шламы ведут себя по-разному на различных скоростях жидкости.

1.14. Ремонт трубопроводов

В ходе эксплуатации трубопровода в нем могут возникать различного рода утечки, требующие немедленного устранения для поддержания работоспособности системы. Ремонт магистрального трубопровода может быть осуществлен несколькими способами. Это может быть как замена целого сегмента трубы или небольшого участка, в котором возникла утечка, так и наложение заплатки на существующую трубу. Но прежде чем выбрать какой-либо способ ремонта, необходимо провести тщательное изучение причины возникновения утечки. В отдельных случаях может потребоваться не просто ремонт, а смена маршрута трубы для предотвращения повторного ее повреждения.

Первым этапом ремонтных работ является определение местоположения участка трубы, требующего вмешательства. Далее, в зависимости от типа трубопровода, определяется перечень необходимого оборудования и мероприятий, необходимых для устранения утечки, а также проводится сбор необходимых документов и разрешений, если подлежащий ремонту участок трубы находится на территории другого собственника. Так как большинство труб расположено под землей, может возникнуть необходимость извлечения части трубы. Далее покрытие трубопровода проверяется на общее состояние, после чего часть покрытия удаляется для проведения ремонтных работ непосредственно с трубой. После ремонта могут быть проведены различные проверочные мероприятия: ультразвуковое испытание, цветная дефектоскопия, магнитно-порошковая дефектоскопия и т. п.

Хотя некоторые ремонтные работы требуют полного отключения трубопровода, часто бывает достаточно только временного перерыва в работе для изолирования ремонтируемого участка или подготовки обводного пути. Однако в большинстве случаев ремонтные работы проводят при полном отключении трубопровода. Изолирование участка трубопровода может осуществляться с помощью заглушек или отсечных клапанов. Далее устанавливают необходимое оборудование и осуществляют непосредственно ремонт. Ремонтные работы проводят на поврежденном участке, освобожденном от среды и без давления. По окончании ремонта заглушки открывают и восстанавливают целостность трубопровода.

2. ВЫБОР НАСОСА

Правильный подбор насосного оборудования является одним из ключевых этапов проектирования гидравлических систем. Ошибки в выборе насоса могут привести к серьезным последствиям: повышенному энергопотреблению, преждевременному износу оборудования, нестабильной работе системы и даже аварийным ситуациям. Основными параметрами при выборе насоса являются расход (подача) и напор. С помощью программы Select Online вы легко и быстро сможете подобрать насосы в любой области применения: отопление, кондиционирование, охлаждение, водоснабжение, водоотведение, пожаротушение [7].

На сегодняшний день в программе доступны следующие функции:

- Гидравлический выбор: подбор оборудования в 3 шага по параметрам рабочей точки.
- Поиск по артикулу и названию.
- Скачивание **полного пакета документов**: листы данных со всей необходимой технической информацией, ВІМ и САD-чертежи, инструкции, сертификаты и коммерческие предложения.
- Возможность создавать **проекты в личном кабинете**.
- В онлайн-режиме доступно количество оборудования в наличии.
- Актуальные цены в российских рублях с НДС.

Работать в программе теперь еще легче и быстрее:

- Выберите систему.
- Укажите рабочую точку.
- Получите подбор необходимого оборудования.
- Доступны **ВІМ и САD-чертежи, фото насосов, описание серий, инструкции и сертификаты**.

Select Online поможет вам оперативно подобрать насосы, в точности отвечающие вашим требованиям. Версия доступна на сайте [7].

3. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ПРИ ПОДГОТОВКЕ К ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

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 Бернулли 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 (ζ)?
19. Какова структура турбулентного и ламинарного течения?
20. Что такое длина пути смешения (по Прандтлю)?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бутко, Г. Ю. Механика жидкости и газа: учебное пособие / Г. Ю. Бутко, А. О. Никифоров. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2018 – 100 с. – Текст: непосредственный. Режим доступа: http://nizrp.narod.ru/metod/kafpriarxt/2018_05_26_01_v2.pdf
2. Бутко, Г. Ю. Механика жидкости и газа. Сборник кейсов: учебное пособие / Г. Ю. Бутко, А. О. Никифоров. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2019. – 77 с. – ISBN 978-5-91646-197-8. – Текст: непосредственный. Режим доступа: <http://nizrp.narod.ru/metod/kafpriarxt/1600100951.pdf>
3. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию / Г. С. Борисов, В. П. Брыков, Ю. И. Дытнерский [и др.]; под ред. Ю. И. Дытнерского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1991. – 496 с. – Текст: непосредственный.
4. Островский, Г. М. Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий. В 2 частях. Часть 1. / Г. М. Островский. – СПб.: Профessional, 2004. – 846 с. – Текст: непосредственный.
5. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – М.: Химия, 1987. – 560 с. – Текст: непосредственный.
6. Оформление текстовой части курсовой работы и курсового проекта. Краткая выписка из ГОСТ 7.32-2017 «Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления»: методические рекомендации для студентов и преподавателей / М. Д. Баранова, А. Ю. Котова. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2023. – 20 с. – Текст: электронный / Режим доступа: <http://nizrp.narod.ru/recomedation.pdf>.
7. Программа подбора насосного оборудования Wilo и Nanive: [сайт]. – 2009. – URL: selectonline.ru (дата обращения: 15.05.2025). – Текст: электронный.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Титульный лист

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»
ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ**

Институт Технологии
Кафедра «Процессы и аппараты химической технологии»

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине «Механика жидкости и газа»
на тему:

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СЕТИ И ВЫБОР НАСОСА

Выполнил: _____ студент(ка) учебной группы 124

Проверил:.....преподаватель ПАХТ

**Санкт-Петербург
2025**

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
Институт Технологии

Кафедра процессов и аппаратов химической технологии

ЗАДАНИЕ № ____

НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ
по дисциплине «Механика жидкости и газа»

Студенту _____ группа 124

Тема работы: **РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СЕТИ И ВЫБОР НАСОСА**

Исходные данные:

1. Объемный расход $Q =$ _____ ($\text{м}^3/\text{час};$)
2. Длина трубопровода:
всасывающий - $L1 =$ _____ (м), нагнетательный - $L2 =$ _____ (м);
3. Материал труб _____;
4. Местные сопротивления:
вентиль: нормальный _____ шт. прямооточный _____ шт.; кран пробочный _____ шт.;
диафрагма _____ шт.;
задвижка _____ шт.;
отвод круглого сечения ($R_0/d =$ _____ $\varphi =$ _____) _____ шт.;
внезапное: расширение _____ шт., сужение _____ шт.;
вход и выход из трубы.
5. Высота подъема жидкости $h =$ _____ (м).
6. Давление в расходной емкости $p_1 =$ _____ (Па)
7. Давление в приемной емкости $p_2 =$ _____ (Па)
8. Жидкость: _____

Руководитель _____
(Ф.И.О.(подпись))

Задание на курсовой проект выдано « _____ » 2025г.

Срок предоставления курсового проекта к защите « _____ » 2025 г.

Исполнитель _____
(Ф.И.О.(подпись))

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Пример расчета трубопровода и выбор насоса

Произвести расчет трубопровода для перекачивания $G = 5000$ кг/ч смеси бензола (70 %) и толуола (30 %) при температуре $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ из хранилища в трубчатый паровой подогреватель. Схема трубопровода представлена на рисунке 7.

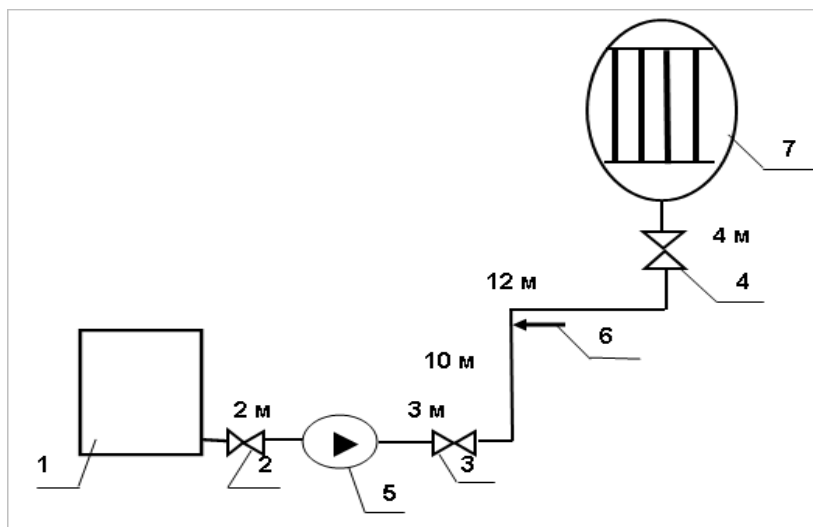


Рисунок 7 – Схема трубопровода

Проектирование трубопровода

На рисунке 7 трубопровод соединяет хранилище 1 с трубчатым паровым подогревателем 7. Так как насос установлен у хранилища, то трубопровод напорный. В трубопровод включено 5 участков общей длины 31 м, три запорных вентиля (2, 3, 4), центробежный насос 5, измерительная диафрагма 6. Трубопровод имеет три поворота на 90° . Высота подъема смеси 14 м.

Определение характеристик смеси

Поскольку в условии задачи не оговаривается изменение температуры, принимаем поток изотермическим, т. е. с сохранением температуры $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ на всем протяжении. Состав смеси бензола и толуола позволяет определить плотность и вязкость смеси.

Плотность при $30\text{ }^{\circ}\text{C}$: бензола $\rho_b = 868,5$ кг/м³ и плотность толуола $\rho_m = 856,5$ кг/м³, тогда плотность смеси: $\rho_{см} = 0,7 \cdot \rho_b + 0,3 \cdot \rho_m = 0,7 \cdot 868,5 + 0,3 \cdot 856,5 = 864,9$ кг/м³ [5].

Вязкость при $30\text{ }^{\circ}\text{C}$: бензола $\mu_b = 5,6 \cdot 10^{-4}$ Па·с и вязкость толуола $\mu_m = 5,22 \cdot 10^{-4}$ Па·с, тогда вязкость смеси: $\lg \mu_{см} = 0,7 \cdot \lg \mu_b + 0,3 \cdot \lg \mu_m = 0,7 \cdot \lg (5,6 \cdot 10^{-4}) + 0,3 \cdot \lg (5,22 \cdot 10^{-4}) = -3,261$, а $\mu_{см} = 5,48 \cdot 10^{-4}$ Па·с [5].

Перевод массового расхода жидкости к объемному

В расчетах используется объемный расход жидкости V_c , м³/с.

Перевод осуществляется по формуле:

$$V_c = G / (3600 \cdot \rho_{см})$$
$$V_c = 5000 / (3600 \cdot 864,9) = 1,61 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определение ориентировочного диаметра трубопровода

По таблице [5] выбираем скорость движения в напорном трубопроводе $w = 2$ м/с.

Средний диаметр трубопровода можно определить по формуле:

$$d_{cp} = (4 \cdot V_c / \pi \cdot w)^{0,5}$$
$$d_{cp} = (4 \cdot 1,61 \cdot 10^{-3} / 3,14 \cdot 2)^{0,5} = 0,032 \text{ м.}$$

Выбор стандартного диаметра трубопровода

Промышленность выпускает гостированный сортамент труб, среди которых необходимо выбрать трубы с диаметром наиболее близким к расчетному. Обозначаются трубы $d_n \times \delta$, где d_n – наружный диаметр трубы, мм; δ – толщина стенки трубы, мм. При этом внутренний диаметр трубы $d_{вн} = d_n - 2 \cdot \delta$.

Гостированные размеры труб по ГОСТ 8732-78 составляют следующий ряд, мм: 14х2; 18х2; 25х2; 32х2,5; 38х2,5; 45х3; 57х3; 76х3,5; 89х4,5; 108х4,5; 133х4; 159х4,5; 219х6; 272х7; 325х8; 377х10; 426х11; 465х13.

Внутренний размер трубы 32 мм, тогда наружный размер $d_n = 32 + 2 \cdot 2,5 = 37$ мм. Наиболее близкая по размерам труба 38х2,5 мм. Гостированный внутренний диаметр 33 мм, поэтому эквивалентный диаметр примем $d_э = 0,033$ м.

Уточнение скорости движения жидкости

Выразим из уравнения (20) скорость движения жидкости:

$$w = 4 \cdot V_c / (\pi \cdot d_э^2) = 4 \cdot 1,61 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot (0,033)^2) = 1,883 \text{ м/с.}$$

Определение режима движения жидкости

Режим движения жидкости определим по уравнению Рейнольдса:

$$Re = w \cdot d_э \cdot \rho_{см} / \mu_{см} = 1,883 \cdot 0,033 \cdot 864,9 / 5,48 \cdot 10^{-4} = 98073.$$

Режим движения развитый турбулентный.

Определение коэффициента гидравлического сопротивления

Примем среднее значение шероховатости $e = 0,2$ мм, тогда относительная шероховатость составит $\varepsilon = e / d_э = 0,2 / 33 = 6,06 \cdot 10^{-3}$.

Проверим условие $Re \geq 220 \cdot \varepsilon^{-1,125}$.

$220 \cdot (6,06 \cdot 10^{-3})^{-1,125} = 68729$, т. е. меньше $Re = 98073$. Область движения автомодельная и коэффициент гидравлического сопротивления находится:

$$1 / \lambda^{0,5} = 2 \cdot \lg(3,7 / \varepsilon) = 2 \cdot \lg(3,7 / 6,06 \cdot 10^{-3}) = -6,429. \text{ Откуда } \lambda = 0,0242.$$

Нахождение коэффициентов местных сопротивлений

Коэффициенты местных сопротивлений следующие:

- вход в трубу $\xi_{тр} = 0,5$;
 - вентиль нормальный $\xi_{вен} = 4,7$;
 - колено 90° $\xi_{кол} = 1,1$;
 - выход из трубы $\xi_{втр} = 1$;
 - измерительная диафрагма (при $m = (d_э / D)^2 = 0,3$, то $\xi_0 = 18,2$)
- $$\sum \xi_{мс} = \xi_{тр} + 3 \cdot \xi_{вен} + 3 \cdot \xi_{кол} + \xi_0 + \xi_{втр} = 0,5 + 3 \cdot 4,7 + 3 \cdot 1,1 + 18,2 + 1 = 37,1.$$

Геометрическая высота подъема смеси 14 м.

Определение полной потери напора в трубопроводе

Сумма всех длин участков трубопровода 31 м, $P_1 = P_2$. Тогда полное гидравлическое сопротивление сети по формуле:

$$\Delta P_{сети} = (1 + \lambda \cdot l / d_э + \sum \xi_{мс}) \cdot \rho \cdot W^2 / 2 + \rho \cdot g \cdot h_{геом} + (P_2 - P_1) = (1 + 0,0242 \cdot 31 / 0,033 + 37,1) \cdot 864,9 \cdot 1,883^2 / 2 + 864,9 \cdot 9,81 \cdot 14 = 168327,4 \text{ Па.}$$

Из соотношения $\Delta P_{сети} = \rho \cdot g \cdot h$ определим $h_{сети} = \Delta P_{сети} / (\rho \cdot g) = 168327,4 / (864,9 \cdot 9,81) = 19,84 \text{ м.}$

Построение характеристики трубопроводной сети

Будем считать, что характеристика сети представляет собой правильную параболу, выходящую из точки с координатами $V_c = 0$; h на которой известна точка с координатами $V_c = 5,78 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $h_{сети} = 19,84 \text{ м}$. Найдем коэффициент параболы.

Общее уравнение параболы $y = a \cdot x^2 + b$. Подставив значения, имеем: $19,84 = a \cdot 5,78^2 + 14$. Тогда $a = 0,1748$.

Возьмем несколько значений объемной производительности и определим напор $h_{сети}$. Данные сведем в таблицу 5.

Таблица 5 – Зависимость напора сети от производительности насоса

Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	Напор сети, м
1	14,17
2	14,70
3	15,57
4	16,80
5	18,37
5,78	19,84
6	20,29
7	22,57
8	25,19
9	28,16
10	31,48

По полученным точкам строим характеристику сети, рисунок 8 (линия 1 на рисунке 2).

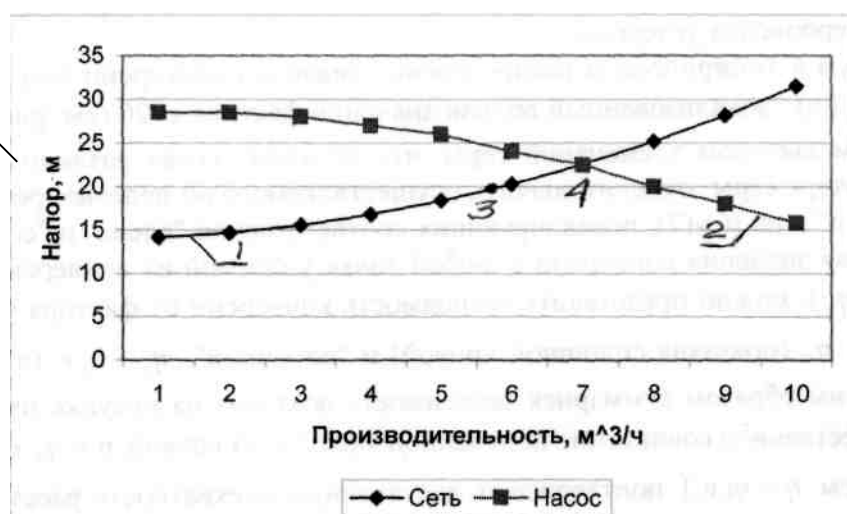


Рисунок 8 – Совмещение характеристик сети и насоса:

1 – характеристика сети; 2 – характеристика насоса; 3 – расчетная точка;
4 – рабочая точка

Выбор насоса

При выборе насоса необходимо соблюдать следующие условия:

- напор при нулевой производительности должен быть больше, чем геометрическая высота подъема жидкости в сети;
- рабочая точка должна лежать в области максимальных к.п.д.;
- рабочая точка должна лежать на нисходящей ветви графика $H = f(V_c)$.

Наиболее близкий по параметрам к расчетному насосу в каталоге является центробежный насос 2К-6 производительностью 10 м³/ч и напором 28,5 м. Характеристика такого насоса с диаметром ротора 148 мм также приведена на рисунке 2 (линия 2). Расположение рабочей точки (4) относительно расчетной точки (3), показывает, что насос может преодолеть гидравлические сопротивления сети и подавать в нее заданную смесь. С помощью программы Select Online выбираем насос BL 32/140-2,2/ 2-R (рис. 9 и 10).

Вывод

К установке предлагается центробежный насос 2К-6 с диаметром ротора 148 мм, который обеспечит перекачивание 5,78 м³/ч смеси бензола с толуолом, нагретой до 30 °С по трубопроводу из хранилища в теплообменник. При этом его к.п.д. составит 65 %, мощность, потребляемая им сети, 4,5 кВт.

Технические данные
BL 32/140-2,2/2-R
Тип: Блочный насос

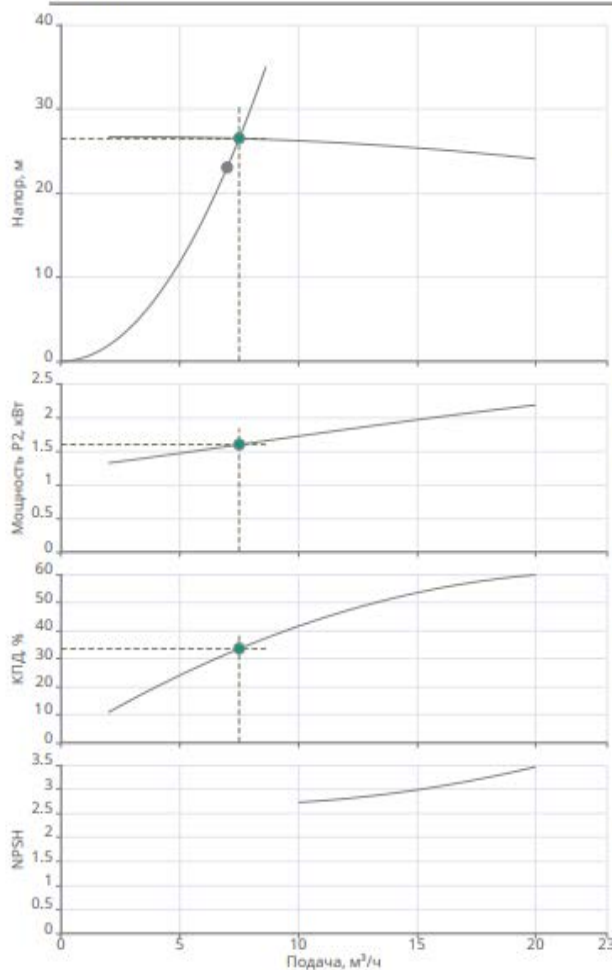
wilo

Разработал:

Дата: 09.06.2025

Проект:

Назначение:



Исходные параметры

Поддача	7 м³/ч
Напор	23 м
Перекачиваемая жидкость	Вода
Т перекач. жидкости	20 °C
Плотность	998.3 кг/м³
Кинематическая вязкость	1.0 мм²/с

Фактическая рабочая точка

Поддача	7.51 м³/ч
Напор	26.47 м
Мощность P2	1.59 кВт
КПД	33.48 %

Данные продукта

Макс. рабочее давление	16 бар
Т мин. перекачиваемой жидкости	-20 °C
Т макс. перекачиваемой жидкости	140 °C
Диаметр рабочего колеса	140 мм
Кол-во рабочих насосов	1

Данные мотора

Монтажное исполнение	IM V1
Типоразмер (габарит)	90
Класс эффективности	IE2
Подключение к сети	3-400 В / 50 Гц
Допустимый перепад напряжения	+/- 10%
Номинальная частота вращения	2885 об/мин
Номинальная мощность	2.2 кВт
Номинальный ток	4.5 А
Коэффициент мощности	0.84
КПД	82.3 %
Степень защиты	IP 55
Класс нагревостойкости изоляции	F
Уровень звукового давления	64 dB(A)
Защита электродвигателя от перегрева	PTC
Сервис фактор (SF)	1.15
Кабельный ввод	1×M20+1×M16

Материалы

Уплотнение со стороны рабочего колеса	MG12-AQ1EGG
Гидравлический корпус	Чугун EN-GJL-250 с катафорезным покрытием
Рабочее колесо	Чугун EN-GJL-200 с катафорезным покрытием
Фонарь	Чугун EN-GJL-250 с катафорезным покрытием
Вал гидравлической части	Нерж.сталь 1.4122

Подсоединение к трубопроводу

DNs	DN50 PN16
DNd	DN32 PN16

Дополнительная информация

Вес	57 кг
Артикул	2786229



Рисунок 9 – Технические данные насоса

Технические данные

BL 32/140-2,2/2-R

Тип: Блочный насос

wilo

Разработал:

Дата: 09.06.2025

Проект:

Назначение:

Информация о серии

Одноступенчатый центробежный насос с сухим ротором блочного типа, предназначенный для установки на фундаменте. Блочная конструкция с низким уровнем шума и вибрации, с фонарем и неподвижно присоединенным стандартным электродвигателем с фланцевым креплением (стандартный электродвигатель). С не зависящим от направления вращения скользящим торцевым уплотнением в кожухе с принудительным охлаждением и снижающим кавитацию рабочим колесом. Фланцы имеют штуцеры R 1/8 для измерения давления. Все компоненты из серого чугуна имеют катодное покрытие. Насосы поставляются с электродвигателями класса IE2/IE3 с термодатчиком PTC для защиты от перегрузки.

Габаритные размеры

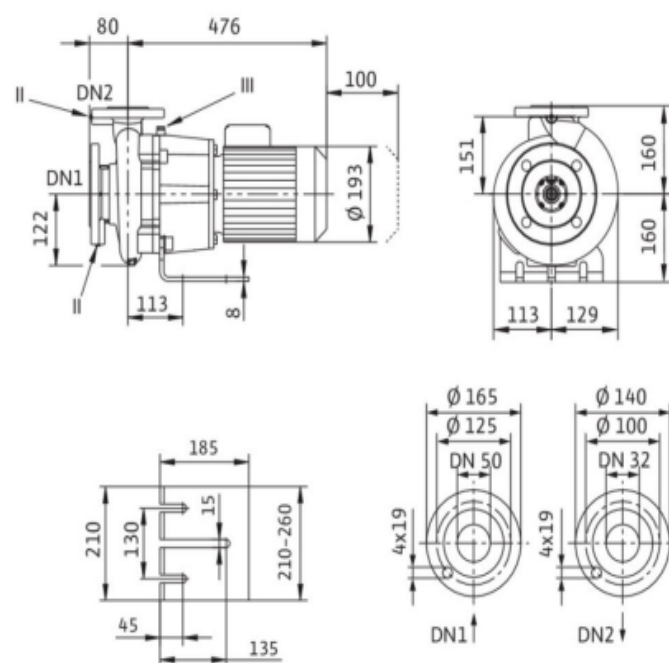
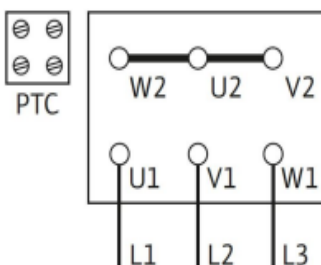


Схема подключения



Подключение Y

Рисунок 10 – Габаритные размеры насоса