

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Белорусский государственный университет
информатики и радиоэлектроники»

Кафедра экологии

М. М. Бражников, А. Н. Баско, И. И. Кирвель

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ ЖИДКИХ И ГАЗООБРАЗНЫХ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ

Методическое пособие
для практических занятий по дисциплине
«Основы экологии и энергосбережения»

Минск 2008

УДК 621.311(075.8)
ББК 31.2 я 73
Б 87

Р е ц е н з е н т
зав. кафедрой высокомолекулярных соединений БГУ,
д-р хим. наук, проф. Л. П. Круль

Бражников, М. М.

Б 87 Энергосбережение при транспортировке жидких и газообразных энергоносителей: метод. пособие для практ. занятий по дисц. «Основы экологии и энергосбережения» / М. М. Бражников, А. Н. Баско, И. И. Кирвель. – Минск : БГУИР, 2008. – 16 с.

ISBN 978-985-488-300-7

В пособии содержится описание необходимых физических свойств жидкостей и основных характеристик их движения. Рассматриваются понятия о режимах движения жидкостей и газов, гидравлическом сопротивлении в трубопроводах, перемещении жидкостей и газов. Предложены задания для самостоятельной и практической работы студентов.

Пособие предназначено для студентов всех специальностей и форм обучения БГУИР.

УДК 621.311(075.8)
ББК 31.2 я 73

ISBN 978-985-488-300-7

© Бражников М. М., Баско А. Н.,
Кирвель И. И., 2008
© УО «Белорусский государственный
университет информатики
и радиоэлектроники, 2008

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Некоторые физические свойства жидкостей и основные характеристики их движения	5
2. Гидравлические сопротивления в трубопроводах	9
3. Перемещение жидкостей и газов	12
4. Расчет оптимального диаметра трубопровода	13
5. Практическая работа «Оценка основных параметров и условий при транспортировке жидких и газообразных энергоносителей»	14
6. Контрольные вопросы	16
Литература	16

Библиотека БГУИР

ВВЕДЕНИЕ

Транспортировка жидких и газообразных энергоносителей (нефть, нефтепродукты, природный газ), а также снабжение тепловой энергией потребителей через систему отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и соответствующие технологические процессы связаны с движением жидкостей, газов и паров. Законы движения жидкостей и газов рассматриваются в *гидродинамике* – одном из разделов гидравлики.

В гидравлике принято объединять жидкости, газы и пары под единым наименованием – *жидкости*. Это объясняется тем, что законы движения жидкостей и газов (паров) практически одинаковы, если их скорости значительно ниже скорости звука. Поэтому в дальнейшем жидкостями будут называться все вещества, обладающие текучестью при приложении к ним самых незначительных сил сдвига.

Реальные жидкости делятся на капельные и упругие (газы или пары). *Капельные* жидкости практически несжимаемы и обладают очень малым коэффициентом объемного расширения. Объем *упругих* жидкостей сильно изменяется при изменении температуры или давления.

Для осуществления расчетов с использованием законов гидродинамики необходимо знать некоторые физические свойства жидкостей и характеристики их движения.

1. Некоторые физические свойства жидкостей и основные характеристики их движения

Вязкость. При движении реальной капельной жидкости в ней возникают силы внутреннего трения, оказывающие сопротивление движению. Эти силы действуют между соседними слоями жидкости, перемещающимися друг относительно друга. Свойство жидкости оказывать сопротивление усилиям, вызывающим относительное перемещение ее частиц, называется *вязкостью*, или *динамической вязкостью* и обозначается через η .

Вязкость в СИ выражается: $\eta = \text{Па}\cdot\text{с}$ (паскаль·с).

Плотность. Масса единицы объема жидкости называется *плотностью* и обозначается через ρ :

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (1)$$

где m – масса жидкости (кг); V – объем жидкости (м^3).

В единицах СИ плотность измеряется в $\text{кг}/\text{м}^3$.

Удельный вес. Вес единицы объема жидкости называется *удельным весом* и обозначается γ , т.е.

$$\gamma = \frac{Q}{V}, \quad (2)$$

где Q – вес жидкости (Н).

В единицах СИ удельный вес измеряется в $\text{Н}/\text{м}^3$ (ньютон/ м^3).

Масса и вес связаны между собой соотношением

$$m = \frac{Q}{g},$$

где g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$.

Подставив значения m в выражение (1), с учетом зависимости (2) получим соотношение между удельным весом и плотностью:

$$\gamma = \rho g. \quad (3)$$

Плотность и удельный вес капельных жидкостей значительно выше, чем соответствующие характеристики упругих жидкостей (газов), и сравнительно мало изменяются под действием давления или при изменении температуры.

Движущей силой при течении жидкостей является *разность давлений*, которая создается с помощью насосов или компрессоров, либо вследствие разности уровней или плотностей жидкости.

Знание законов гидродинамики позволяет находить разность давлений, необходимую для перемещения данного количества жидкости с требуемой скоростью, а значит, находить и расход жидкости при известном перепаде давлений.

Скорость и расход жидкости

Рассмотрим движение жидкости по трубе постоянного сечения.

Количество жидкости, протекающей через поперечное сечение потока (его «живое» сечение, т.е. затопленное сечение трубопровода) в единицу времени, называют *расходом жидкости*. Различают *объемный расход*, измеряемый в м³/с или м³/ч, и *массовый расход*, измеряемый в кг/с, кг/ч и т.д.

В разных точках живого сечения потока скорость частиц жидкости неодинакова. Около оси трубы скорость потока будет максимальной, а по мере приближения к стенкам она уменьшается. Поэтому в расчетах обычно используют *среднюю* (фиктивную) скорость. Эта скорость W (м/с) выражается *отношением* объемного расхода жидкости Q (м³/с) к площади живого сечения S (м²) потока:

$$\omega = Q / S , \quad (4)$$

откуда объемный расход

$$Q = \omega \cdot S . \quad (5)$$

Массовый расход M (кг/с) определяется произведением

$$M = \rho \cdot \omega \cdot S , \quad (6)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Величина $\rho \times \omega$ представляет собой массовую скорость жидкости в кг/(м²·с) :

$$W = \rho \cdot \omega . \quad (7)$$

При движении жидкости через сечение трубопровода в качестве расчетного линейного размера принимают диаметр трубопровода (d).

При транспортировке жидких и газообразных энергоносителей, а также при снабжении тепловой энергией потребителей и оформлении непрерывных процессов химической технологии следует соблюдать *установившиеся условия движения жидкости*. *Неустановившееся* движение жидкости происходит главным образом при периодических процессах или возникает кратковременно при пусках, остановках, а также изменениях режима работы аппаратов непрерывного действия.

Движение жидкости является *установившимся*, или *стационарным*, если скорости частиц потока, а также все другие влияющие на его движение факторы (плотность, температура, давление и др.) не изменяются во времени в каждой точке пространства, через которую проходит жидкость. В этих условиях для каждого сечения потока расходы жидкости постоянны во времени, т.е.

$$\rho \cdot \omega \cdot S = \text{const} . \quad (8)$$

Для трубопроводов с переменными площадями сечения, таким образом, будем иметь

$$\rho_1 \omega_1 S_1 = \rho_2 \omega_2 S_2 = \dots = \rho_n \omega_n S_n \quad (9)$$

или

$$M_1 = M_2 = \dots = M_n . \quad (10)$$

Выражение (9) или (10) представляет собой *уравнение неразрывности (сплошности) потока для установившегося движения, или уравнение постоянства расхода.*

Согласно уравнению постоянства расхода, при установившемся движении жидкости, полностью заполняющей трубопровод, через каждое его поперечное сечение проходит в единицу времени одна и та же масса жидкости.

Для капельных жидкостей $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \dots = \rho_n = \rho = \text{const}$ и уравнение (9) принимает вид $\omega \cdot S = \text{const}$. (11)

Следовательно,

$$w_1 S_1 = w_2 S_2 = \dots = w_n S_n = \text{const} \quad (12)$$

или

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = \text{const} ,$$

где $Q = \omega \cdot S$ – объемный расход жидкости.

Из уравнения (12) следует, что скорости капельной жидкости в различных поперечных сечениях трубопровода обратно пропорциональны площадям этих сечений.

Согласно уравнению (8) и (9), массовый расход жидкости через начальное сечение трубопровода равен ее расходу через его конечное сечение. Таким образом, уравнение постоянства расхода является частным случаем закона сохранения массы и выражает материальный баланс потока.

Режимы движения жидкости

Экспериментальным путем было установлено, что при небольшой скорости жидкости в трубе частицы ее движутся прямолинейно и параллельно друг другу.

Такое движение, при котором все частицы жидкости перемещаются по параллельным траекториям, называют *струйчатым*, или *ламинарным*.

Если скорость жидкости увеличить сверх определенного предела, то отдельные частицы жидкости движутся уже не параллельно друг другу и оси трубы, а перемешиваются в поперечном направлении.

Такое неупорядоченное движение, при котором отдельные частицы жидкости движутся по запутанным, хаотическим траекториям, в то время как вся масса жидкости в целом перемещается в одном направлении, называют *турбулентным*.

В турбулентном потоке происходят *пульсации скоростей*, под действием которых частицы жидкости, движущиеся в главном (осевом) направлении, получают также *поперечные перемещения*, приводящие к *интенсивному перемешиванию* потока по сечению и требующие соответственно *больших затрат энергии* на движение жидкости, чем при ламинарном потоке.

Впервые режимы течения изучались Рейнольдсом в 1883 г. на специальной установке с вводом через капиллярную трубку тонкой струйки

окрашенной индикатором воды по оси потока жидкости в трубе. При небольших скоростях потока воды в трубе окрашенная струйка вытягивается в горизонтальную нить, которая, не размываясь, достигает конца трубы.

Опыты Рейнольдса показали, что переход от ламинарного течения к турбулентному происходит тем легче, чем больше массовая скорость жидкости $\rho \cdot \omega$ и диаметр трубы (d) и чем меньше вязкость жидкости (μ). Указанные величины Рейнольдс объединил в безразмерный комплекс, значение которого позволяет судить о режиме движения жидкости. Этот комплекс носит название *критерия Рейнольдса* (Re):

$$Re = \frac{w d \rho}{\mu} . \quad (13)$$

Переход от ламинарного к турбулентному движению характеризуется критическим значением $Re_{кр}$. Так, при движении жидкостей по прямым гладким трубам $Re_{кр} = 2320$. При $Re < 2320$ течение обычно является ламинарным, поэтому данную область значений Re называют областью *устойчивого ламинарного* режима течения. При $Re > 2320$ чаще всего наблюдается турбулентный характер движения. Однако при $2320 < Re < 10\,000$ режим течения еще *неустойчиво турбулентный* (переходный). Хотя турбулентное движение при таких условиях более вероятно, но иногда при таких значениях Re может наблюдаться и ламинарный поток. Лишь при $Re > 10\,000$ турбулентное движение становится *устойчивым (развитым)*.

Указанное значение $Re_{кр} = 2320$ является условным, так как оно относится лишь к стабилизированному изотермическому потоку в прямых трубопроводах с очень малой шероховатостью стенок. Наличие различных возмущений, обусловленных шероховатостью стенок трубы, изменением значения скорости потока или ее направления, близостью входа в трубу и т.п., может существенно снижать величину $Re_{кр}$. Критическое значение $Re_{кр}$ уменьшается и при неизотермичности потока по сечению трубы из-за возникновения конвективных потоков жидкости в направлении, перпендикулярном оси трубы. Критическое значение $Re_{кр}$ и турбулентный режим движения для газов достигаются при значительно больших скоростях, чем для капельных жидкостей (при равных d).

Для потоков, проходящих по изогнутым трубам (змеевикам), критическое значение $Re_{кр}$ выше, чем в прямых трубах, и зависит от отношения d/D , где d – внутренний диаметр трубы змеевика, D – диаметр витков змеевика. Значения зависимости $Re_{кр} \rightarrow f(d/D)$ находят по справочной литературе.

В выражение для критерия Рейнольдса входит средняя скорость потока, характеризующаяся уравнением (4). Действительные же скорости жидкости неодинаковы в разных точках сечения трубопровода. При этом распределение указанных скоростей по сечению потока различно для ламинарного и турбулентного движения. При ламинарном потоке в трубе средняя скорость жидкости равна половине максимальной скорости по оси трубы:

$$w = w_{max} / 2. \quad (14)$$

При турбулентном движении из-за хаотического движения частиц средняя скорость (W) не равна половине максимальной (как для ламинарного движения), а значительно больше, причем $W / W_{\max} \rightarrow f(Re)$. Например, при $Re = 10^4$ скорость $W \approx 0,8 W_{\max}$, а при $Re = 10^8$ величина $W \approx 0,9 W_{\max}$.

2. Гидравлические сопротивления в трубопроводах

Расчет гидравлического сопротивления при движении реальных жидкостей по трубопроводам является одним из основных прикладных вопросов гидродинамики.

Для осуществления установившегося потока транспортировки энергоносителей (соблюдая уравнение сплошности потока 9 из 10) следует использовать уравнение Бернулли.

Для идеальной (несжимаемой, с постоянной $\rho(t) = \text{const}$ и $\mu = 0$) жидкости уравнение Бернулли выражают в форме

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = \text{const} . \quad (15)$$

Левая часть равенства (15) представляет собой полный *гидродинамический напор*.

Уравнение (15) для двух сечений 1 и 2 потока (на входе и выходе трубопровода) можно представить в виде

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} . \quad (16)$$

Следовательно, согласно уравнению Бернулли, для *всех поперечных сечений установившегося потока идеальной жидкости гидродинамический напор остается неизменным*.

Сумма $(z + P/\rho \cdot g)$, называемая полным *статическим напором*, выражает полную *удельную потенциальную энергию* в данном сечении. Слагаемое z в свою очередь отражает *высотный* (геометрический) *напор*. Величина $w^2/2g$ называется *скоростным* или *динамическим напором*. Скоростной напор характеризует *удельную кинетическую энергию* в данном сечении трубопровода.

Из уравнения Бернулли (16) в соответствии с энергетическим смыслом его членов следует, что *при установившемся движении идеальной жидкости сумма потенциальной и кинетической энергии жидкости для каждого из поперечных сечений потока остается неизменной*.

При изменении поперечного сечения трубопровода и соответственно скорости движения жидкости происходит превращение энергии: при сужении трубопровода часть потенциальной энергии давления переходит в кинетическую и, наоборот, при расширении трубопровода часть кинетической энергии переходит в потенциальную, но общее количество энергии остается постоянным. Отсюда следует, что для идеальной жидкости

(без учета потерь $h_{\text{п}}$) количество энергии, поступающей с потоком на вход трубопровода, равно количеству энергии, удаляющейся с потоком на выходе.

Таким образом, *уравнение Бернулли является частным случаем закона сохранения энергии и выражает энергетический баланс потока.*

При движении реальных жидкостей начинают действовать силы внутреннего трения, обусловленные вязкостью жидкости и режимом ее движения, а также силы трения о стенки трубы. Эти силы оказывают сопротивление движению жидкости. На преодоление возникающего гидравлического сопротивления должна расходоваться некоторая часть энергии потока. Поэтому общее количество энергии потока по длине трубопровода будет непрерывно уменьшаться вследствие перехода потенциальной энергии в *потерянную энергию*, затрачиваемую на трение и безвозвратно теряемую при рассеивании тепла в окружающую среду.

Для соблюдения баланса энергии при движении реальной жидкости в правую часть уравнения (16) вводится величина ($h_{\text{п}}$), отражающая потерянный напор. Тогда получим *уравнение Бернулли для реальных жидкостей*:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + h_{\text{п}} \quad (17)$$

Это уравнение может быть представлено в несколько ином виде, если умножить обе его части на ρg :

$$\rho g z_1 + P_1 + \frac{\rho w_1^2}{2} = \rho g z_2 + P_2 + \frac{\rho w_2^2}{2} + \Delta P_{\text{п}} \quad (18)$$

В уравнении (18) величина $\Delta P_{\text{п}}$ – *потерянное давление*, равное

$$\Delta P_{\text{п}} = \rho g h_{\text{п}} \quad (19)$$

Важность определения потери давления связана с необходимостью расчета затрат энергии, требуемых для компенсации этих потерь и перемещения жидкостей, например с помощью насосов, компрессов и т.д.

Потери давления в трубопроводе в общем случае обуславливаются сопротивлением трения и местными сопротивлениями.

Сопротивление трения, называемое также *сопротивлением по длине*, существует при движении реальной жидкости по всей длине трубопровода. На него оказывает влияние режим течения жидкости (ламинарный, турбулентный, степень развития турбулентности). В турбулентном потоке кроме обычной возникает *турбулентная вязкость*, которая вызывает дополнительные потери энергии при движении жидкости.

Местные сопротивления возникают при любых изменениях значения скорости потока или ее направления. К их числу относятся вход потока в трубу и выход из нее жидкости, внезапные сужения и расширения труб, отводы, колена, запорные и регулирующие устройства (краны, вентили, задвижки) и др.

Потери давления из-за трения $\Delta P_{\text{тр}}$ при ламинарном движении по прямой трубе определяют с помощью уравнения

$$\Delta P_{\text{тр}} = l \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2}, \quad (20)$$

где $l = \frac{64}{\text{Re}}$ – коэффициент трения; L – длина трубопровода, м; d – диаметр трубы, м; ρ – плотность потока жидкости, кг/м³; ω – средняя скорость, м/с.

Уравнение (20) при $l = 64 / \text{Re}$ хорошо согласуется с опытными данными для установившегося ламинарного движения ($\text{Re} < 2320$). В этих условиях коэффициент трения практически не зависит от шероховатости стенок трубопровода.

Расчетные уравнения для определения l при турбулентном движении получают обобщением результатов эксперимента. Так, при турбулентном движении в гладких трубах ($\text{Re} = 4 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^5$) коэффициент трения выражается обобщенной зависимостью

$$l = 0,316 \cdot \text{Re}^{-0,25} = 0,316 / \sqrt[4]{\text{Re}}. \quad (21)$$

Таким образом, если при ламинарном движении потеря напора на трение пропорциональна скорости жидкости в первой степени (см. (20)), то при турбулентном движении эта потеря напора в большей мере зависит от скорости – потерянный напор пропорционален $w^{1,75}$.

При турбулентном потоке коэффициент трения зависит не только от характера движения жидкости (значение Re), но и от шероховатости стенок труб. При турбулентном режиме значения l для негладких труб выше, чем следует из уравнения (21). При этом величина l , а следовательно, и потери напора на трение возрастают под действием сил инерции, возникающих вследствие дополнительного вихреобразования вокруг выступов шероховатости.

Шероховатость (ϵ) труб оценивается количественно через среднюю высоту выступов шероховатости на внутренней поверхности труб. Для новых стальных труб $\epsilon \approx 0,06 - 0,1$ мм; при эксплуатации стальных труб, не сильно подвергнутых действию коррозии, $\epsilon \approx 0,1 - 0,2$ мм; для старых загрязненных стальных и чугунных труб $\epsilon \approx 0,5 - 2$ мм.

Потери давления на трение в изогнутой трубе (змеевике) $\downarrow \Delta P_{\text{зм}}$ больше, чем в прямой трубе $\Delta P_{\text{пр}}$:

$$\Delta P_{\text{зм}} = \Delta P_{\text{пр}} \times \phi. \quad (22)$$

Безразмерный поправочный коэффициент $\phi > 1$ вычисляют по формуле

$$j = 1 + 3,54 \left(\frac{d}{D} \right), \quad (23)$$

где d – внутренний диаметр трубы; D – диаметр витка змеевика.

В длинных магистральных газопроводах потери давления $\Delta P_{\Pi} = \Delta P_{\text{тр}}$, так как давление падает по ходу потока газа главным образом из-за преодоление трения.

Уравнение для расчета общих потерь напора на трение и местные сопротивления имеет вид

$$\Delta P_{\Pi} = \left(l \frac{L}{d} + \sum \sigma_{\text{м.с}} \right) \cdot \frac{r w^2}{2}. \quad (24)$$

Значения $\sigma_{\text{м.с}}$ (коэффициенты местного сопротивления) приводятся в справочной литературе.

В различных местных сопротивлениях происходят изменение значения скорости потока, его направления или одновременно изменение и значения, и направление скорости. При этом возникают дополнительные необратимые потери энергии (напора). Так, при внезапном увеличении сечения трубы напор теряется вследствие удара потока, выходящего с большой скоростью из части трубопровода с меньшим диаметром, о поток, движущийся медленнее в части трубопровода с большим диаметром. В области, примыкающей к прямому углу трубы более широкого сечения, возникают обратные токи-завихрения, на образование которых бесполезно тратится часть энергии. При внезапном сужении трубопровода потеря энергии обусловлена уменьшением сечения потока по отношению к сечению самой трубы. При изменении направления потока потери энергии возникают из-за образования завихрений вследствие действия центробежных сил.

Приведенные расчетные уравнение получены для изотермических условий течения жидкости. При эксплуатации теплопроводов (на предприятиях, в жилищно-коммунальном хозяйстве) имеет место нагревание и охлаждение движущейся жидкости через стенки трубопроводов, в результате чего изменяется температура и, следовательно, вязкость жидкости. Поэтому в этих случаях при расчете l следует вводить поправочные коэффициенты, которые находят по специальным формулам, приводимым в справочной литературе.

3. Перемещение жидкостей и газов

Транспортирование жидких или газообразных продуктов имеет важное значение при перемещении их по магистральным трубопроводам, поставляющими энергоносители, а также по трубопроводам большинства предприятий между отдельными аппаратами и установками и предприятий жилищно-коммунального комплекса.

Движение жидкостей по трубопроводам и через аппараты связано с затратами энергии. В некоторых случаях, например при движении с более высокого уровня на более низкий, жидкость перемещается самотеком, т.е. без затрат внешней энергии, вследствие преобразования части потенциальной

энергии в кинетическую. При перемещении жидкостей по горизонтальным трубопроводам и с низшего уровня на высший применяют насосы.

Насосы – гидравлические машины, которые преобразуют механическую энергию двигателя в энергию перемещаемой жидкости, повышая ее давление. Разность давлений жидкости в насосе и трубопроводе обуславливает ее перемещение.

Машины, предназначенные для перемещения и сжатия газов, называются *компрессорными машинами*. С их помощью повышают давление газов, отличное от атмосферного, что часто приводит к увеличению их скорости и уменьшению необходимого объема аппаратуры.

Отношение конечного давления P_2 на выходе, создаваемого компрессорной машиной, к начальному давлению P_1 на входе газа называется *степенью сжатия*.

В зависимости от степени сжатия различают следующие типы компрессорных машин:

- *вентиляторы* ($P_2 / P_1 < 1,1$) – для перемещения больших количеств газов;
- *газодувки* ($1,1 < P_2 / P_1 < 3,0$) – для перемещения газов при относительно высоком сопротивлении газопроводящей сети;
- *компрессоры* ($P_2 / P_1 > 3,0$) – для создания высоких давлений.

Мощность N (в кВт), потребляемая двигателем насоса (или вентилятора), рассчитывается по формуле

$$N = \frac{V \cdot \Delta P}{1000 \cdot h} = \frac{V \cdot \rho \cdot g \cdot H_n}{1000 \cdot \eta}, \quad (25)$$

где V – объемный расход жидкости или газа, м³/с; ΔP – повышение давления, сообщаемое насосом (вентилятором) перекачиваемому потоку и равное полному гидравлическому сопротивлению сети, Па; H_n – напор, создаваемый насосом, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; η – общий КПД насосной (вентиляционной) установки.

Уравнение (21) справедливо при любых ΔP при перекачивании жидкостей насосами, а для газов лишь при $\Delta P \leq 0,981 \cdot 10^4$ Па (вентиляторы). Если для газов $\Delta P > 0,981 \cdot 10^4$ Па (газодувки, компрессоры), то расход энергии подсчитывается по термодинамическим (уточненным формулам), приводимым в специальной литературе.

4. Расчет оптимального диаметра трубопровода

Стоимость трубопроводов составляет значительную часть общей стоимости оборудования, используемого для транспортировки жидких и газообразных энергоносителей, а также оборудования химических и жилищно-коммунальных предприятий. Кроме того, эксплуатация трубопроводов сопряжена с затратой энергии и значительных финансовых средств. Поэтому правильный выбор диаметра трубопроводов имеет большое технико-экономическое значение.

При заданной производительности диаметр трубопровода может быть вычислен исходя из уравнения объемного расхода (5) или массового расхода (6):

$$Q = \omega \cdot S = 0,785d^2 \cdot \omega, \quad (26)$$

$$M = c \cdot \omega \cdot S = 0,785d^2 c \cdot \omega, \quad (27)$$

откуда

$$d = \sqrt{Q/0,785 \cdot \omega} \text{ или } d = \sqrt{M/0,785 \cdot c \cdot \omega}, \quad (28)$$

где d – внутренний диаметр трубопровода, м; Q – объемный расход жидкости, м³/с; M – массовый расход жидкости кг/с; ω – средняя скорость жидкости, м/с.

Таким образом, размер диаметра трубопровода определяется выбором значения скорости движущейся в нем жидкости.

Чем выше выбранная скорость W , тем меньше, согласно уравнениям (26, 27), требуемый диаметр трубопровода, т.е. тем меньше затраты материала на его изготовление, а значит, его стоимость, а также стоимость монтажа и ремонта трубопровода. Вместе с тем при увеличении скорости в соответствии с уравнением (16) растут потери напора в трубопроводе, т.е. увеличивается перепад давлений, требуемый для перемещения жидкости, и, следовательно, возрастают затраты энергии на ее перемещение. Поэтому для расчета *оптимального* диаметра трубопровода необходим *технико-экономический подход*. При оптимальном диаметре трубопровода обеспечиваются минимальные затраты на его эксплуатацию и снижаются энергетические затраты.

На основе технико-экономических соображений установлены рекомендуемые пределы изменения скорости жидкостей, газов и паров в промышленных трубопроводах. Значения этих скоростей приведены выше.

Скорости движения маловязких капельных жидкостей не должны превышать 3 м/с; для вязких капельных жидкостей – 1 м/с, при перекачке капельных жидкостей насосами 1 – 3 м/с.

Скорости газов при небольших избыточных давлениях равны 8 – 15 м/с; для газов под давлением – 15 – 25 м/с; для насыщенного водяного пара – 20 – 30 м/с и для перегретого пара – 30 – 50 м/с.

5. Практическая работа

«Оценка основных параметров и условий при транспортировке жидких и газообразных энергоносителей»

Цель работы: рассчитать минимальный диаметр трубопровода для подачи необходимого количества энергоносителя к потребителю, определить режимы движения энергоносителей в трубопроводах, рассчитать потери давления в трубопроводе.

Содержание отчета: краткие теоретические сведения, раскрывающие тему в соответствии с целью, порядок и результаты расчетов, анализ расчетов и выводы об энергосбережении при транспортировке жидких газообразных энергоносителей.

Задание 1

Расчет минимального диаметра трубопровода для подачи жидкого энергоносителя

На нефтеперерабатывающих предприятиях (НПЗ) г. Полоцка и г. Мозыря на отдельных установках крекинга нефти перерабатывается до 6 000 тыс. тонн в год нефти, поступающей из нефтепровода «Дружба». Определить минимальный диаметр трубопроводов – ответвлений от магистрального до указанных НПЗ, используя уравнения (22) – (24). Плотность поступающей на переработку нефти принять 900 кг/м^3 . Перекачка нефти осуществляется насосами. Скорости движения жидкой нефти выбрать по заданию преподавателя от 1 до 3 м/с.

Задание 2

а) Определение режима течения жидкости в трубопроводе

Определить режим движения жидкости во внутренней трубе теплообменника типа «труба в трубе» при следующих условиях: диаметр внутренней трубы $25 \times 2 \text{ мм}$; массовый расход жидкости 3730 кг/ч , плотность жидкости 1150 кг/м^3 , динамический коэффициент вязкости $1,2 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$. Диаметр внутренней трубы теплообменника, а также объемный расход выбрать по заданию преподавателя. Диаметр труб, выпускаемых промышленностью, выбрать согласно ГОСТам, а массовый расход выбирать от 2500 кг/ч до 4700 кг/ч .

б) Определение режима течения жидкого энергоносителя в нефтепроводе

Определить режим движения сырой нефти по магистральному нефтепроводу. Плотность нефти принять 900 кг/м^3 , а скорости движения нефти при перекачке насосами выбрать по заданию преподавателя от 1 до 3 м/с. Вязкость нефти при температуре транспортировки равна $0,98 \text{ Па}\cdot\text{с}$. Внутренний диаметр магистрального трубопровода равен $0,5 \text{ м}$.

Задание 3

Определение потерь давления в разных типах трубопроводов

Определить потерю давления на трение в трубе длиной $31,5 \text{ м}$ и диаметром $43 \times 2,5 \text{ мм}$, а также в змеевике, по которым протекает вода со скоростью 1 м/с . Диаметр витка змеевика 1 м . Число витков 10 . Средняя температура воды $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Динамический коэффициент вязкости воды при $30 \text{ }^\circ\text{C}$ равен $8 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$. Коэффициент трения $\lambda = 0,0316$. Значение коэффициента трения уточнить исходя из найденной величины критерия Рейнольдса по уравнению (21), если режим движения будет турбулентным.

Решение. Потеря давления на трение находится по формуле (20) для прямой трубы, а затем вводится поправочный коэффициент для змеевика по формуле (22). При этом предварительно определяется режим течения. Скорости движения жидкости выбирать в интервале 0,5 – 1,5 м/с, а диаметры трубопровода соответственно брать $\varnothing 15 \times 2,0$ мм; $20 \times 2,5$; $25 \times 2,5$; 35×25 ; 43×25 ; $51 \times 2,5$ мм.

Задание 4

Определение мощности насоса при движении жидкости по прямому и изогнутому трубопроводу (змеевику). При сравнении мощности насоса КПД насоса принять равным 0,65. Выразить результаты в процентном отношении.

Решение. Определить мощность насоса при движении жидкости по прямому трубопроводу $N_{\text{пр}}$ и по змеевику $N_{\text{зм}}$, используя уравнение (25). Объемный расход рассчитать с учетом условий, выданных преподавателем в задании 3.

6. Контрольные вопросы

1. Физические свойства жидкостей и основные характеристики их движения.
2. Объемный и массовый расходы жидкости.
3. Уравнение постоянства расхода, или сплошности потока для установившегося движения.
4. Режимы движения жидкости.
5. Гидравлическое сопротивление в трубопроводах.
6. Зависимость коэффициентов трения (I) от режимов движения жидкости.
7. Потери давления на трение в изогнутых трубопроводах.
8. Уравнение для расчета потерь на трение и местные сопротивления.
9. Устройства для транспортировки жидких и газообразных энергоносителей.
10. Уравнение для определения мощности двигателя насоса (вентилятора).

Литература

1. Паневчик, В. В. Основы энергосбережения / В. В. Паневчик, А. Н. Ковалев, М. В. Самойлов. – Минск: БГЭУ, 2007.
2. Володин, В. И. Энергосбережение / В. И. Володин. – Минск : БГТУ, 2001.
3. Процессы и аппараты химической промышленности / П. Г. Романков и [др.]. – Л.: Химия, 1989.
4. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – М.: Химия, 1973.
5. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу «Процессы и аппараты химической технологии» / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носов. – Л.: Химия, 1981.

Учебное издание

Бражников Михаил Михайлович
Баско Александр Николаевич
Кирвель Иван Иосифович

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ ЖИДКИХ И ГАЗООБРАЗНЫХ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ

Методическое пособие
для практических занятий по дисциплине
«Основы экологии и энергосбережения»

Редактор Т. П. Андрейченко
Корректор Е. Н. Батурчик
Компьютерная верстка Е. Г. Бабичева

Подписано в печать 22.05.2008.	Формат 60x84 1/16.	Бумага офсетная.
Гарнитура «Таймс».	Печать ризографическая.	Усл. печ. л. 1,16.
Уч.-изд. л. 0,9.	Тираж 300 экз.	Заказ 79.

Издатель и полиграфическое исполнение: Учреждение образования
«Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники»
ЛИ №02330/0056964 от 01.04.2004. ЛП №02330/0131666 от 30.04.2004.
220013, Минск, П. Бровки, 6