



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Химическая технология и промышленная экология»

В.В. ФИЛИПШОВ

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ СЕТИ

*Методические указания по выполнению
расчётно-графической работы по дисциплине
«Процессы и аппараты химической технологии»*

Самара
Самарский государственный технический университет
2021

Печатается по решению методического совета химико-технологического факультета (протокол № 4 от 28.10.2020 г.).

УДК 66.0(07)

ББК 35.11я73

Ф 53

Филиппов В.В.

Гидравлическое сопротивление сети: методические указания по выполнению расчётно-графической работы (5 семестр) по дисциплине «Процессы и аппараты химической технологии» / *В.В. Филиппов.* – 2-е изд. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2021. – 38 с.

Учебным планом подготовки бакалавров по направлению 18.03.01 «Химическая технология» предусмотрено изучение базовой дисциплины «Процессы и аппараты химической технологии». На освоение этого предмета отводится три семестра – четвёртый, пятый и шестой. В пятом семестре студенты должны выполнить расчётно-графическую работу. В качестве объекта проектирования предлагается рассчитать гидравлическую характеристику сети и построить её график. Как это делается – рассказано в данных методических указаниях.

Предназначены для студентов химико-технологического факультета направления подготовки 18.03.01 «Химическая технология».

Полноцветный вариант методических указаний в формате html помещён на персональном сайте автора <http://filippov.samgtu.ru/>.

Рецензент: канд. хим. наук, доцент *Б.Ю. Смирнов*

УДК 66.0(07)

ББК 35.11я73

Ф 53

© В.В. Филиппов, 2021

© Самарский государственный
технический университет, 2021

1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ТРУБОПРОВОДЫ

1.1. Общие понятия и определения

Когда впервые попадаешь на химическое предприятие, в глаза бросается множество различных трубопроводов. Посмотрим на рис. 1. Здесь хорошо видна паутина из труб разного диаметра. Завод состоит из производств, производства – из технологических установок, установки – из аппаратов. И все они связаны между собой в единую цепь с помощью трубопроводов. На долю трубопроводов приходится до 25 % стоимости всего оборудования. А в общем объёме монтажных работ стоимость монтажа трубопроводов достигает 65 %. В кажущемся на первый взгляд хаотическом переплетении множества труб различного диаметра на самом деле царит строгая, выверенная расчётами закономерность.



Рис. 1. Заводские трубопроводы

Для каждой трубы рассчитаны и выбраны:

- тип трубы: бесшовная или сварная;
- диаметр, который определяется расходом проходящего по трубе потока;

- толщина стенки, которая зависит от давления транспортируемой среды;
- марка стали, которая определяется коррозионной активностью вещества;
- толщина тепловой изоляции, уменьшающей потери теплоты в окружающую среду.

Трубопровод – это сооружение из труб, деталей трубопровода и арматуры, плотно соединенных между собой, предназначенное для транспортирования газообразных, жидких и двухфазных сред.

В состав технологических трубопроводов входят:

- прямые участки (линии);
- фасонные детали (отводы, переходы, тройники, заглушки);
- опоры и подвески;
- крепежные детали (болты, шпильки, гайки, шайбы);
- запорно-регулирующая арматура (задвижки, вентили, краны);
- контрольно-измерительные приборы и средства автоматики;
- тепловая и антикоррозионная изоляции.

В зависимости от транспортируемой среды применяются названия: водопровод, паропровод, воздухопровод, маслопровод, газопровод, нефтепровод, продуктопровод и т.д.

Для геометрической характеристики труб используют следующие размеры:

- условный внутренний диаметр (проход) DN ;
- наружный диаметр dn ;
- толщина стенки δ ;
- длина l .

В химической технологии и нефтепереработке, как правило, применяются бесшовные стальные горячедеформированные или холоднодеформированные трубы. Такие трубы дороже сварных труб. Но надёжность их гораздо выше, так как бесшовная труба не имеет самого уязвимого места – шва. Применение бесшовных труб позволяет гарантировать отсутствие протечек. Сварные трубы тоже находят ши-

рокое применение, но только для перекачивания негорючих жидкостей типа воды.

Основной характеристикой любого трубопровода является внутренний диаметр, определяющий его проходное сечение. Чем больше проходное сечение, тем больший расход можно прокачать по трубе. И чем больший поток требуется перекачивать, тем больше должно быть проходное сечение трубопровода.

Технология изготовления труб предполагает **постоянство наружного диаметра**. А вот толщина стенки трубы может быть различной – в зависимости от давления среды, которая будет по этой трубе перекачиваться. Из-за этого внутренний диаметр получается различным. Чтобы унифицировать параметры трубопровода вводится понятие **условного прохода**.

Под условным проходом труб, арматуры и соединительных деталей понимают средний внутренний диаметр труб (в свету), округленный вверх или вниз до значений стандартного ряда.

Условный проход обозначают буквами DN с добавлением величины условного прохода в миллиметрах (рис. 2): например, условный проход диаметром 150 мм обозначают DN 150 (размерность не указывается).

Труба при одном и том же наружном диаметре может иметь различные внутренние диаметры. Например, завод изготавливает трубы с наружным диаметром 219 мм. А толщину стенки может сделать 6 и 16 мм – в зависимости от давления перекачиваемой среды. Внутренний диаметр трубы находится по формуле

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2\delta. \quad (1)$$

При толщине стенки трубы 6 мм получаем внутренний диаметр 207 мм, а при толщине стенки 16 мм – 187 мм. Но по требованию ГОСТа условный проход у этих труб считается равным DN 200. Все остальные элементы трубопровода (штуцера, фланцы, задвижки, отводы и пр.) должны выбираться по значению DN 200.

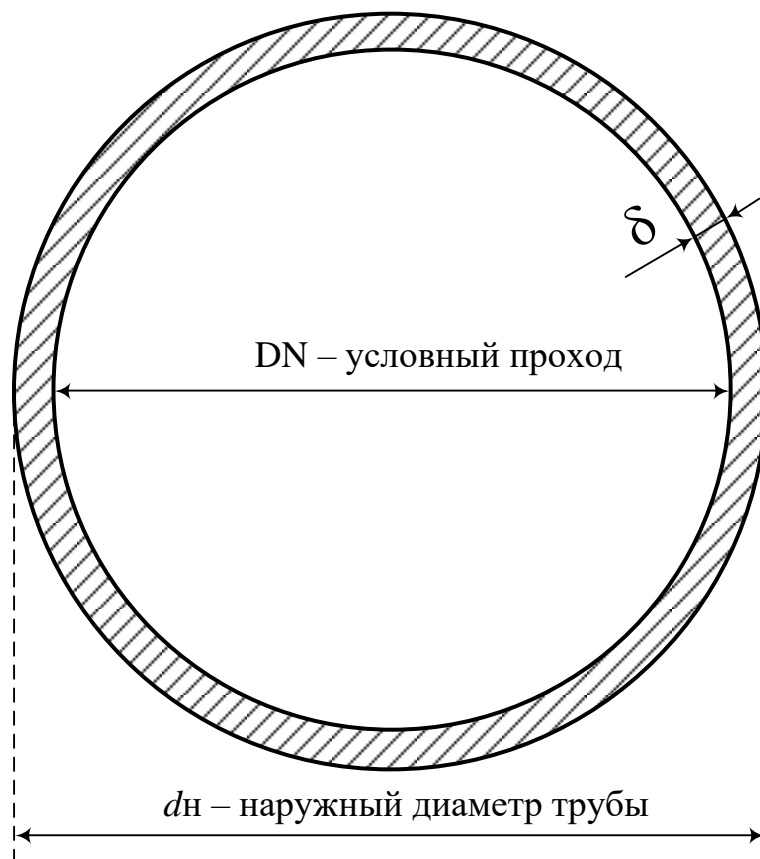


Рис. 2. Условный проход трубы

В нефтеперерабатывающей и нефтехимической отраслях промышленности обычно применяют трубы с условным проходом от 10 до 1200 мм, толщиной стенки от 2 до 16 мм и длиной от 4 до 12 м.

В Российской Федерации существует Государственный комитет по стандартизации и метрологии, который разрабатывает государственные стандарты (ГОСТы) на всю выпускаемую в стране продукцию. Слово «стандарт» происходит от английского слова «*standard*», что в переводе означает – норма, образец.

Кроме государственного стандарта в промышленности используются **отраслевые стандарты (ОСТы)**.

Для сокращения количества видов и типоразмеров входящих в состав трубопроводов соединительных деталей и арматуры используют единый унифицированный ряд условных проходов DN. Для технологических трубопроводов наиболее часто применяют условные проходы: 10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 500, 600, 800, 1000, 1200. Этот ряд условных проходов вве-

ден для ограничения числа применяемых при проектировании и сооружении трубопроводов и, как следствие, сокращение числа типоразмеров входящих в их состав соединительных деталей, арматуры, а также труб.

Для выбора толщины стенки трубы и вида материала, которые обеспечат механическую прочность трубопровода при заданных рабочих параметрах среды, вводится понятие **условное давление**.

Условное давление P_N (ранее использовалось обозначение P_u) – это наибольшее избыточное рабочее давление (при температуре среды 20 °С), при котором обеспечивается длительная работа трубопровода. Для сокращения числа типоразмеров арматуры и деталей трубопроводов ГОСТом установлен унифицированный ряд условных давлений (МПа): 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 160; 250. Например, если предполагается транспортировать поток с давлением 2 МПа, то необходимо выбрать трубу, рассчитанную на условное давление 2,5 МПа.

Рабочее давление $P_{\text{раб}}$ – это наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается заданный режим эксплуатации арматуры и деталей трубопроводов.

Пробное давление $P_{\text{пр}}$ – это избыточное давление, при котором должно проводиться гидравлическое испытание арматуры и деталей трубопроводов на прочность и герметичность водой с температурой не менее 5 и не более 70 °С.

Соотношение между условным, пробным и рабочим давлениями для арматуры и соединительных частей трубопроводов с учетом температуры рабочей среды устанавливает ГОСТ.

Применение ограниченного числа размеров труб упрощает проектирование трубопроводов, обеспечивает сокращение типоразмеров комплектующих изделий (соединительных деталей, арматуры и пр.), способствует организации их массового изготовления, а также упрощает комплектование производственных организаций трубами и изделиями.

Трубопроводы должны быть надежны в эксплуатации, так как неисправность в какой-либо части трубопровода может привести к аварии и полной остановке производства или всего промышленного объекта, а также к загрязнению окружающей среды.

В зависимости от размещения на промышленном объекте технологические трубопроводы подразделяют на **внутрицеховые**, соединяющие агрегаты, машины и аппараты технологических установок цеха, и **межцеховые**, соединяющие технологические установки разных цехов.

Внутрицеховые трубопроводы называют обвязочными, если они устанавливаются непосредственно в пределах отдельных аппаратов, насосов, компрессоров, резервуаров и др. и соединяют их.

Внутрицеховые трубопроводы имеют сложную конфигурацию, большое число деталей, арматуры и сварных соединений. На каждые 100 м длины таких трубопроводов приходится до 80–120 сварных стыков. Масса деталей и арматуры в таких трубопроводах достигает 37 % от общей массы трубопроводов.

Межцеховые трубопроводы, наоборот, характеризуются довольно прямыми участками (длиной до несколько сот метров), сравнительно небольшим количеством деталей, арматуры и сварных швов. Общая масса деталей и арматуры в межцеховых трубопроводах составляет 5 %. Но в состав межцеховых трубопроводов необходимо включать П-образные температурные компенсаторы, на долю которых приходится около 7 % массы.

Технологические трубопроводы считаются холодными, если они работают при среде, имеющей рабочую температуру до 50 °С, и горячими, если температура рабочей среды больше 50 °С.

В зависимости от условного давления среды трубопроводы подразделяются на:

– вакуумные, работающие при абсолютном давлении среды ниже 0,1 МПа (1 ат);

– среднего давления, работающие при избыточном давлении среды от 1,5 до 10 МПа (от 15 до 100 ат);

– высокого давления, когда избыточное давление рабочей среды находится в пределах от 10 до 100 МПа (от 100 до 1000 ат).

Кроме того, существуют ещё так называемые **безнапорные** трубопроводы, в которых среда движется самотёком.

1.2. Гидравлическое сопротивление сети

Для обеспечения перемещения потока по трубопроводу используется **насос** (для жидкостей) и компрессор или газодувка (для газов). В данных методических указаниях рассматривается перемещение только жидких сред.

Насос – это гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию двигателя в энергию перекачиваемой жидкости путём повышения её давления (напора).

В этом определении появилось слово **энергия**. Энергия имеет стоимость. И технологу очень важно знать, сколько энергии (а значит и рублей!) потребуется для перекачивания жидкости на заданное расстояние по трубопроводу выбранного диаметра.

Передача энергии жидкости происходит по следующей цепочке.

1. Электродвигатель получает энергию от электрической сети и преобразует её в механическую энергию. Этот процесс протекает практически без потерь энергии – современные электродвигатели имеют довольно высокий КПД – до 90 %.

2. Насос получает от электродвигателя механическую энергию и передаёт её перекачиваемой жидкости, повышая её давление на величину ΔP . Эта стадия сопровождается значительными потерями энергии. Так, самые распространённые **центробежные насосы** обычно имеют КПД чуть больше 50 %.

3. Жидкость, получив энергию, побежала по трубопроводу и начала расходовать эту энергию на преодоление собственной вязкости, на трение о стенки трубы (которые далеко не всегда являются гладкими) и на преодоление так называемых **местных сопротивлений**, в которых ей приходится то разгоняться, то замедляться, то менять направление движения.

На практике принято повышение энергии жидкости выражать не разностью давлений ΔP , а метрами столба перекачиваемой жидкости H . Эти две величины связаны между собой известным выражением

$$\Delta P = \rho g H, \quad (2)$$

где ΔP – разность между давлениями жидкости на выходе из насоса и на входе в него, Па; H – напор, который получила жидкость в насосе, м ст. ж.; ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

В теории гидродинамики доказывается, что напор (т.е. энергия!), который сообщает насос жидкости, расходуется в общем случае на три слагаемых (рис. 3).

1. Жидкость надо поднять с уровня в **приёмной ёмкости 1** на уровень во второй – **напорной** – ёмкости 2. Это так называемая **геометрическая высота**, её обозначают H_r . Ёмкость 1 получила название приёмной потому, что из неё жидкость поступает на приём (вход) насоса 6. А ёмкость 2 называется напорной по той причине, что в неё насос закачивает жидкость, сообщив ей напор.

2. Насосу надо преодолеть разность давлений $P_2 - P_1$ между напорной и приёмной емкостями.

3. На пути из ёмкости 1 в ёмкость 2 жидкость проходит какой-то путь и на этом пути затрачивает энергию на преодоление сил собственного трения (эту величину так и называют – **потери напора на трение**) $h_{тр}$. И ещё жидкости приходится преодолевать всевозможные препятствия, которые мы на её пути поставили – повороты (в химической технологии их называют **отводы**), расширения, сужения, арматуру (например, задвижки или вентили 5 и 7 на рис. 3) и т.д. Все эти препятствия называют **местными сопротивлениями**, а теряемый в них напор – **потери напора в местных сопротивлениях** $h_{мс}$. Общая потеря напора на пути из приёмной ёмкости в напорную составит

$$h_{пот} = h_{тр} + \Sigma h_{мс}. \quad (3)$$

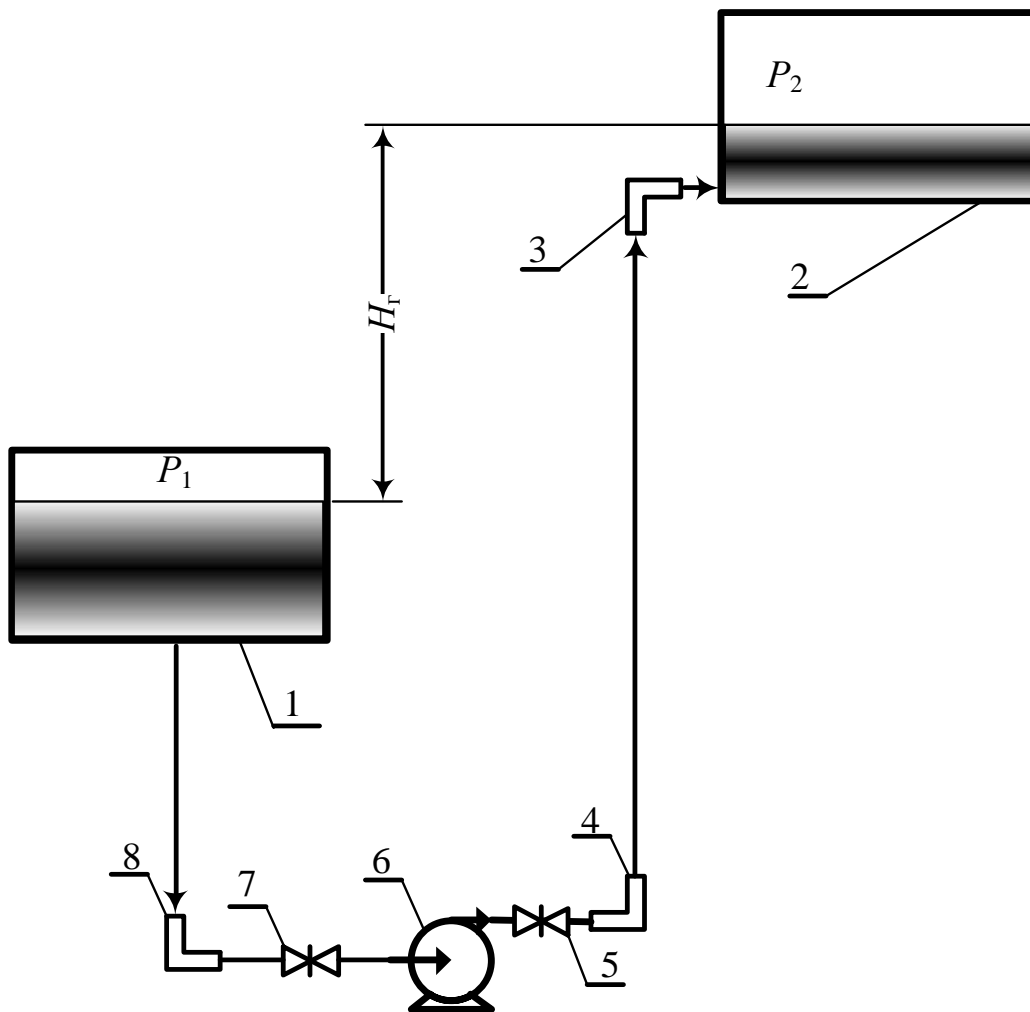


Рис. 3. Принципиальная схема простейшей насосной установки:

- 1 – приёмная ёмкость; 2 – напорная ёмкость; 3, 4 и 8 – отводы;
 5 – задвижка или вентиль на нагнетательной линии насоса; 6 – насос;
 7 – задвижка или вентиль на всасывающей линии насоса

В итоге получается такая простая и красивая формула, в которой хорошо видны три слагаемые затрат напора:

- 1) на подъём жидкости H_{Γ} ;
- 2) на преодоление разности давлений между емкостями $\frac{P_2 - P_1}{\rho g}$;
- 3) на компенсацию потерь на трение и в местных сопротивлениях $h_{\text{пот}}$

$$H = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + h_{\text{пот}}. \quad (4)$$

Помним, что H – напор (энергия!), который должен сообщить насос жидкости, чтобы она смогла прийти из одной точки в другую с заданным расходом Q .

Иногда в формулу (4) вводят четвертое слагаемое – скоростной напор $h_{ск}$ (см. формулу (6)), который затрачивается на разгон жидкости, на сообщение ей скорости. Но эта величина, как правило, незначительна, и в расчётах гидравлического сопротивления сети её можно не учитывать.

Расход жидкости в трубопроводе Q может меняться от нуля до заданного (максимального). При этом будет меняться скорость потока в трубе¹. Так вот, **первые два слагаемых не зависят от скорости движения среды**. А вот величина потери напора на трение и местные сопротивления, $h_{пот}$, от скорости зависит, и зависит очень сильно.

Сначала рассмотрим потери напора на преодоление сил трения – это главный наш «враг» при транспорте жидкостей по трубопроводам. В прикладной гидродинамике для расчёта величины $h_{тр}$ широко используется ставшая классической формула Дарси-Вейсбаха

$$h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} h_{ск} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}, \quad (5)$$

где $h_{ск}$ – скоростной напор, м:

$$h_{ск} = \frac{w^2}{2g}, \quad (6)$$

l – длина трубопровода; м; d – диаметр трубы, м; w – скорость потока, м/с; λ – коэффициент трения, безразмерная величина; g – ускорение свободного падения, 9,8 м/с².

Величину коэффициента трения λ можно найти, если известен режим движения потока – ламинарный или турбулентный. А отли-

¹ Предполагается, что студент уже знает уравнение расхода и связь скорости, диаметра и объёмного расхода.

чить один режим от другого можно по значению критерия (числа) Рейнольдса, который находится по формуле

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu}, \quad (7)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ; μ – динамический коэффициент вязкости жидкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$.

Опытным путём установили, что если $Re < 2300$, то режим движения будет ламинарным. Если же $Re > 10000$, то режим движения турбулентный. А вот если $2300 < Re < 10000$, то мы не знаем точно, какой режим будет – ламинарный или турбулентный. Этот диапазон значений критерия Рейнольдса назвали переходной областью.

Как правило, в технологических трубопроводах мы специально создаём турбулентный режим движения – при перекачивании он экономически выгоднее.

Так вот, для турбулентного режима коэффициент трения λ находится по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}. \quad (8)$$

Эта формула получена путём обобщения огромного числа опытных данных, т.е. является **эмпирической**. Применима она только для **гладких труб**.

Если труба старая и шероховатая, то расчёт коэффициента трения λ усложняется. Придётся учитывать степень шероховатости стенки трубы, которую принято выражать через относительную шероховатость ε

$$\varepsilon = \frac{e}{d}, \quad (9)$$

где e – абсолютное значение усреднённой высоты выступов, мм; значения этой величины приведены в [1, с. 519].

Движение потока по гладкой или же старой шероховатой трубе уместно сравнить с бегом. Одно дело бежать в кроссовках по дорожке

стадиона. И совсем другое – в сапогах по мокрому полю. Согласитесь, разница весьма ощутимая. Примерно такая же картина и при движении жидкости по гладкой или шероховатой трубе.

Так как рассчитанная по формуле (9) относительная шероховатость ε будет иметь очень маленькое значение, в инженерных расчётах ради удобства используют обратную величину [1, с. 24].

Зная величины критерия Рейнольдса и относительной шероховатости, коэффициент трения λ можно найти или по графику, или по формуле, которые приведены в [1, с. 24].

Теперь рассмотрим местные сопротивления. Напомним, что это такие участки трубопровода, в которых потоку приходится изменять или **величину скорости** (уменьшать её или, наоборот, увеличивать), или **направление движения**. Тут снова уместно провести сравнение с бегом. Одно дело бежать всё время прямо, не меняя траекторию. И совсем другое – бег по пересечённой местности, когда приходится то тормозить, то разгоняться, то бежать влево, то вправо. Согласитесь, это потребует дополнительных затрат энергии.

Для количественной оценки потери напора (энергии!) в местных сопротивлениях принято использовать коэффициенты этих местных сопротивлений. В технологических расчётах потерю энергии в местных сопротивлениях находят по классической формуле Вейсбаха, выражая её в долях от скоростного напора:

$$h_{\text{м.с.}} = \zeta h_{\text{ск}} = \zeta \frac{w^2}{2g}, \quad (10)$$

где ζ – коэффициент конкретного местного сопротивления, безразмерная величина, находится по справочнику.

Так как таких местных сопротивлений будет несколько (скорее всего, даже очень много!), то необходимо учесть потерю энергии в каждом из них, т.е. просуммировать. Поэтому формулу (3) часто записывают так:

$$h_{\text{пот}} = h_{\text{тр}} + \Sigma h_{\text{м.с.}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta_i \right) \frac{w^2}{2g}, \quad (11)$$

где ζ_i – коэффициент i -го местного сопротивления.

Следует иметь в виду, что надёжных данных по величинам коэффициентов местных сопротивлений до сих пор нет. В литературе и на просторах Интернета приводятся порой весьма противоречивые сведения.

В расчётно-графической работе будет предложено учесть четыре вида местных сопротивлений:

- вход потока из ёмкости в трубу;
- отвод;
- задвижка или вентиль;
- выход потока из трубы в ёмкость.

В каждом из этих элементов трубопроводной сети поток теряет часть своей энергии, так как ему приходится или разгоняться, или менять направление, или тормозить.

Задвижка – это трубопроводная арматура для регулирования или полного запирания потока в трубопроводе. В ней запирающий элемент перемещается перпендикулярно оси потока. На рис. 4 показаны общий вид задвижки и её разрез.



Рис. 4. Общий вид задвижки и её разрез

Коэффициент местного сопротивления задвижки зависит от её условного диаметра и степени открытия. В [1, с. 43, 521] рекомендуется принимать значение местного сопротивления задвижки в зависимости от величины условного прохода трубы:

- при условном диаметре от 15 до 100 мм $\zeta = 0,5$;
- при условном диаметре от 100 до 200 мм $\zeta = 0,25$;
- при условном диаметре выше 200 мм $\zeta = 0,15$.

Вентиль – это арматура для ручного управления расходом потока. В качестве запирающего элемента в вентиле используется пара «диск – седло». Диск закреплён на шпинделе, который движется возвратно-поступательно по ходовой резьбе перпендикулярно плоскости седла. На рис. 5 показаны два типа вентилей – нормальный (а) и прямоточный (б). Нормальный вентиль по сравнению с прямоточным имеет большее гидравлическое сопротивление. Вентиль отличается простотой конструкции и обеспечивает высокую плотность в закрытом положении. Промышленностью выпускаются вентили с условным проходом до $DN = 200$ мм. Но наиболее целесообразна установка вентилей на трубопроводах малого диаметра. По мере увеличения условного диаметра трубопровода, начиная с $DN = 50$ мм, вентили уступают место задвижкам. Коэффициенты местных сопротивлений вентилей приведены в табл. 1, 2 и 3.

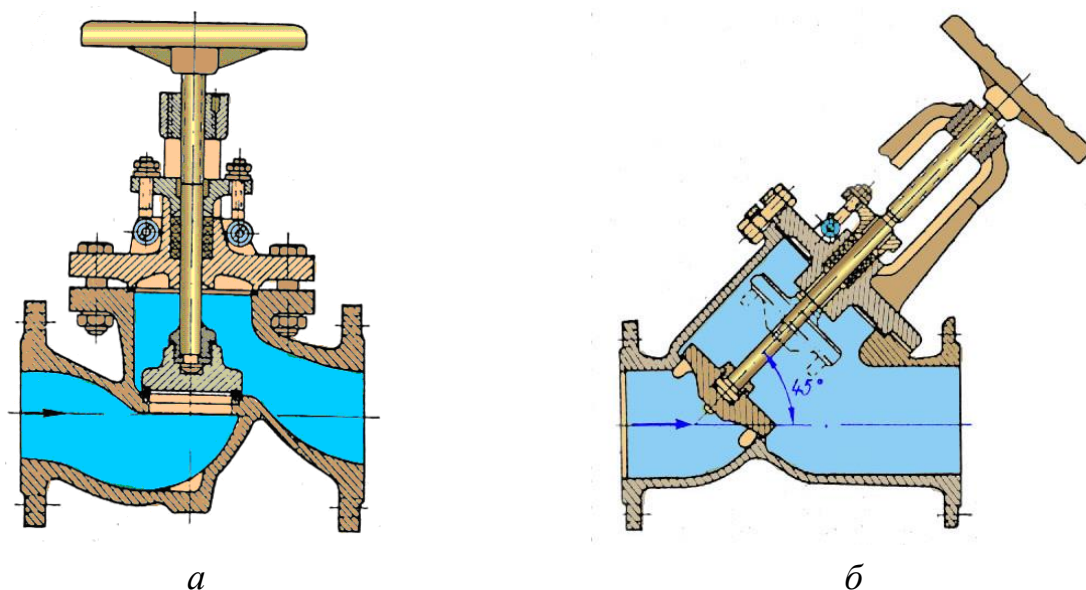


Рис. 5. Запорные вентили:
а – нормальный, б – прямоточный

Коэффициент сопротивления нормального вентиля

DN	20	40	80	100	150	200	250	350
ξ	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,1	5,5

На величину коэффициента местного сопротивления прямооточного вентиля влияют не только условный проход, но и режим движения потока. Для нахождения коэффициента ξ прямооточных вентилях при значениях $Re \geq 300000$ используем данные табл. 2.

Таблица 2

**Коэффициент сопротивления прямооточного вентиля
при $Re \geq 300000$**

DN	25	38	50	65	76	100	150	200	250
ξ	1,04	0,85	0,79	0,65	0,60	0,5	0,42	0,36	0,32

Если же $Re < 300000$, то вводится поправочный коэффициент K (табл. 3). Значение коэффициента местного сопротивления ξ при этом будет находиться путём умножения величины коэффициента, приведённого в табл. 2, на поправочный коэффициент, взятый из табл. 3.

Таблица 3

Поправочный коэффициент K при $Re < 300000$

Re	5000	10000	20000	50000	100000	200000	300000
K	1,4	1,07	0,94	0,88	0,91	0,93	1

Отвод – это элемент арматуры, предназначенный для изменения направления потока жидкости в трубопроводе. Отводы изготавливают по различным технологиям, отсюда их названия: крутоизогнутые, гнутые или сварные секционные. Способ крепления их к трубопроводу один – приварка. На рис. 6 показан крутоизогнутый бесшовный отвод с углом изгиба 90° .

В промышленности используют крутоизогнутые отводы с углом изгиба 45° , 60° , 90° и 180° . Изогнутые отводы изготавливаются с любым углом изгиба с шагом 1° .

На величину гидравлического сопротивления отвода влияют угол изгиба и крутизна изгиба, которую принято выразить отношением $\frac{R}{d}$, где d – диаметр трубопровода. В табл. 4 приведены значения коэффициента сопротивления отвода с углом изгиба 90° [1, с. 521].

Другие типы арматуры подробно описаны в учебном пособии «Технологические трубопроводы и трубопроводная арматура» [2], электронная версия которого размещена на сайте [3] в разделе «Информация. Пособия и методические указания».

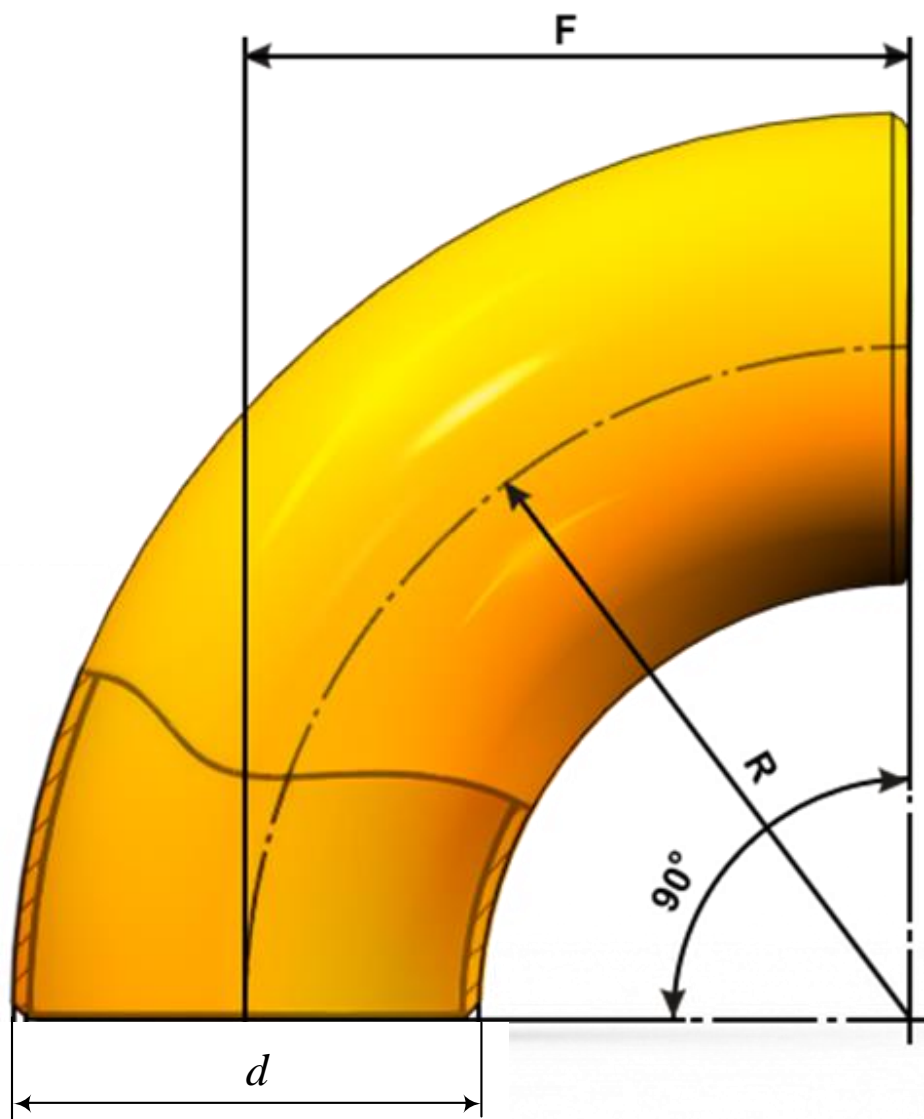


Рис. 6. Крутоизогнутый отвод с углом поворота 90° :

R – радиус изгиба; d – диаметр трубопровода; F – размер между плоскостью одного торца и центром другого торца отводов с углом изгиба 90°

Коэффициент сопротивления отвода с углом изгиба 90°

$\frac{R}{d}$	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50
ζ	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03

На рис. 7 показаны вход потока из ёмкости в трубу и выход потока из трубы в ёмкость. Когда поток «втискивается» из ёмкости в трубу, ему приходится резко увеличивать свою скорость – разгоняться. А при выходе из трубы в ёмкость происходит своего рода удар потока с большой скоростью о практически неподвижную жидкость.

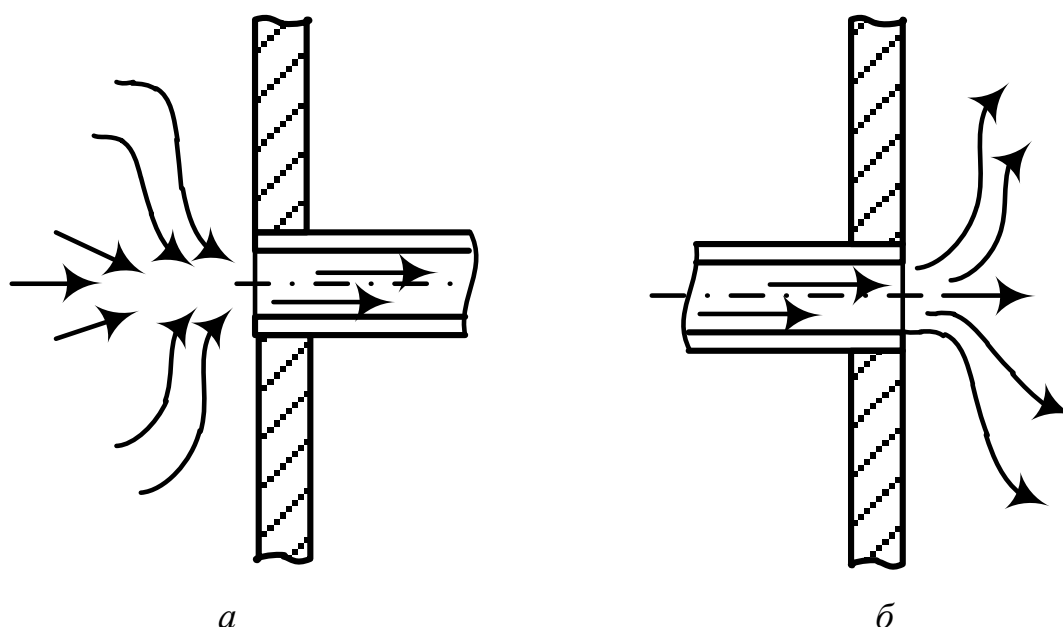


Рис. 7. Вход потока из ёмкости в трубу (а) и его выход из трубы в ёмкость (б)

Согласно [1, с. 520], коэффициент местного сопротивления для входа потока в трубу составляет $\zeta = 0,5$; для его выхода из трубы $\zeta = 1,0$.

Если вернуться к формулам (4) и (11), то можно утверждать, что напор H , который необходимо сообщить жидкости, будет описываться уравнением

$$H = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta_i \right) \frac{w^2}{2g}. \quad (12)$$

Смело можно утверждать, что уравнение (12) с небольшой погрешностью является квадратичным. Следовательно, графически зависимость напора H от расхода Q выражается почти параболической зависимостью (рис. 8), которую называют **гидравлической характеристикой сети**.

Вернёмся к затрате энергии, которую нужно передать жидкости для обеспечения её перемещения. Тут целесообразно говорить не об энергии вообще, а об энергии, которую требуется передавать жидкости в единицу времени, т.е. о **мощности**. Эту мощность можно рассчитать по уравнению

$$N_{\text{теор}} = VH\rho g, \quad (13)$$

где $N_{\text{теор}}$ – теоретическая мощность, которую требуется передать жидкости для обеспечения её перемещения по заданной сети, Вт; V – объёмный расход жидкости, м³/с; H – напор, который требуется жидкости, м ст. ж.; ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Напомним, что мощность, которую требуется передать жидкости, ей сообщает насос. Насос же берёт энергию от электродвигателя. А тот, в свою очередь, использует электроэнергию. На каждом из этапов передачи энергии происходит её потеря за счёт несовершенства конструкции устройства (насоса и электродвигателя) – об этом говорилось в начале раздела 1.2. Поэтому для расчёта фактически потреблённой электроэнергии N необходимо учесть суммарный КПД насосной установки η . В результате получится формула

$$N = \frac{N_{\text{теор}}}{\eta} = \frac{VH\rho g}{\eta}. \quad (14)$$

1.3. Выбор диаметра трубопровода

Промышленность выпускает огромное количество труб самых разных размеров. Естественно, все эти трубы имеют различную стоимость. И совершенно понятно, что чем меньше диаметр трубы, тем меньше будет цена одного погонного метра этой трубы. На первый взгляд рассчитать диаметр трубы очень просто. Для этого существует уравнение расхода, из которого получаем

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi w}}, \quad (15)$$

где d – внутренний диаметр трубы, м, V – объёмный расход жидкости, м³/с, w – средняя линейная скорость потока в трубе, м/с.

На первый взгляд всё просто: чтобы меньше заплатить за приобретаемую трубу, надо на стадии проектирования увеличивать скорость жидкости в ней w . Действительно, пусть нам нужно перекачивать 20 м³/час какой-то жидкости. Если принять её скорость в трубе 1 м/с, то, выполнив расчёт по формуле (15), мы получим требуемый диаметр 84 мм. Если же принято скорость 2 м/с, то диаметр будет уже 59 мм. Отсюда можно сделать опрометчивый вывод, что скорость жидкости в трубе целесообразно увеличивать. Почему опрометчивый? Да потому что мы забыли про формулу (11), согласно которой при увеличении скорости жидкости в 2 раза потеря напора на её перекачивание увеличивается почти в 4 раза! И вот тут на сцену выходит главная «героиня» – **стоимость** реализации нашего проекта. Чтобы сделать правильный выбор, мы должны ввести два важных экономических понятия: **капитальные и эксплуатационные затраты**.

В нашем случае, если смотреть очень упрощённо, капитальные затраты – это стоимость приобретаемой трубы². А эксплуатационные затраты – это стоимость электроэнергии, которую мы будем

² Есть ещё затраты на прокладку трубопровода, но они от диаметра трубы зависят очень мало.

оплачивать в течение всего срока работы трубопровода. Поэтому перед нами появляется довольно сложная задача найти минимум суммарных затрат на трубопровод или, что то же самое, оптимум приведённых затрат.

С подобной задачей нам приходится сталкиваться довольно часто в повседневной жизни. Например, можно выбрать холодильник подешевле, но с высоким энергопотреблением. А можно приобрести более дорогую модель, которая потребляет меньше электроэнергии. Или, выбирая автомобиль, мы должны учитывать не только его цену в момент покупки, но и расход бензина, стоимость технического обслуживания, налоги и т.д.

2. ЦЕЛИ РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ И ЕЁ ОФОРМЛЕНИЕ

Расчётно-графическая работа состоит из двух взаимосвязанных задач. Перед тем, как приступить к их решению, студент даёт ответы на два вопроса, приведённых ниже.

1. Знакомство с местом и ролью технологических трубопроводов в нефтеперерабатывающем и нефтехимическом производствах.

2. Изучение различных типов трубопроводной арматуры и их эскизирование (конкретный тип арматуры указан в индивидуальном задании).

3. Оформление РГР проводится в соответствии с едиными требованиями на оформление технической документации (см. http://filippov.samgtu.ru/sites/filippov.samgtu.ru/files/oformlenie_2.pdf).

4. Помните, что знак умножения выглядит так $d \times \delta$, а не так $dx\delta$. И что в русском языке есть прекрасная буква ё (ёжик, ёлка) и нет и никогда не было буквы è.

Задача 1

1. Рассчитать гидравлическое сопротивление сети для перекачивания заданной жидкости с заданным расходом.

2. Построить гидравлическую характеристику сети.

3. Анализ полученных результатов и вывод о соотношении слагаемых потери напора при транспорте жидкости.

Задача 2

Выбрать экономически целесообразный диаметр трубы для перекачивания жидкости на заданное расстояние по горизонтальному трубопроводу.

Для задачи 1 в исходных данных на проектирование указываются следующие параметры сети.

1. Перекачиваемая жидкость (что перекачивается?).

2. Расход перекачиваемой жидкости, V , м³/час.

3. Температура перекачиваемой жидкости, °С.
4. Диаметр трубопровода и толщина стенки, $d \times \delta$, мм.
5. Давление в ёмкости, из которой жидкость забирается, P_1 , кПа.
6. Давление в ёмкости, в которую жидкость закачивается, P_2 , кПа.
7. Высота подъёма жидкости, H_T , м.
8. Длина трубопровода l , м.
9. Тип и количество арматуры, установленной на трубопроводе, т.е. местные сопротивления.

Для **задачи 2** в исходных данных указываются:

1. Перекачиваемая жидкость (что перекачивается?).
2. Расход перекачиваемой жидкости, V , м³/час.
3. Температура перекачиваемой жидкости, °С.
4. Расстояние, на которое требуется перекачивать, l , м.
5. КПД насосной установки η .
6. Предполагаемый срок эксплуатации трубопровода, годы.
7. Стоимость электроэнергии (далее – ЭЭ).

Необходимые для расчёта данные по стоимости труб разного диаметра студенты находят самостоятельно.

3. СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

1. Технологические трубопроводы, их место и роль в структуре современного химического предприятия.

2. Обзор трубопроводной арматуры (с эскизами, выполненными рукой. Картинки из Интернета не принимаются! Лучше меньше, да лучше).

Задача 1

3. Расчёт гидравлического сопротивления сети.

4. Таблица с результатами расчёта.

5. Графическое изображение зависимости сопротивления сети от расхода.

6. Анализ полученных результатов (влияние различных слагаемых на общую потерю энергии в трубопроводе). Выводы.

Задача 2

7. Расчёт экономически целесообразного диаметра трубопровода. Рекомендации по выбору диаметра трубопровода.

4. ПРИМЕРЫ РАСЧЁТА

Задача 1

Построить гидравлическую характеристику сети для перекачивания бензола с расходом $48,6 \text{ м}^3/\text{час}$ по трубопроводу $108 \times 4 \text{ мм}$. Средняя температура бензола $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Давление в приёмной ёмкости 200 кПа , давление в напорной ёмкости 400 кПа . Высота подъёма жидкости 7 м . Общая длина линейных участков сети 125 м . На трубопроводе установлены: две задвижки и три отвода с углом поворота 90° с радиусом изгиба $R = 420 \text{ мм}$.

Расчёт гидравлического сопротивления сети и построение её характеристики

Необходимо помнить, что результаты расчёта будут правильными только в случае использования системы СИ!

1. Сразу определим тот напор, который требуется на подъём бензола на высоту H_{Γ} , равную 7 м , и на преодоление разности давлений между приёмной и напорной емкостями. Эта величина не зависит от расхода бензола. Значения давлений переводим в систему СИ³

$$H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \text{const} = 7 + \frac{400000 - 200000}{858 \cdot 9,8} = 30,8 \text{ м.}$$

где ρ – плотность бензола при $40 \text{ }^\circ\text{C}$, взята из табл. 7.

2. Разбиваем указанный в задании объёмный расход на возможно большее число значений, начиная от 0. Чем больше будет точек, тем точнее будет конечный результат. Примем следующие значения расхода V : 0; 4, 8, 12, 16, 20, 24, 28, 32, 36, 40, 44, 48,6 $\text{м}^3/\text{час}$. Выбранные значения расхода занесём в таблицу результатов расчёта (табл. 5).

³ Автор проводил расчёты с использованием программы Excel, в которой числа не округляются. Поэтому при повторении расчётов возможно некоторое незначительное расхождение.

3. Для каждого значения расхода найдём скорость бензола в трубе по формуле

$$w_i = \frac{4V_i}{\pi d^2}, \quad (16)$$

где d – внутренний диаметр трубы, находится по формуле (1)

Для нашего примера

$$d_{\text{вн}} = 108 - 2 \times 4 = 100 \text{ мм} = 0,1 \text{ м.}$$

Далее ради упрощения формул нижние индексы «вн» и «н» опускаются – студент сам должен понимать, о каком диаметре идёт речь.

Для расхода $V_1 = 0$ делать расчёт не имеет смысла: нет расхода – нет скорости. Для расхода $V_2 = 4 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}$ получаем величину скорости

$$w_2 = \frac{4 \cdot V_2}{3,14 \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2} = 0,14 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

где 3600 – перевод расхода из часового в секундный, как того требует система СИ.

Полученное значение скорости заносим в табл. 5.

4. Находим значение критерия Рейнольдса для расхода V_2 по формуле (7)

$$Re_2 = \frac{w_2 d \rho}{\mu} = \frac{0,14 \cdot 0,1 \cdot 858}{0,000492} = 24684,$$

где μ – динамический коэффициент вязкости бензола при температуре 40 °С, взят из табл. 8. Следует помнить, что в этой таблице значения динамического коэффициента вязкости приведены в мПа×с, а в формулу нужно подставлять в системе СИ, т.е. Па×с.

5. По формуле Блазиуса (8) находим значение коэффициента трения λ_2 :

$$\lambda_2 = \frac{0,316}{Re_2^{0,25}} = \frac{0,316}{24684^{0,25}} = 0,0252.$$

6. Вычислим по формуле Дарси – Вейсбаха (5) величину потери напора на преодоление сил трения, округлив результат до тысячных долей метра, т.е. до миллиметра:

$$h_{тр,2} = \lambda_2 \frac{l}{d} \frac{w_2^2}{2g} = 0,0252 \cdot \frac{125}{0,1} \cdot \frac{0,14^2}{2 \cdot 9,8} = 0,032 \text{ м.}$$

7. Определим потерю напора в местных сопротивлениях для расхода V_2 . Для этого сначала просуммируем величины всех местных сопротивлений ξ . Согласно заданию, в нашей сети установлены две задвижки и три отвода. Кроме того, необходимо учесть два обязательных местных сопротивления – вход потока из ёмкости в трубу и выход из трубы в ёмкость. Коэффициент местного сопротивления задвижки при её условном проходе 100 мм равен 0,5 [1, с. 521]. Коэффициент местного сопротивления отвода найдём по табл. 4, предварительно вычислив отношение радиуса изгиба к диаметру трубы:

$$\frac{R}{d} = \frac{420}{100} = 4,2 \approx 4,0.$$

Тогда $\zeta_{отв} = 0,11$.

Для входа в трубу $\zeta_{вх} = 0,5$; для выхода из трубы $\zeta_{вых} = 1,0$ [1, с. 520].

Сумма всех коэффициентов местных сопротивлений

$$\Sigma \zeta = 0,5 + 1,0 + 2 \cdot 0,5 + 3 \cdot 0,11 = 2,83.$$

По формуле (10) находим потерю напора на преодоление местных сопротивлений:

$$h_{м.с.2} = \Sigma \zeta \frac{w_2^2}{2g} = 2,83 \cdot \frac{0,14^2}{2 \cdot 9,8} = 0,003 \text{ м.}$$

Величина получилась очень маленькая – всего 3 мм. Это хорошо – наши сопротивления «съедают» мало энергии. Правда, с увеличением скорости потока эта величина будет расти в квадратичной зависимости. Но всё равно вклад местных сопротивлений в общую энергию, необходимую для транспорта бензола по заданной траектории, будет незначительным.

8. Общая потеря напора на трение и местные сопротивления для

значения расхода $V_2 = 4 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}$ составит

$$h_{\text{пот},2} = h_{\text{тр},2} + h_{\text{мс},2} = 0,032 + 0,003 = 0,035 \text{ м.}$$

Полученный результат заносим в табл. 5, округлив до десятых долей метра.

9. Общая потеря напора для значения расхода $V_2 = 4 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}$ составит

$$H_2 = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + h_{\text{пот},2} = 30,8 + 0,03 = 30,83 \text{ м.}$$

Этот самый важный для нас результат заносим в последний столбец табл. 5.

Итак, алгоритм нашего расчёта состоит из девяти пунктов. Повторим пункты 2–9 ещё 11 раз – для каждого из 11 оставшихся расходов V . В результате табл. 5 будет заполнена полностью.

Для уверенных пользователей программы Excel не составит труда автоматизировать рутинные вычисления. Только следует помнить про размерности в системе СИ.

Используя второй столбец табл. 5 – расход бензола – и последний – требуемый для перекачивания напор – построим график зависимости $H = f(V)$, который называется гидравлической характеристикой сети (см. рис. 8).

Результаты расчёта

№	$V, \text{ м}^3/\text{час}$	$w, \text{ м/с}$	Re	λ	$h_{\text{тр}}, \text{ м}$	$\Sigma h_{\text{мс}}, \text{ м}$	$h_{\text{пот}}, \text{ м}$	$H, \text{ м}$
1	0	0	0	0	0	0	0	30,8
2	4	0,14	24684	0,025	0,03	0,003	0,04	30,83
3	8	0,28	49367	0,021	0,11	0,012	0,12	30,91
4	12	0,42	74051	0,019	0,22	0,026	0,25	31,03
5	16	0,57	98735	0,018	0,36	0,046	0,41	31,20
6	20	0,71	123418	0,017	0,54	0,072	0,61	31,40
7	24	0,85	148102	0,016	0,74	0,104	0,85	31,63
8	28	0,99	172786	0,015	0,97	0,142	1,11	31,90
9	32	1,13	197469	0,015	1,23	0,185	1,41	32,20
10	36	1,27	222153	0,015	1,51	0,234	1,74	32,53
11	40	1,42	246837	0,014	1,81	0,289	2,10	32,89
12	44	1,56	271521	0,014	2,14	0,350	2,49	33,28
13	48,6	1,72	299907	0,014	2,55	0,427	2,97	33,76

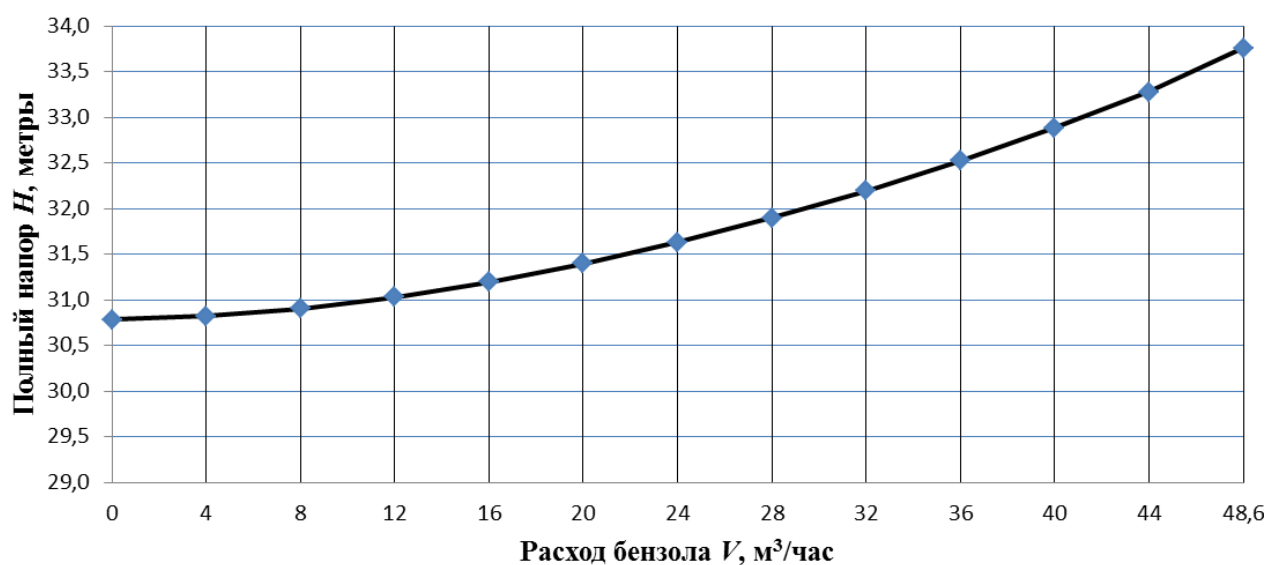


Рис. 8. Гидравлическая характеристика сети для перекачивания бензола

Обратите внимание: график выходит из расхода, равного 0. И ось ординат тоже выходит из этой точки.

Задача 2

Найти экономически целесообразный диаметр трубопровода для перекачивания бензола с расходом $15 \text{ м}^3/\text{час}$ на расстояние 1200 м . Средняя температура бензола $20 \text{ }^\circ\text{C}$. КПД насосной установки считать равным $0,6$. Предполагаемый срок эксплуатации объекта 3 года . Стоимость электроэнергии $4 \text{ руб. за кВт}\cdot\text{час}$.

Расчёт экономически целесообразного диаметра трубопровода

Перед началом расчёта находим сайты с предложением приобрести трубу чёрную бесшовную. Он нам нужен для нахождения стоимости труб разного диаметра. Можно воспользоваться ссылкой: <http://www.metal-market.ru/>

1. Принимаем бесшовную трубу $45 \times 3,5 \text{ мм}$ и начинаем рассчитывать капитальные и эксплуатационные затраты. На сайте находим стоимость одного погонного метра этой трубы 285 руб. (на момент написания этого пособия).

Капитальные затраты ($KЗ$) – это стоимость трубы длиной 1200 м . Стоимость трубы составляет

$$KЗ = 1200 \cdot 285 = 342000 \text{ руб.}$$

Теперь начинаем считать затраты на перекачивание бензола по горизонтальному трубопроводу.

Находим скорость бензола в трубе выбранного диаметра:

$$w = \frac{4V}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 15}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,038^2} = 3,68 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

По формуле (7) вычисляем значение критерия Рейнольдса. Для этого нам потребуются плотность и вязкость бензола при $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (табл. 7 и 8).

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{3,68 \cdot 0,038 \cdot 879}{0,00065} = 189107.$$

По формуле Блазиуса (8) находим значение коэффициента трения λ :

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = \frac{0,316}{189107^{0,25}} = 0,015.$$

По формуле Дарси – Вейсбаха (5) находим потерю напора на перекачивание бензола:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} = 0,015 \frac{1200}{0,038} \cdot \frac{3,68^2}{2 \cdot 9,8} = 327 \text{ м.}$$

По формуле (13) определяем мощность, которая потребуется для преодоления силы трения $h_{\text{тр}}$:

$$N_{\text{тр}} = V h_{\text{тр}} \rho g = \frac{15}{3600} \cdot 327 \cdot 879 \cdot 9,8 = 11737 \text{ Вт.}$$

Мощность, которую будет потреблять электродвигатель насоса, найдём по формуле (14):

$$N_{\text{раб}} = \frac{N_{\text{тр}}}{\eta} = \frac{11737}{0,6} = 19562 \text{ Вт} \approx 20 \text{ кВт.}$$

Теперь рассчитаем плату за электроэнергию за предполагаемый срок эксплуатации трубопровода 3 года. Для этого нам потребуется перевести ватты в киловатты, а потом найти потребляемую энергию в кВт×час.

$$\begin{aligned} \text{ЭЭ} &= \frac{N_{\text{раб}}}{1000} \cdot \text{годы} \cdot 365 \cdot 24 \cdot \text{ценаЭЭ} = \\ &= \frac{19562}{1000} \cdot 3 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 4 = 2056357 \text{ руб.} \end{aligned}$$

где 365 – число дней в году, 24 – число часов в сутках, 1000 – перевод из Вт в кВт.

Полученный результат заносим в табл. 6.

Пока не понять, удачный мы сделали выбор или нет. Поэтому продолжим расчёт.

Принимаем к установке трубу диаметром 57×4 мм по цене 357 руб. за метр и повторяем расчёт. Результат заносим в табл. 6⁴.

Возьмём трубу 76×4 мм по цене 484 руб. за метр и снова рассчитаем капитальные и эксплуатационные затраты.

Получаемые результаты обнадеживают – хорошо видно, что с увеличением диаметра суммарные затраты падают. Попробуем сэкономить ещё и примем к установке трубу диаметром 89×4 мм и стоимостью 587 руб. за метр. Расчёт показал, что суммарные затраты выросли. Делаем вывод, что **оптимальным будет вариант 3: труба диаметром 76×4 мм. При выборе этой трубы капитальные и эксплуатационные затраты будут минимальны.**

Таблица 6

Таблица результатов расчёта трубопровода

№	Выбранная труба	Капитальные затраты, руб.	Затраты на ЭЭ, руб.	Суммарные затраты, руб.
1	43×3,5	342000	2056357	2398357
2	57×4	428400	620238	1048638
3	76×4	580800	130789	711589
4	89×4	704400	56975	761375

⁴ Расчёт выполнен в программе Excel и его результаты могут немного отличаться от полученных с использованием калькулятора из-за округления промежуточных результатов.

Таблица 7

Плотность некоторых жидкостей в зависимости от температуры, кг/м³

№ п/п	Жидкость	Температура, °С											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130	150
ПРЕДЕЛЬНЫЕ УГЛЕВОДОРОДЫ													
1	Гексан	660	650	641	631	622	612	602	592	581	559	548	526
2	Гептан	681	672	663	654	645	638	627	618	607	588	578	558
3	Октан	702	694	686	677	669	661	653	644	635	617	608	590
4	Пентан	639	628	619	608	599	586	578	566	555	530	518	494
АРОМАТИЧЕСКИЕ УГЛЕВОДОРОДЫ И ИХ ПРОИЗВОДНЫЕ													
5	Бензол	879	869	858	847	836	826	815	804	793	769	757	733
6	м-Ксилол	865	856	847	839	831	822	813	805	796	778	769	751
7	Толуол	866	856	847	838	828	818	808	798	788	766	755	733
8	Хлорбензол	1107	1096	1085	1075	1065	1053	1041	1031	1021	995	982	956
СПИРТЫ И ОРГАНИЧЕСКИЕ КИСЛОТЫ													
9	Бутиловый спирт	810	802	795	788	781	774	766	758	751	735	727	711
	Н. пропиловый спирт	804	796	788	779	770	761	752	743	733	711	701	
10	Изопропиловый спирт	785	777	768	760	752	744	735	726	718	700	682	665
11	Метиловый спирт	792	783	774	765	756	746	736	725	714	692	681	659
12	Муравьиная кислота	1220	1207	1195	1183	1171	1159	1141	1134	1121	1096	1084	1059
13	Уксусная кислота	1048	1037	1027	1016	1004	993	981	969	958	922	904	868
14	Этиловый спирт	789	780	772	763	754	744	735	726	716	693	681	658
ЭФИРЫ, КЕТОНЫ, СЕРО- И ХЛОРСОДЕРЖАЩИЕ СОЕДИНЕНИЯ													
15	Ацетон	791	780	768	757	746	732	719	706	693	665	651	623
16	Дихлорэтан	1254	1239	1224	1209	1194	1179	1163	1148	1133	1102	1087	1056
17	Диэтиловый эфир	714	701	689	678	666	653	640	626	611	576	559	524
18	Сероуглерод	1263	1248	1233	1216	1200	1182	1165	1145	1125	1082	1060	1017
19	Хлороформ	1489	1470	1450	1431	1411	1395	1380	1353	1326	1280	1257	1211
20	Четырёххлористый углерод	1594	1575	1556	1537	1517	1494	1471	1452	1434	1390	1368	1324
21	Этилацетат	901	889	876	864	851	838	825	811	797	768	753	724

Вязкость некоторых жидкостей в зависимости от температуры, МПа×с

№	Жидкость	Температура, °С											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130	150
Предельные углеводороды													
1	Гексан	0,32	0,29	0,264	0,241	0,221	0,206	0,19	0,174	0,158	0,132	0,119	0,093
2	Гептан	0,45	0,41	0,37	0,32	0,29	0,27	0,24	0,22	0,21	0,18	0,17	0,14
3	Октан	0,54	0,479	0,428	0,386	0,35	0,321	0,291	0,268	0,245	0,208	0,19	0,172
4	Пентан	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18	0,17	0,155	0,14	0,13	0,115	0,11	0,09
Ароматические углеводороды и их производные													
5	Бензол	0,65	0,56	0,492	0,436	0,39	0,353	0,316	0,289	0,261	0,219	0,198	0,156
6	м-Ксилол	0,61	0,56	0,50	0,46	0,43	0,39	0,35	0,33	0,29	0,25	0,23	0,20
7	Толуол	0,586	0,522	0,466	0,42	0,381	0,350	0,319	0,295	0,271	0,231	0,211	0,171
8	Хлорбензол	0,80	0,71	0,64	0,57	0,52	0,478	0,435	0,403	0,37	0,32	0,295	0,245
Спирты и органические кислоты													
9	Бутиловый спирт	2,95	2,28	1,78	1,41	1,14	0,95	0,76	0,65	0,54	0,38	0,30	0,14
10	Изопропиловый спирт	2,39	1,76	1,33	1,03	0,80	0,66	0,52	0,45	0,38	0,29	0,245	0,155
11	Метиловый спирт	0,584	0,51	0,45	0,396	0,351	0,321	0,29	0,265	0,24	0,21	0,195	0,165
12	Муравьиная кислота	1,78	1,46	1,22	1,03	0,89	0,785	0,68	0,61	0,54	0,40	0,33	0,19
13	Уксусная кислота	1,22	1,04	0,90	0,79	0,70	0,63	0,56	0,51	0,46	0,37	0,325	0,235
14	Этиловый спирт	1,19	1,00	0,825	0,701	0,591	0,513	0,435	0,381	0,326	0,248	0,209	0,131
Эфиры, кетоны, сер- и хлорсодержащие соединения													
15	Ацетон	0,322	0,293	0,268	0,246	0,230	0,215	0,20	0,185	0,17	0,15	0,14	0,12
16	Дихлорэтан	0,84	0,74	0,65	0,565	0,51	0,465	0,42	0,39	0,36	0,31	0,285	0,235
17	Диэтиловый эфир	0,243	0,22	0,199	0,182	0,166	0,153	0,14	0,129	0,118	0,10	0,091	0,073
18	Сероуглерод	0,366	0,319	0,29	0,27	0,25	0,23	0,21	0,20	0,19	0,17	0,16	0,14
19	Хлороформ	0,57	0,51	0,466	0,426	0,39	0,36	0,33	0,31	0,29	0,26	0,245	0,215
20	Четырёххлористый углерод	0,97	0,84	0,74	0,65	0,59	0,531	0,472	0,430	0,387	0,323	0,291	0,27
21	Этилацетат	0,449	0,40	0,36	0,326	0,297	0,273	0,248	0,229	0,21	0,178	0,162	0,13

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – 14-е изд., стер. – Перепеч. с изд. 1987 г. – М.: Альянс, 2007. – 575 с. – ISBN 978-5-903034-12-3.

2. Филиппов, В.В. Технологические трубопроводы и трубопроводная арматура: учеб. пособие / В.В. Филиппов. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2007. – 70 с. – ISBN 978-5-7964-0940-4.

3. Персональный сайт доцента СамГТУ В.В. Филиппова [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://filippov.samgtu.ru/>

СОДЕРЖАНИЕ

1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ТРУБОПРОВОДЫ	3
1.1. Общие понятия и определения.....	3
1.2. Гидравлическое сопротивление сети.....	9
1.3. Выбор диаметра трубопровода	21
2. ЦЕЛИ РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ И ЕЁ ОФОРМЛЕНИЕ	23
3. СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ.....	25
4. ПРИМЕРЫ РАСЧЁТА	26
Задача 1.....	26
Задача 2.....	31
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	36

Учебное издание

ФИЛИППОВ Вячеслав Васильевич

Гидравлическое сопротивление сети

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 18.05.21
Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная
Усл. п. л. 2,2. Уч.-изд. л. 2,15
Тираж 100 экз. Рег. № М12/21

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Самарский государственный технический университет»
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244. Главный корпус

Отпечатано в типографии
Самарского государственного технического университета
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244. Корпус № 8